

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO: PROYECTO EN AIRE
ACONDICIONADO SEPTIEMBRE DE 1983.

1. ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN (Coordinador).
INGENIERIA QUIMICA APLICADA
GERENTE GENERAL
BERLIN NO. 166
COYOACAN
4100 MEXICO, D.F.
554 47 43 y 598 13 01

2. ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA CALDERON
Augusto Rodin No. 105-206 Despacho
Col. Insurgentes Mixcoac
B. Juárez
03920 México,DF
598 13 01

3. ING. CARLOS MARTINEZ MORENO
Gerente de Proyecto
Ingeniería Química Aplicada
Berlín No. 166
Coyoacán
4100 México, D.F.
554 47 43 y 598 13 01

4. ING. ALBERTO BARAJAS RAMIREZ
Gerente de Proyecto
TESSMANN Y COMPAÑIA, S.A.
Insurgentes Sur 591-5° PISO
México, D.F.
687 24 11

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

PROGRAMA DEL CURSO : DISEÑO EN AIRE ACONDICIONADO
 QUE SE IMPARTIRA DEL 12 AL 24 DE SEPTIEMBRE

DE 1983

FECHA	HORARIO	T E M A	P R O F E S O R
12	17 a 21 h.	INTRODUCCION	ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
		CARTA PSICROMETRICA	
		PROCESOS PSICROMETRICOS	
13	17 a 21 h	ANALISIS DE CARGAS TERMICAS	ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
		TRANSMISION	
		ILUMINACION	
		PERSONAL	
		EQUIPO	
		CANTIDAD DE AIRE q_s y q_l	
14	17 a 21 h.	CONDICIONES DE COMODIDAD	ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA CALDERON
		CALCULO DE U	
19	17 a 21 h.	CARGAS EN INVIERNO	ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
		EJEMPLO DE CALCULO	
20	17 a 21 h.	CARGAS EN VERANO	ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA CALDERON
		EJEMPLO	

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

PROGRAMA DEL CURSO : DISEÑO EN AIRE ACONDICIONADO
QUE SE IMPARTIRA DEL 12 AL 24 DE SEPTIEMBRE

DE 1983

FECHA	HORARIO	T E M A	P R O F E S O R
21	17 a 21 h.	EQUIPO TERMINAL	ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
		FAN & COILS	
		MANEJADORAS	
22	17 a 19 h.	CALCULO DE DUCTOS	ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA CALDERON
		CALCULO DE TUBERIAS	
		EQUIPO CENTRAL	
	19 a 21 h.	UNIDADES PAQUETE	ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN E
		ENFRIADORAS RECIPROCANTES	ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA CALDERON
23	17 a 21 h.	UNIDADES DE ABSORCION	ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
		UNIDADES CENTRIFUGAS	
		TORRES DE ENFRIAMIENTO	
24	9 a 13 h.	INSTRUMENTACION	ING. ALBERTO BARAJAS RAMIREZ
26	17 a 21 h.	INSTRUMENTACION	ING. ALBERTO BARAJAS RAMIREZ

logrando mantener fresca su casa durante los cálidos veranos

A partir de esta primera experiencia con la inclusión de aire frío para vencer el excesivo calor durante el verano en una casa habitación; se ha creado una de las industrias de servicios mas importante para mejorar las condiciones de vida de las diferentes comunidades.

En un pasado cercano se consideró al aire acondicionado en nuestro país como un artículo de lujo o un mal necesario en algunas regiones extremosas del norte de la República; actualmente se reconoce a esta especialidad no solamente como un servicio útil para proporcionar confort, sino un medio adecuado para mejorar las condiciones de vida de la población y mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, fábricas e innumerables lugares a los que concurren los seres vivos.

P S I C R O M E T R I A

Las relaciones que se establecen entre el aire y la cantidad de humedad que contiene éste, así como las diversas variables que se emplean en los estudios de aire acondicionado son el campo de acción de la psicrometría.

HUMEDAD

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

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

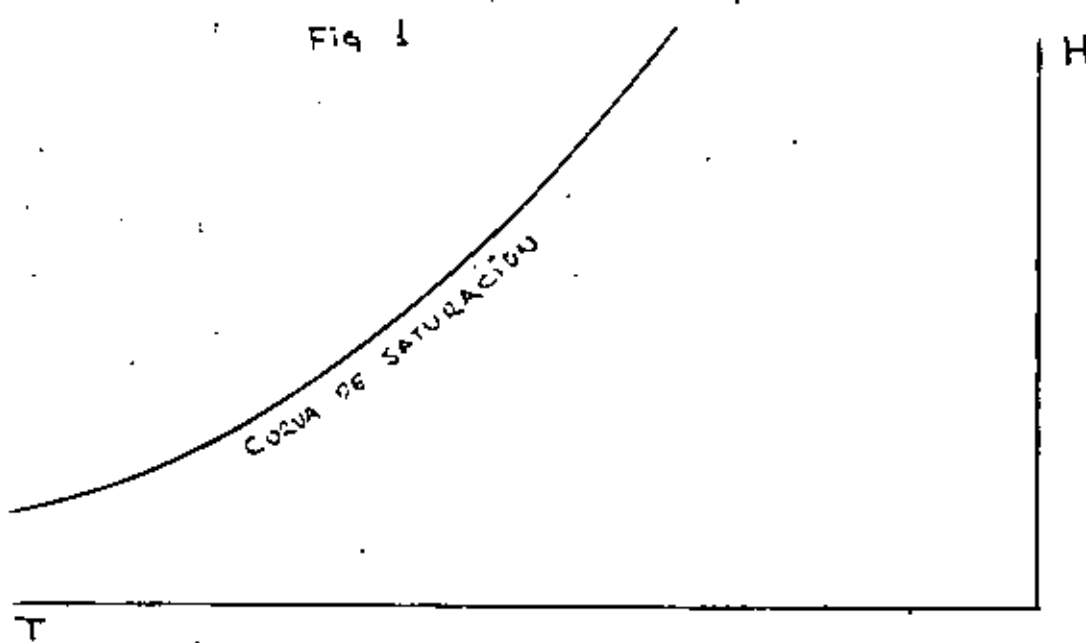
En donde las variables son:

P_v : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada

P_{atm} : Presión atmosférica del lugar considerado

$\frac{18}{29}$: Relación de pesos moleculares del agua y el aire para obtener unidades de masa

Si esta ecuación se grafica para diversas temperaturas, se obtendrá una gráfica correspondiente a humedad de saturación Vs temperatura.



Relación de saturación.

El caso mas general es tener aire con humedad menor a la saturación; para lograr determinar las condiciones ambientales bajo la curva de saturación, se hace necesario obtener fracciones del valor de saturación; si un valor dado de humedad absoluta ó específica es multiplicado por fracciones decimales se obtendrán valores numéricos para 10% 20%, 40 % etc produciéndose una serie de curvas bajo la línea de saturación y así es posible encontrar cualquier punto bajo la curva.

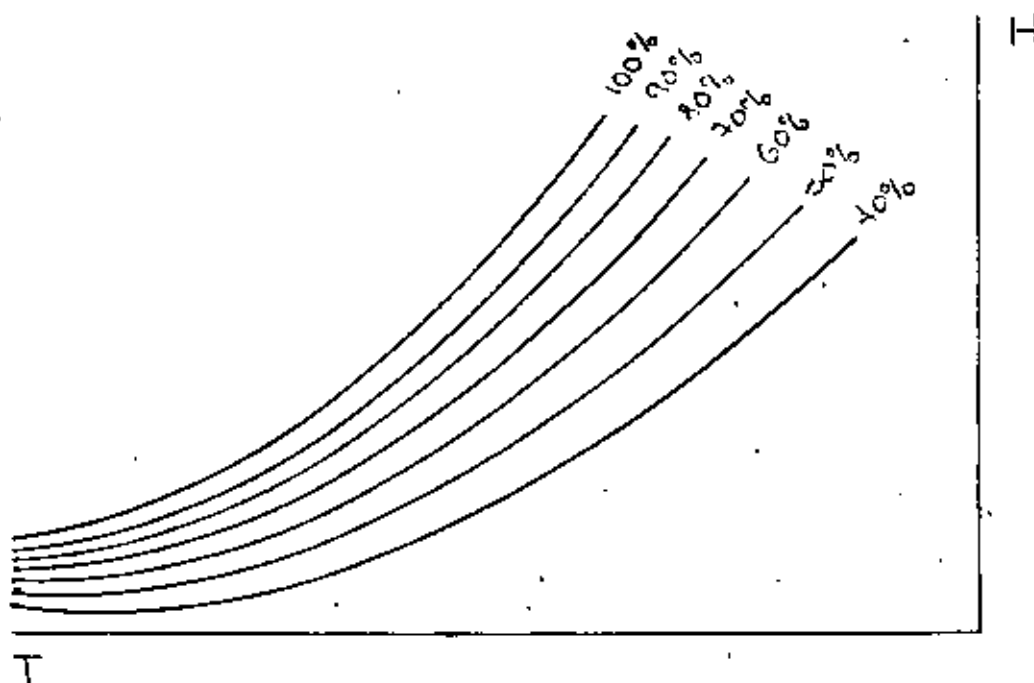


Fig- 2

Temperatura de bulbo seco.- Es aquella temperatura que se registra por medio de un termómetro normal de bulbo, y marca el valor de la temperatura ambiente.

Temperatura de bulbo húmedo

Cuando una persona va a nadar en un día soleado, sentirá una sensación agradable tanto en el aire como en el agua, pero al salir normalmente sentirá frío, pese a que la temperatura del aire no ha variado. Esta sensación se debe a que al no estar saturado el aire que circunda a nuestro cuerpo, habrá evaporación de agua; esta evaporación consumirá calor del agua sobre nuestro cuerpo y nos producirá una sensación de frío.

Si a un termómetro común se le coloca una pequeña franela húmeda sobre el bulbo y se hace circular aire ambiente, parte de la humedad del paño se evaporará para tratar de saturar el aire; el calor requerido para que el agua pase de fase líquido a fase vapor será suministrado por el agua que contiene el paño húmedo y éste se enfriará bajando la temperatura hasta un límite que se llama TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

ENTALPIA

Para un proceso a presión constante y volumen constante, el término Entalpia define a la cantidad de calor que posee el aire en una circunstancia dada. La entalpia contenida por el aire se expresa

por unidad de masa, se puede definir como la suma de la entalpia del aire, mas la entalpia del vapor de agua que contiene:

para el aire seco la ecuación que lo define es la siguiente

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

para la humedad del aire la ecuación es la sig:

$$h_w = H (\lambda_r + C_{pw} (T_i - T_r)) \quad (2)$$

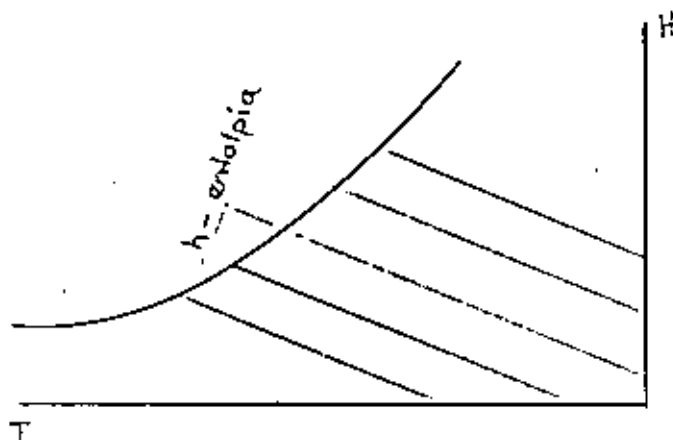
La unión de estas ecuaciones y su rearrreglo nos darán la ecuación general siguiente:

$$h = H \lambda_r + (C_p + H C_{pw}) (T_i - T_r) \quad (3)$$

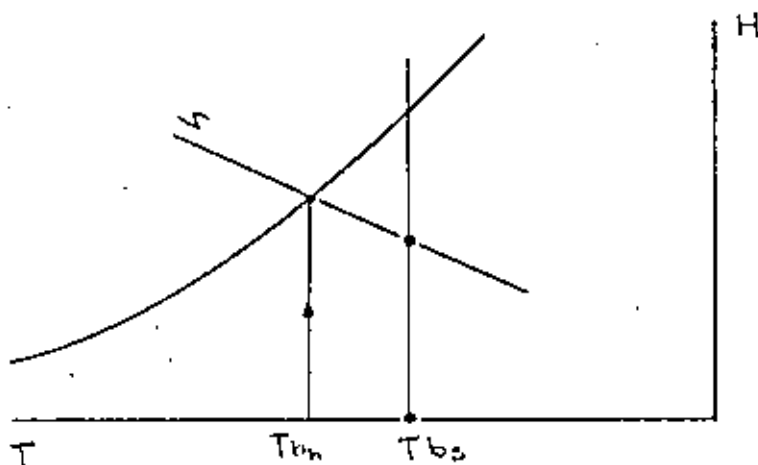
En donde las variables involucradas son las siguientes:

- H : Humedad absoluta o específica Kg de agua/ Kg de aire
- h_a : Entalpia del aire sin considerar humedad
- h_w : Entalpia de la humedad contenida por un kg de aire
- C_p : Calor específico a presión constante del aire
- C_{pw} : Calor específico a presión constante del vapor de agua
- λ_r : Calor de vaporización a la temperatura de referencia
- T_i : Temperatura considerada "i"
- T_r : Temperatura de referencia; normalmente 0°C

De la observación de la ecuación (3) es fácilmente predecible que pueden existir diferentes combinaciones de temperatura de aire y humedad que tendran el mismo contenido de calor o sea que esta ecuación nos permite encontrar líneas de ENTALPIA CONSTANTE; es interesante hacer notar que la línea de entalpia constante coincide al llegar a saturación para un punto dado con su temperatura de bulbo húmedo; esta coincidencia que actualmente es obvia, se descubrió casualmente



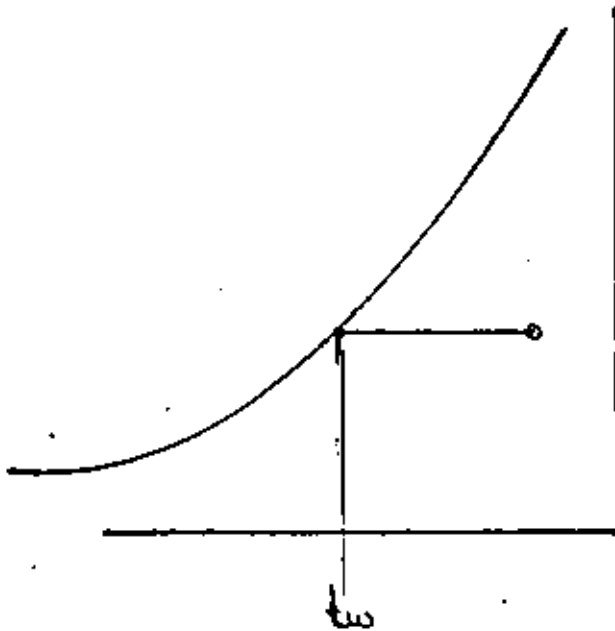
La forma mas simple de encontrar las condiciones del aire ambiente es la siguiente: Se determinan por medio de un PSICROMETRO las temperaturas de bulbo seco (tbs) y bulbo húmedo (tbh) ; se sigue la línea de entalpia constante que corresponda al valor de saturación para el bulbo húmedo y cuando esta línea cruza la línea de tbs, ahí se encuentra el punto 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 habrá condensación de humedad; a esta temperatura se le llama TEMPERATURA DE ROCIO.

Una forma simple de comprender este concepto es la siguiente. Al servir una bebida fría en un vaso se empezará a enfriar el recipiente y el aire circundante a éste se enfriará también, pasados algunos minutos el vaso tendrá gotas de humedad en su parte exterior, esto demuestra que su superficie se encuentra a una temperatura menor a la temperatura de rocío del aire.



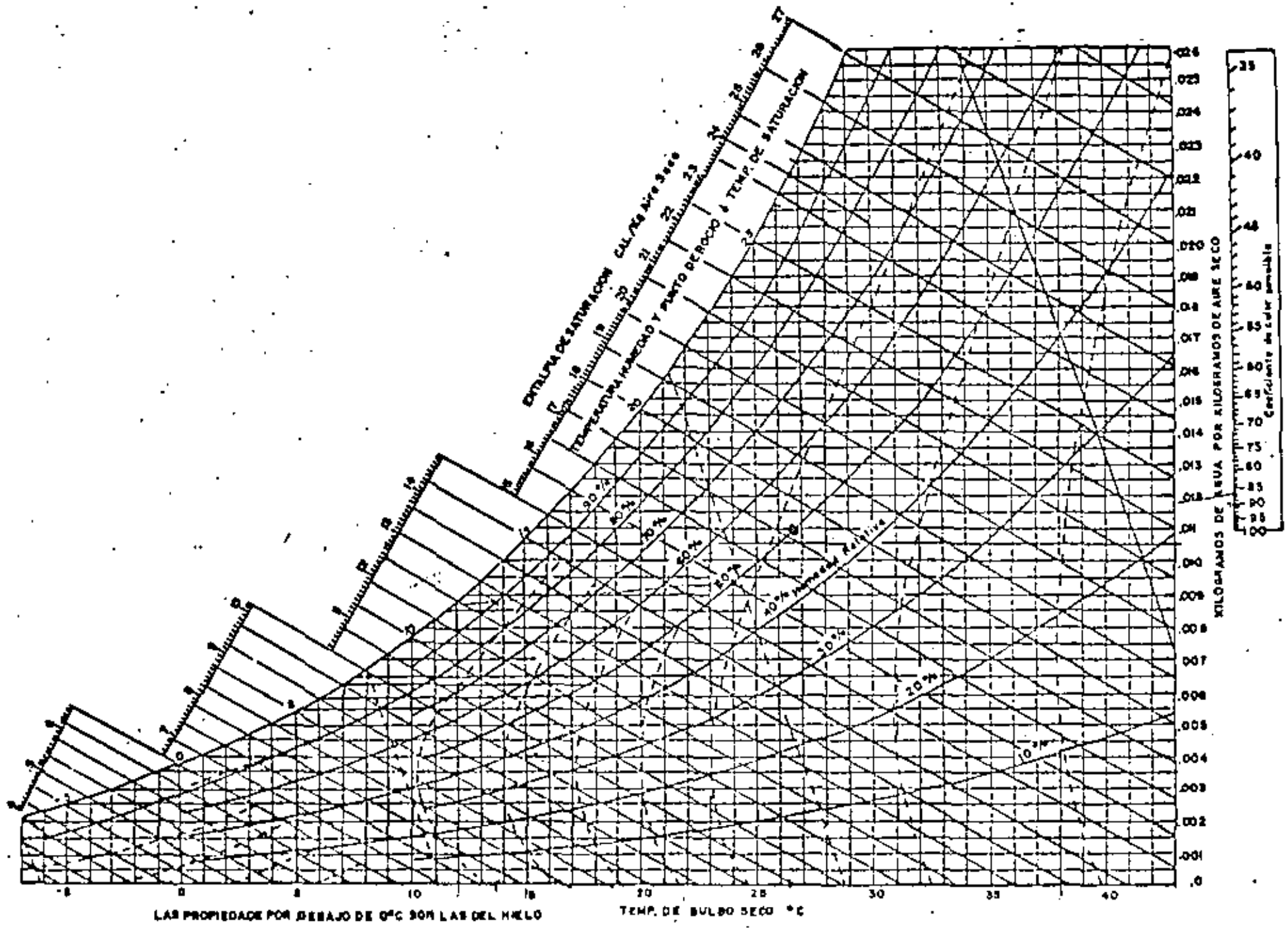


DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

T A B L A S

AGOSTO, 1983

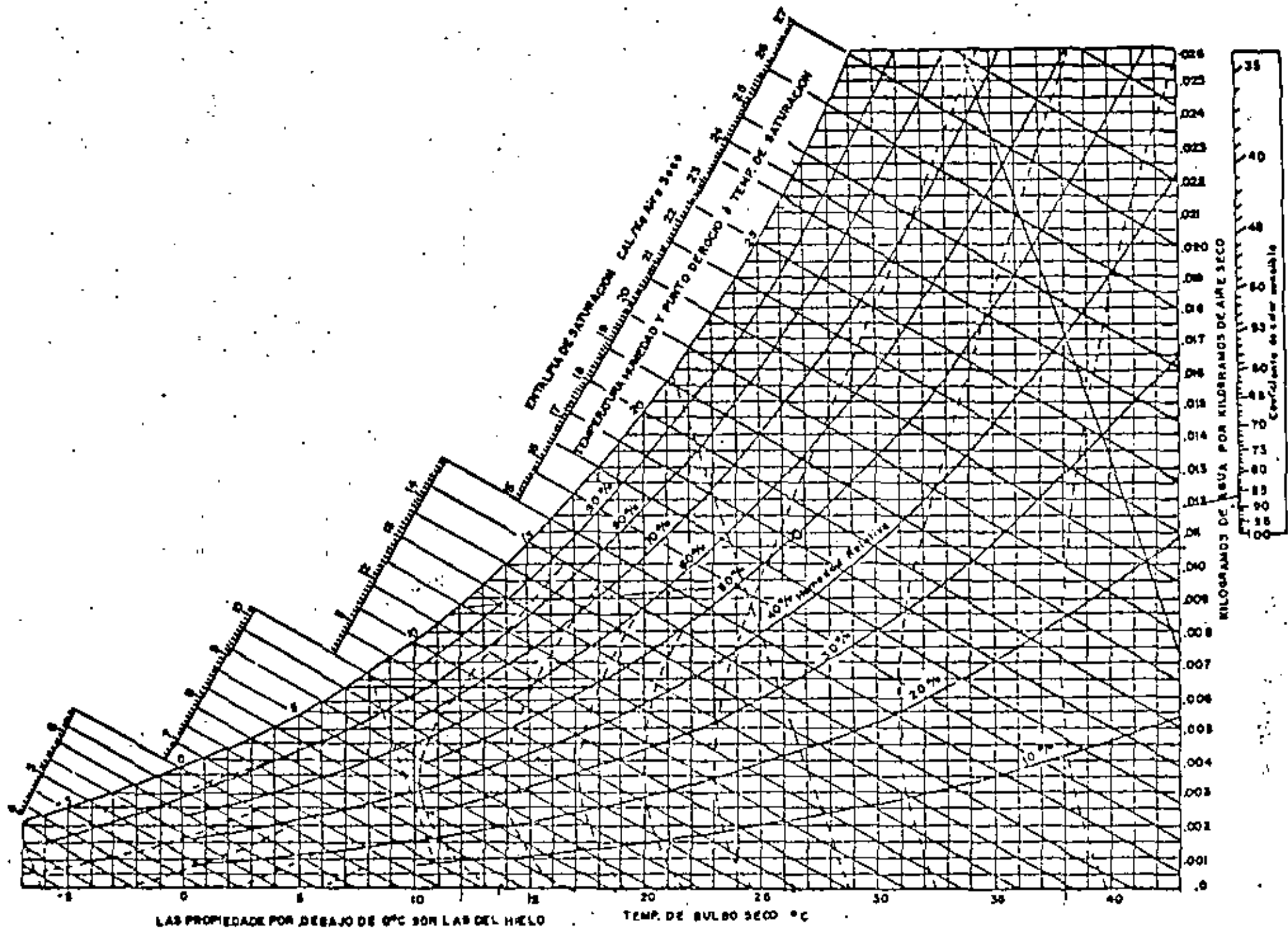


LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE BULBO SECO °C

KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO

Coeficiente de humedad absoluta

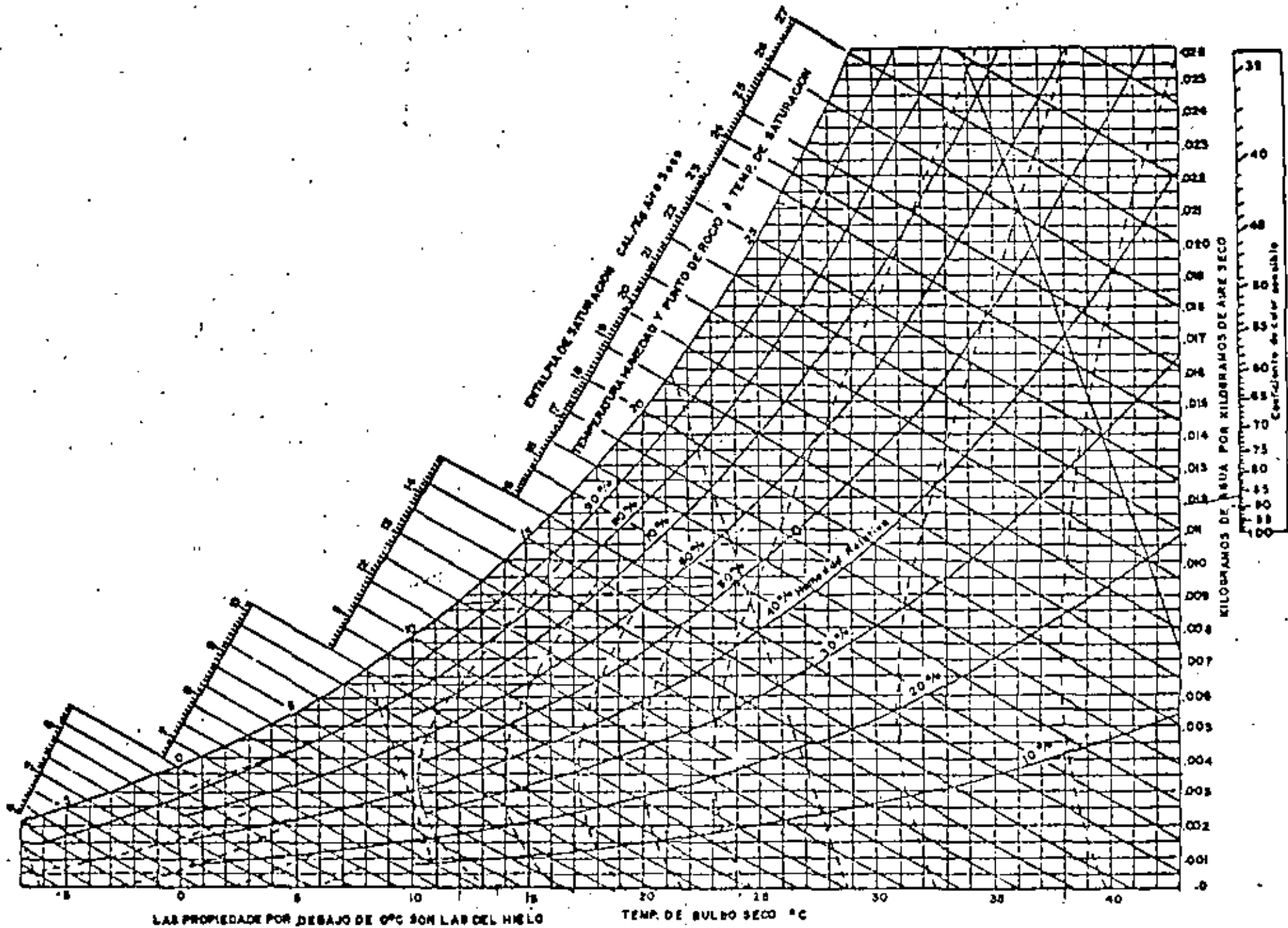


LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE BULBO SECO °C

KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO

Coeficiente de calor sensible





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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

PROCESOS PSICROMETRICOS

AGOSTO, 1983

PROCESOS PSICROMETRICOS

Las formas en que es posible modificar las condiciones del aire son las siguientes:

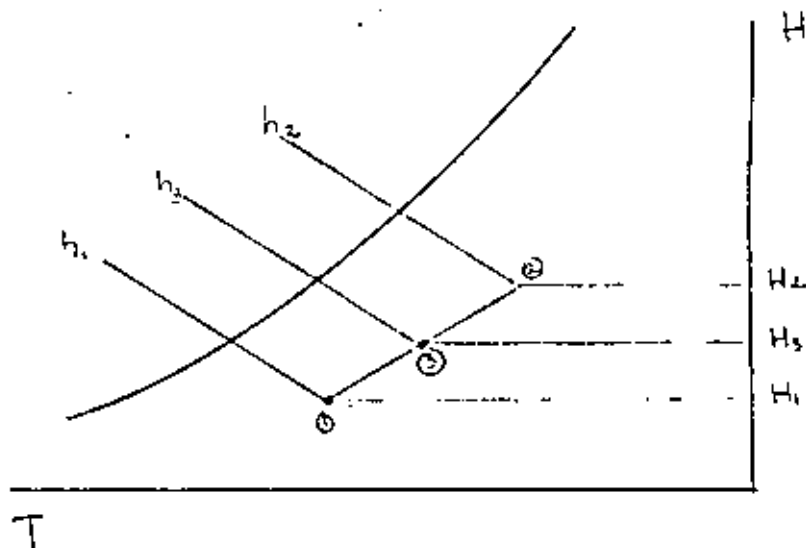
1.- Mezcla de dos flujos de aire

Un problema común es requerir la mezcla de dos cantidades de aire con diferentes condiciones entre ellas; el aire de mezcla se hallará sobre una línea recta que une los puntos característicos de las dos corrientes, las ecuaciones que definen este comportamiento son las siguientes:

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

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3 \quad (2)$$

$$m_1 H_1 + m_2 H_2 = m_3 H_3 \quad (3)$$



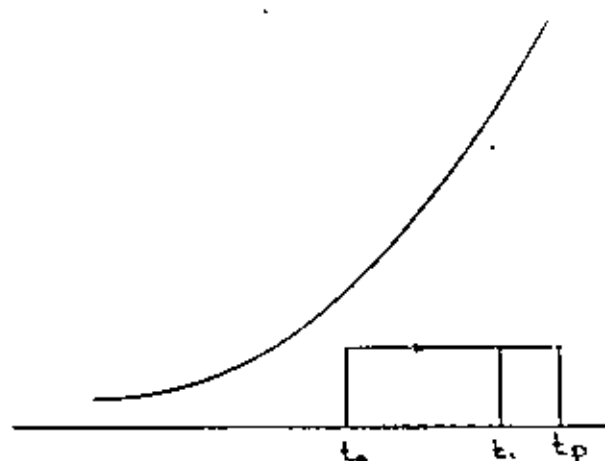
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE

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 esta superficie; aquí se emplea un concepto nuevo llamado FACTOR DE BY PASS (FB) este factor es un complemento de la eficiencia y en terminos generales se puede definir como sigue:

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

El concepto de factor de by pass es muy útil para calcular la temperatura requerida por el medio de calentamiento o predecir la temperatura de salida del aire para unas condiciones dadas.

El factor de by pass en un serpentín es función del sistema de construcción de éste y de la velocidad del aire, por lo que es muy facil calcular las variables involucradas en él.



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

t_p : Temperatura de la placa

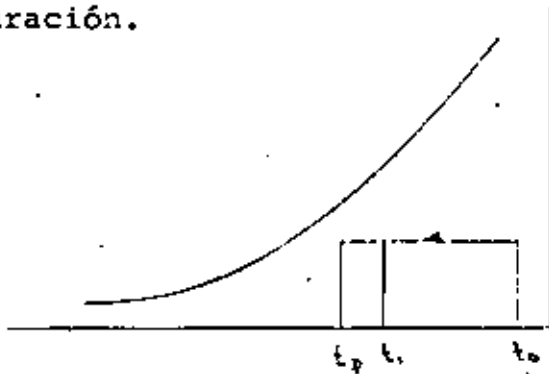
t_0 : Temperatura inicial

t_1 : Temperatura final

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

El aire se enfría al paso por esta superficie conserva

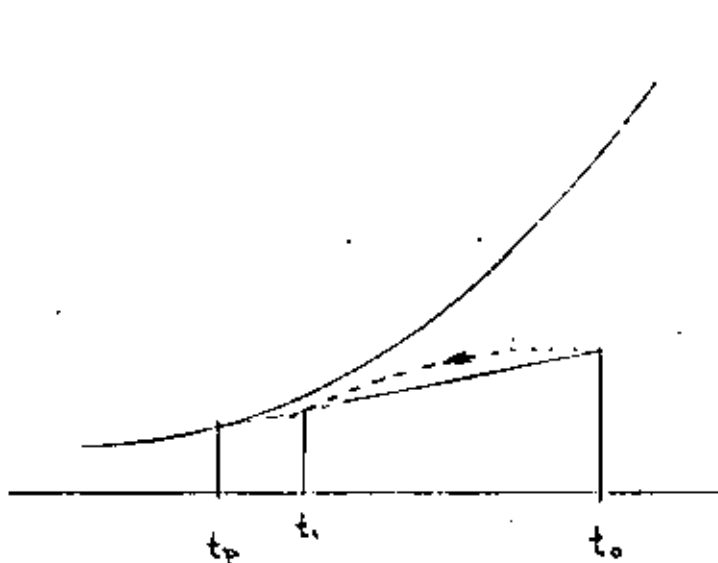
dose constante la humedad absoluta como en el caso anterior y las relaciones involucradas en el proceso se comportan en forma análoga al sistema precedente sin llegar a condiciones de saturación.



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

4.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

En este caso la temperatura de la placa enfriadora 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 al salir del proceso; el comportamiento real del aire se representa aproximadamente por la línea punteada pero el "factor de by pass aparente" nos ilustra las condiciones de salida con razonable aproximación.

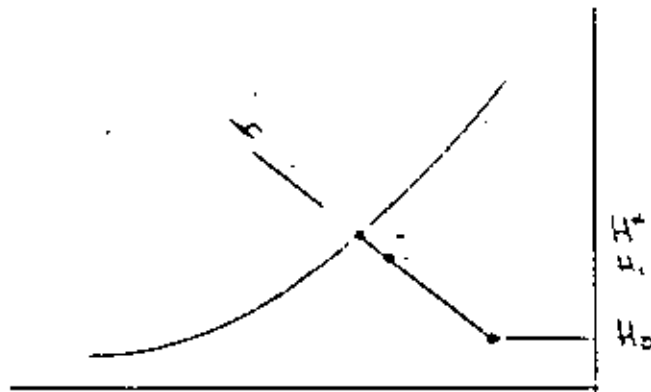


$$FB = \frac{t_i - t_p}{t_o - t_p}$$

5.- ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua, este aire tratará de saturarse pero al no tener una fuente externa de calor el aire ganará humedad y simultaneamente perderá temperatura ya que este proceso se realizará a entalpia constante (humidificación ADIABATICA) y para que el contenido de calor sea el mismo teniendo una humedad mayor la temperatura tendrá que disminuir. Este proceso es muy empleado en acondicionamiento de aire por el empleo de las " lavadoras de aire" .

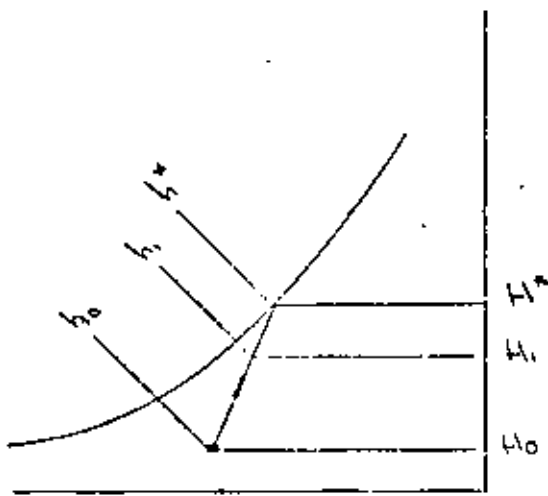
En este caso no es práctico el concepto de factor de by pass y es mas conveniente emplear el concepto de eficiencia; algunos autores hacen la eficiencia de humidificación en función de la temperatura; pero es mas real referirlo a las humedades absolutas.



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

6.- CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultaneamente; este proceso tiene una variación de entalpia entre la entrada y la salida del aire

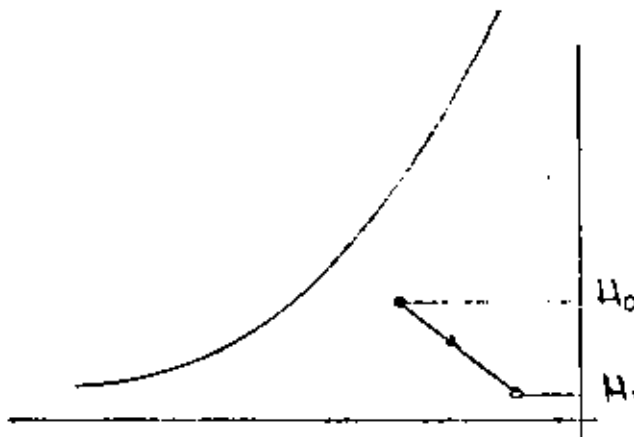


$$\eta_s = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

$$\eta_h = \frac{h_1 - h_0}{h^* - h_0}$$

7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Cuando es pasado aire a través de un medio absorbente de humedad como alúmina, 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 de solución pero al pasar de fase vapor a la fase líquida necesariamente cede su calor de vaporización incrementándose la temperatura del medio y consecuentemente del aire. Esta es una operación inversa a la humidificación adiabática; y presenta grandes posibilidades a un futuro cercano.





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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

CONDICIONES DE COMODIDAD

AGOSTO, 1983

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

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 humedad, 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.

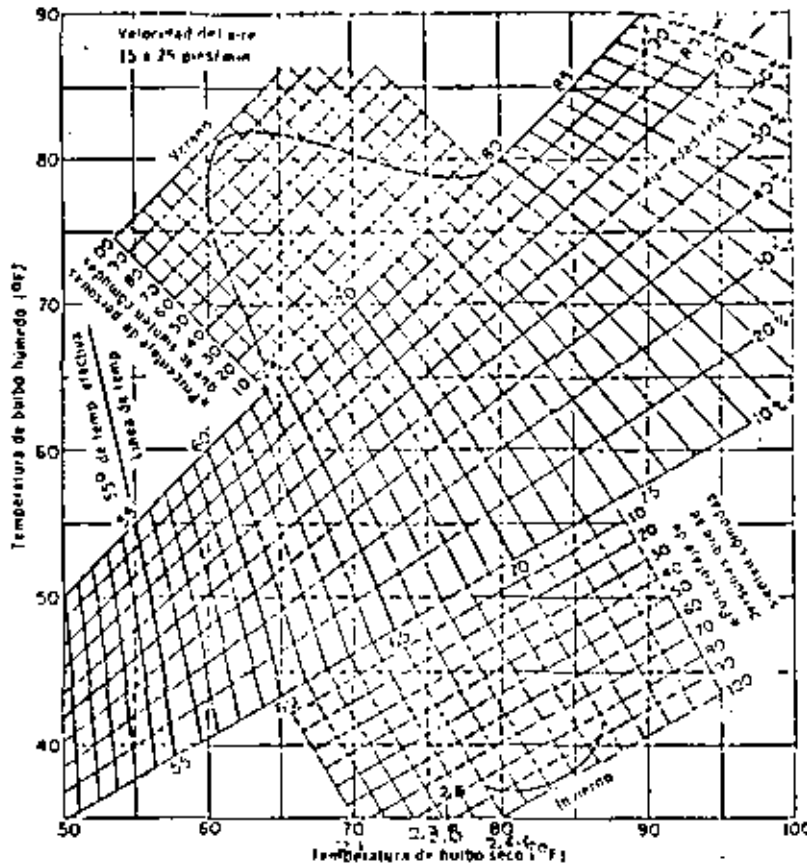


Figura VII-2. Carta de comodidad de la ASHRAE para aire tranquilo. Zonas de comodidad para invierno y verano. La de invierno no se puede utilizar en cuartos calentados por calefacción radiante. La aplicación de la zona de comodidad está limitada a casas, oficinas y lugares similares, donde los ocupantes se adaptan completamente a las condiciones del aire interior. Esta zona no es aplicable a teatros, tiendas y otros lugares en donde la permanencia es menor de dos horas. — Debe aumentar en 1°F aproximadamente la temperatura efectiva por cada 5 grados de reducción de latitud norte, a partir de la zona sur de Canadá y el norte de Estados Unidos. De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

Ejemplo:

¿ Qué humedad relativa da una comodidadequivalente a una temperatura de 24°C (75°F) y $\phi = 50\%$ si el aire del local se encuentra a 26°C (79°F) ?

Solución:

Trazando una línea vertical a partir de la temperatura de bulbo seco de 75°F se busca el punto donde esta línea cruza con la de humedad relativa de 50%. Este nuevo punto coincide con la línea de temperatura efectiva de 70°F.

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 ésto 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 -- radia 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%
FEDLATRIA:		
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 CO_2 .

Para evitar esta contaminación, se debe suministrar siempre una cierta cantidad de "aire nuevo de ventilación", tirando así la misma cantidad del aire con taminado, con ésto 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 volumen del mismo local.

11

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Huma de cigarras	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra de obra por ft ² de techo
		Recomendada	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

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, 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



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

AGOSTO, 1983

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 la 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

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	0.20
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	$\frac{k}{\text{kcal/m, } ^\circ\text{C, hr}}$
Tezontle como relleno o terrado seco		0.16
Relleno de tierra, arena o grava expues- tos 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 horizon- tales	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	0.03
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
<u>Varios materiales</u>		
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
Línelco, seco		0.16
Algodón, seco		0.01
Lana pura, seco		0.04
Cascara de semilla de algodón, sucita, seca		0.05
Aire	1.2	0.022

	kg/m ³	$\frac{k}{m, ^\circ C, hr}$
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	23.3	21					
			Hombre	Mujer	Niño		32°F	80°F	73°F	75°F	70°F					
							Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h					
Sens. Lat.	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	165	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	255	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	230	245	205	255	165
Caminando; sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	30	70	10	560	180	320	200	300	220	240	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	250
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	500	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	275
Baile numerado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	460	620	460	540
Jugando	Boliche	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	965	525	105	1,045	445

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

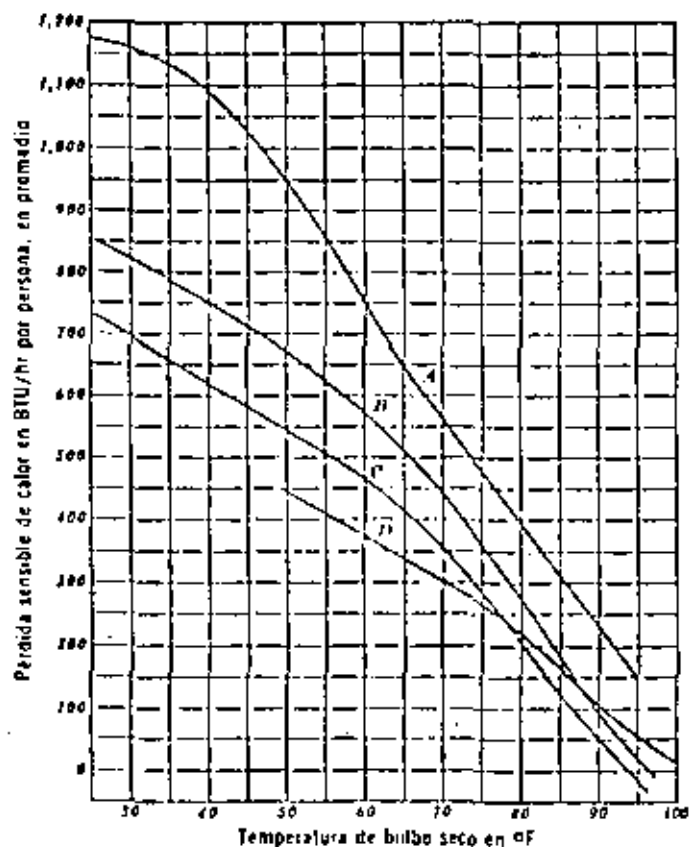


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

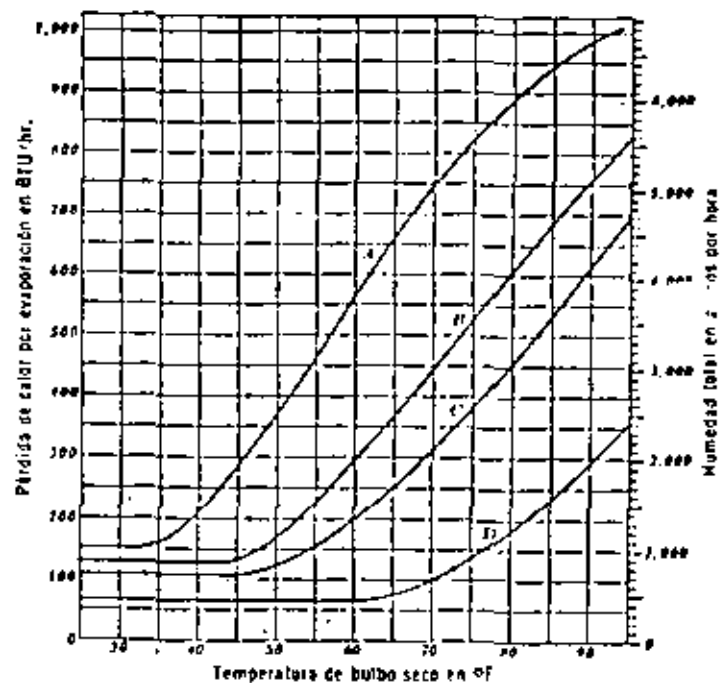


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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 balastra 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:

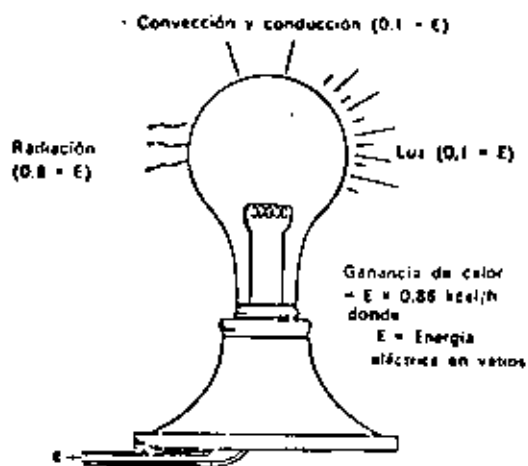


FIG. 30. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

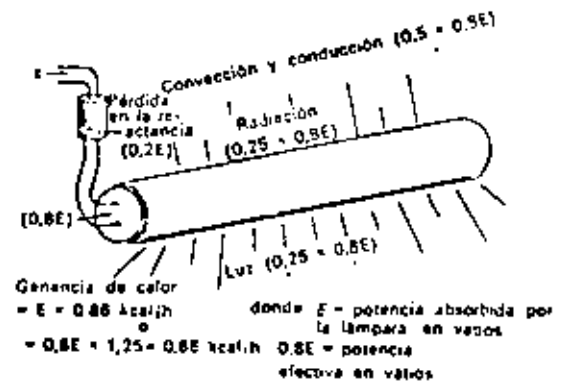


FIG. 31. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes

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

Incandescente	$q = W \times 0.86$	kcal/h
Fluorescente	$q = W \times 0.86 \times 1.25$	"

El valor de corrección para la iluminación fluorescente se debe al factor de eficiencia del sistema.

A.4 En general cualquier instalación donde hay acondicionamiento ambiental posee algún tipo de equipo como son bombas, motores, equipo de oficina o equipo y accesorios mas sofisticados como pueden ser equipos de computación o equipos de restaurant

Para el caso específico de motores el calor disipado por HP óKW nominal variará con el tamaño del motor ya que los motores grandes son sumamente eficientes y los pequeños no lo son; de la energía absorbida, una parte se disipará como calor y la restante se transformará en trabajo; sin embargo al realizarse trabajo en un lugar acondicionado toda la energía se transformará en calor; el caso típico es un ventilador, que al remover el aire únicamente lo calienta.

La siguiente tabla nos proporciona los valores de carga térmica para varios motores en diferentes aplicaciones:

TABLA 50. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELÉCTRICOS DE RESTAURANTES
Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES en pulgadas (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha (kcal/h)	GANANCIAS A ADOPTAR PARA USO MECÁNICO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros Calent. de agua 2 litros		Manual Manual		360 77	77 77	237 58	35 23	297 80
4 percoladores con reserva de 17 litros	308 x 367 x 640 M	Auto	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2950 vatios	4225		1200	300	1500
10 litros Caletera 10 litros 20 litros	361 φ x 664 M 303 x 584 x 414 x 523 M 437 φ x 743 M	Manual Auto Auto	Niagra Niquelado Niquelado	3000 3833 4765	750 450 900	650 150 650	475 375 575	1075 825 1425
Máquina donut	334 x 354 x 1430 M	Auto	Extractor motor de 1,2 CV	4800		1250		1250
Cocedora para huevos	234 x 330 x 423 M	Manual	Medio 550 vatios Lento 275 vatios	911		300	200	500
Mesa caliente con cal- entaplatos por m ² de superficie		Auto	Aislado - Calentador separado para cada plato Calentaplatos en la parte inferior	3600	1250	850	850	1900
Mesa caliente, sin cal- entaplatos por m ² de superficie		Auto	Como arriba, pero sin calentaplatos	2750	1000	540	840	1380
Fritadora 5 litros aceite	383 φ x 335 M	Auto		3220	275	430	600	1000
Fritadora 10 litros aceite	484 x 457 x 303 M	Auto	Superficie 300 x 360 mm	5995	3000	650	1425	2275
Placa calentadora	437 x 457 x 203 M	Auto	Superficie activa 450 x 360 mm	2000	700	175	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 734 M	Auto	Superf. útil 250 x 300 mm	2350	475	475	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 354 M	Auto	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1400	475	475	175	650
Calentador de pan	440 x 432 x 310 M	Auto	1 sección	375	100	275	75	300
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 M	Auto	Para dos cortes 360 cortes/h	1975	1250	1275	311	1600
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 M	Auto	Para 4 cortes 720 cortes/h	3370	1500	1325	650	2175
Tostador (automático)	457 x 274 x 730 M	Auto	2 cortes	1025	250	617	115	730
Módulo de toasts	305 x 330 x 734 M	Auto	1 tosta de 180 mm	670	150	275	165	440
Módulo de toasts	355 x 330 x 734 M	Auto	12 toasts de 64 x 15 mm	890	375	275	575	1800

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplique 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 en pulgadas (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	934 124	124 174	140 100	90 25	430 125
Percolador completo con depósito	482 = 762 = 468 H		4 percoladores con reserva de 12 litros			1813	455	2270
Cafetera 11 litros " 11 litros " 19 litros	381 φ = 844 H 304 = 584 total = 533 H 437 φ = 948 H	Auto. Auto. Auto.	Negra Niquelada Niquelada	804	983 854 1180	130 430 548	730 650 910	1440 1280 1540
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	2430	2430	2310	1230	1330
Freidora, 6,8 kg de grasa	364 = 388 = 437 H	Auto	Superficie 250 = 250 mm	2590	733	1040	703	1743
Freidora, 12,7 kg de grasa	381 = 449 = 378 H	Auto	Superficie 275 = 400 mm	4830	1135	1615	1210	3025
Parrilla Quemador superior Quemador inferior	558 = 355 = 431 H (0.13 m ² de super- ficie de parrilla)	Manual	Aislado 5500 kcal/h 3750 kcal/h	5320		3435	813	4540
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 3000-5500 kcal/h	3000		1140	1140	1280
Horno, parte sup. cerrada, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 2500-3000 kcal/h	2980		895	895	1190
Tostador continuo	381 = 381 = 711 H	Auto	2 correa 360 cortes/h	3000	3500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera 11 litros " 11 litros " 19 litros	381 φ = 844 H 304 = 584 total = 533 H 437 φ = 948 H	Auto. Auto. Auto.	Negra Niquelada Niquelada			130 400 553	448 420 540	1240 1000 1415
" 11 litros " 11 litros " 19 litros	381 φ = 844 H 304 = 584 total = 533 H 437 φ = 948 H	Manual Manual Manual	Negra Niquelada Niquelada			780 455 930	780 455 130	1560 1310 1660
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto				100	125	225
Calentaplatos por m ² de superficie		Manual				118	280	390

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

TABLA 52. GANANCIAS OBTENIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS
sin campana de extracción *

APARATO	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MÁXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
				Calor sensib'le (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
ELECTRÍCOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W, fuente 1580 W)	1551	300	600	600
Casco secapelo 6,5 a 115 V	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W, fuente 710 W)	800	170	35	315
Calentadores de permánente	Manual	80 calentadores de 15 W normalmente 35 en marcha	1200	110	0	110
Levador y espremador a presión		21 x 21 x 30 cm		300	100	400
Letrero de neón, por 30 cm de longitud		Diámetro exterior: 12 mm Diámetro interior: 10 mm		8	0	8
Calentador de toallas		40 x 70 x 10 cm 40 x 60 x 10 cm		300	70	100
Estenizador de ropa	Auto Auto	40 x 60 cm 30 x 110 cm		140	210	110
Estenizador paralelepípedo	Auto	60 x 60 x 110 cm		670	270	140
	Auto	40 x 60 x 110 cm		1000	40	1000
	Auto	40 x 110 x 110 cm		1470	40	310
	Auto	40 x 110 x 110 cm		770	110	200
	Auto	90 x 100 x 110 cm		4000	300	1000
	Auto	100 x 110 x 110 cm		440	20	100
Estenizador agua	Auto	40 litros		100	110	110
	Auto	60 litros		150	100	150
Estenizador, instrumentos	Auto	11 x 21 x 110 cm		40	100	100
	Auto	20 x 20 x 100 cm		100	100	100
	Auto	30 x 21 x 100 cm		200	100	200
	Auto	30 x 21 x 110 cm		250	200	450
	Auto	30 x 40 x 110 cm		300	210	410
Estenizador, utensilios	Auto	40 x 40 x 110 cm		240	100	200
	Auto	30 x 30 x 110 cm		100	100	100
Estenizador, aire caliente	Auto Auto	Modelo 120 Amer. Sterizer Co. Modelo 100 Amer. Sterizer Co.		300	100	100
Alambique, agua		20 l/h		100	0	100
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopie		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información de constructor				
A GAS						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas ciudad	100	200	0	200
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	700	100	100	500
Quemador de llama plana	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	800	300	100	100
Quemador de llama plana	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	1000	200	100	100
Mechero Bunsen grande	Manual	Quemador 30 mm diám. con gas natural	1100	400	100	600
Encendedor de cigarrillos	Manual	Funcionamiento continuo	100	200	25	100
Secapelo control 5 cables 10 cables	Auto Auto	Completado por un calentador y un ventilador que se succiona el aire caliente hacia los cables.	1000	200	100	400

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 $\frac{CV \times 632}{\rho}$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el interior CV = 432	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior $\frac{CV \times 432 (1-\rho)}$
		Kcal/h		
1/20	40	80	30	47
1/12	48	103	36	55
1/8	55	145	45	65
1/6	60	180	60	76
1/4	64	250	80	90
1/3	66	330	110	110
1/2	70	450	150	135
3/4	73	600	210	167
1	75	800	280	176
1 1/2	80	1 200	450	227
2	80	1 600	600	300
3	81	2 350	870	450
4	83	3 000	1 160	700
5	83	3 500	1 400	850
7 1/2	83	4 800	1 900	1 125
10	84	6 400	2 500	1 575
15	87	9 600	3 750	2 475
20	88	12 800	5 000	3 200
25	88	16 000	6 250	4 000
30	89	20 000	7 500	4 875
40	89	26 600	10 000	6 500
50	89	33 200	12 500	8 125
60	89	40 000	15 000	9 750
75	90	51 000	18 750	12 375
100	90	68 000	25 000	16 500
133	90	90 000	33 750	22 125
150	91	105 000	39 000	25 500
200	91	140 000	52 500	34 500
250	91	175 000	66 250	43 500

* En el caso de un funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, disminuyendo a ser posible mediante el factor

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



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

AGOSTO, 1983

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; t_{bh}
 - c.2.- Interiores tbs_t, ϕ ±

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

$$q = U A \Delta T$$

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

$$q = m (h_{i,3} - h_{i,1})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

$$q = m (h_{i,max} - h_{i,1})$$

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)



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

AGOSTO, 1983

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:

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:

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

donde:

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

A= Area de la ventana en estudio (m^2)

(FGS)= Factor de ganancia solar (kcal/hr. m^2) (de tablas)

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

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR													
Epoca	Orientación	4	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Epoca													
21 Junio	N	0	172	176	200	211	217	222	217	211	200	176	127	0	22 Diciembre	S	0	172	176	200	211	217	222	217	211	200	176	127	0
	NE	0	172	423	417	365	267	143	34	28	35	29	16	0		SE	0	172	423	417	365	267	143	34	28	35	29	16	0
	E	0	314	318	304	252	174	38	38	38	35	29	16	0		E	0	314	318	304	252	174	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	100	713	73	45	38	38	38	38	35	29	16	0		NE	0	100	713	73	45	38	38	38	35	29	16	0	
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0		N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	173	100	0		NO	0	16	29	35	38	38	38	40	73	173	100	0	
O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	356	398	314	0	O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	356	398	314	0		
NO	0	16	29	35	38	38	34	143	267	360	417	433	322	0	SO	0	16	29	35	38	38	34	143	267	360	417	433	322	0
Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0	Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0		
22 Julio y 21 Mayo	N	0	160	146	165	176	179	161	179	176	163	146	100	0	21 Enero y 21 Noviembre	S	0	160	146	165	176	179	161	179	176	163	146	100	0
	NE	0	320	414	404	336	233	156	43	38	35	29	16	0		SE	0	320	414	404	336	233	156	43	38	35	29	16	0
	E	0	328	410	577	250	176	38	38	38	35	29	16	0		E	0	328	410	577	250	176	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	174	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0		NE	0	174	141	97	48	38	38	38	35	29	16	0	
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0		N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	
	SO	0	16	29	35	38	38	38	48	92	141	174	124	0		NO	0	16	29	35	38	38	48	92	141	174	124	0	
O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	378	0	O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	378	0		
NO	0	16	29	35	38	38	44	146	267	336	424	414	320	0	SO	0	16	29	35	38	38	44	146	267	336	424	414	320	0
Horizontal	0	78	248	409	528	604	631	604	528	409	248	78	0	Horizontal	0	78	248	409	528	604	631	604	528	409	248	78	0		
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	75	84	69	97	62	97	89	84	75	46	0	20 Febrero y 23 Octubre	S	0	46	75	84	69	97	62	97	89	84	75	46	0
	NE	0	298	382	360	276	163	65	38	38	35	32	16	0		SE	0	298	382	360	276	163	65	38	38	35	32	16	0
	E	0	349	442	431	279	175	38	38	38	35	32	16	0		E	0	349	442	431	279	175	38	38	35	32	16	0	
	SE	0	161	214	176	94	41	38	38	38	35	32	16	0		NE	0	161	214	176	94	41	38	38	35	32	16	0	
	S	0	16	31	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0		N	0	16	31	35	38	38	38	38	35	32	16	0	
	SO	0	16	31	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0		NO	0	16	31	35	38	38	40	94	176	214	181	0	
O	0	16	31	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0	O	0	16	31	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0		
NO	0	16	31	35	38	38	45	163	276	360	462	298	0	SO	0	16	31	35	38	38	45	163	276	360	462	298	0		
Horizontal	0	84	263	436	558	634	674	674	558	436	263	84	0	Horizontal	0	84	263	436	558	634	674	674	558	436	263	84	0		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	31	35	38	38	38	38	35	32	16	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S	0	16	31	35	38	38	38	38	35	32	16	0		
	NE	0	257	225	273	184	84	38	38	38	35	32	16		0	SE	0	257	225	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0
	E	0	363	457	409	290	177	38	38	38	35	32	16		0	E	0	363	457	409	290	177	38	38	35	32	16	0	
	SE	0	237	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16		0	NE	0	237	320	273	184	84	38	38	35	32	16	0	
	S	0	16	31	35	38	38	38	38	38	35	32	16		0	N	0	16	31	35	38	38	38	38	35	32	16	0	
	SO	0	16	31	35	38	38	38	76	184	273	320	257		0	NO	0	16	31	35	38	38	76	184	273	320	257	0	
O	0	16	31	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0	O	0	16	31	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0		
NO	0	16	31	35	38	38	38	164	273	370	452	257	0	SO	0	16	31	35	38	38	38	164	273	370	452	257	0		
Horizontal	0	86	263	442	569	630	678	630	569	442	263	86	0	Horizontal	0	86	263	442	569	630	678	630	569	442	263	86	0		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	16	31	35	38	38	38	38	35	32	16	0	20 Abril y 24 Agosto	S	0	16	31	35	38	38	38	38	35	32	16	0		
	NE	0	161	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16		0	SE	0	161	214	176	94	40	38	38	35	32	16	0	
	E	0	349	442	431	279	174	38	38	38	35	32	16		0	E	0	349	442	431	279	174	38	38	35	32	16	0	
	SE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16		0	NE	0	298	382	360	276	165	65	38	35	32	16	0	
	S	0	46	75	84	69	97	62	97	89	84	75	46		0	N	0	46	75	84	69	97	62	97	89	84	75	46	0
	SO	0	16	31	35	38	38	38	40	94	176	214	181		0	NO	0	16	31	35	38	38	40	94	176	214	181	0	
O	0	16	31	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0	O	0	16	31	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0		
NO	0	16	31	35	38	38	38	163	276	360	462	298	0	SO	0	16	31	35	38	38	38	163	276	360	462	298	0		
Horizontal	0	84	263	436	558	634	674	674	558	436	263	84	0	Horizontal	0	84	263	436	558	634	674	674	558	436	263	84	0		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	21 Mayo y 23 Julio	S	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0		
	NE	0	174	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16		0	SE	0	174	141	97	48	38	38	38	35	29	16	0	
	E	0	328	417	377	260	176	38	38	38	35	29	16		0	E	0	328	417	377	260	176	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	100	418	406	336	233	116	43	38	35	29	16		0	NE	0	100	418	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0
	S	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100		0	N	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0
	SO	0	16	29	35	38	38	41	116	233	276	406	414		320	0	NO	0	16	29	35	38	38	41	116	233	276	406	414
O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0	O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0		
NO	0	16	29	35	38	38	38	146	267	336	424	320	0	SO	0	16	29	35	38	38	38	146	267	336	424	320	0		
Horizontal	0	78	248	409	528	604	631	604	528	409	248	78	0	Horizontal	0	78	248	409	528	604	631	604	528	409	248	78	0		
22 Diciembre	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	21 Junio	S	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0		
	NE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16		0	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	35	29	16	0	
	E	0	314	318	304	252	174	38	38	38	35	29	16		0	E	0	314	318	304	252	174	38	38	35	29	16	0	
	SE	0																											

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

10°

10°

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	51	119	135	122	119	114	111	114	119	122	135	119	5	22 Octubre	S	5
	NE	149	355	414	379	287	176	35	38	38	35	28	21	5		SE	5
	E	146	367	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5		E	5
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5		NE	5
	S	5	21	28	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5		N	5
	SO	5	21	21	25	38	38	38	38	47	116	149	132	48		NO	48
O	5	21	21	25	38	38	38	111	265	377	420	379	146	O	146		
NO	5	21	21	25	38	38	48	75	176	379	414	355	149	SO	149		
Horizontal	10	119	290	450	556	671	657	621	550	430	290	119	10	Horizontal	10		
22 Julio y 21 Mayo	N	11	92	105	94	80	64	61	64	69	64	105	92	11	21 Enero y 21 Noviembre	S	11
	NE	113	364	421	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2		SE	2
	E	133	366	421	365	265	116	38	38	38	35	29	19	2		E	2
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2		NE	2
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2		N	2
	SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70		NO	70
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	365	421	364	113	O	113		
NO	2	19	29	35	38	38	59	151	295	360	421	364	113	SO	113		
Horizontal	8	113	290	450	569	640	649	640	569	430	290	113	8	Horizontal	8		
24 Agosto y 20 Abril	N	2	40	43	43	40	38	38	38	40	40	43	40	2	20 Febrero y 23 Octubre	S	2
	NE	46	206	352	301	217	97	38	38	38	35	29	19	2		SE	2
	E	67	324	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2		E	2
	SE	48	214	254	230	167	73	38	38	38	35	29	19	2		NE	2
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2		N	2
	SO	2	19	29	35	38	38	38	73	167	230	254	214	48		NO	48
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O	67		
NO	2	19	29	35	38	38	92	217	301	352	306	206	46	SO	46		
Horizontal	5	101	284	452	573	658	678	656	573	452	284	101	5	Horizontal	5		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	22 Marzo y 22 Septiembre	S	2
	NE	2	241	379	302	222	46	38	38	38	35	29	16	2		SE	2
	E	2	352	442	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2		E	2
	SE	2	283	344	320	254	131	57	38	38	35	29	16	2		NE	2
	S	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2		N	2
	SO	2	16	29	35	38	38	38	151	254	320	344	283	2		NO	2
O	2	16	29	35	38	38	38	177	347	442	442	352	2	O	2		
NO	2	16	29	35	38	38	46	127	217	279	283	241	2	SO	2		
Horizontal	2	84	221	433	561	637	669	637	561	433	221	84	2	Horizontal	2		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	20 Abril y 24 Agosto	S	0
	NE	0	157	119	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0		SE	0
	E	0	110	20	292	271	108	38	38	38	35	27	13	0		E	0
	SE	0	279	399	304	233	219	174	43	38	35	27	13	0		NE	0
	S	0	48	108	149	176	192	192	192	176	149	108	48	0		N	0
	SO	0	13	27	35	38	48	124	219	373	404	398	279	0		NO	0
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	397	442	379	0	O	0		
NO	0	13	27	35	38	38	38	38	75	119	119	157	0	SO	0		
Horizontal	0	59	230	377	523	596	621	596	523	377	230	59	0	Horizontal	0		
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	0
	NE	0	73	300	48	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	0
	E	0	240	387	358	232	105	38	38	35	32	24	10	0		E	0
	SE	0	265	414	455	346	293	189	84	38	32	24	10	0		NE	0
	S	0	94	174	245	260	282	287	287	260	244	174	94	0		N	0
	SO	0	10	24	32	35	38	38	295	398	476	414	295	0		NO	0
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	265	0	O	0		
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	46	100	73	0	SO	0		
Horizontal	0	46	168	355	474	567	567	547	474	355	168	46	0	Horizontal	0		
22 Diciembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Junio	S	0
	NE	0	40	25	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	0
	E	0	223	371	352	246	113	38	38	35	32	24	10	0		E	0
	SE	0	268	417	442	401	330	214	97	67	32	24	10	0		NE	0
	S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0		N	0
	SO	0	10	24	32	35	38	38	328	404	442	417	268	0		NO	0
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	357	371	223	0	O	0		
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	46	75	40	0	SO	0		
Horizontal	0	38	179	325	452	523	547	523	452	325	179	38	0	Horizontal	0		

Correcciones

Marco metálico o ningún marco = 1.085 ó 1.17

Defecto de limpieza = 15 % más

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. ó enero = 7 %

Valores subrayados: mínimos 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	74	111	90	69	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	20 Diciembre			
	NE	214	412	390	330	221	103	40	38	38	38	37	24	8	SE				
	E	216	407	424	287	240	311	39	38	38	38	38	32	24	8		E		
	SE	75	128	319	179	119	57	24	18	18	18	18	17	24	8		NE		
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	38	37	24	8		N		
	SO	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	38	37	24	8		NO		
O	8	24	32	38	38	38	38	38	111	200	367	424	401	270	O				
NO	8	24	32	38	38	38	38	40	107	225	330	390	417	270	SO				
Horizontal	33	162	178	477	585	629	674	674	674	585	477	178	162	33	Horizontal				
21 Julio y 21 Mayo	N	54	77	67	46	40	36	36	38	40	46	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	197	356	374	201	196	84	38	38	38	35	32	21	8	SE				
	E	203	401	447	391	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E				
	SE	84	189	232	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE				
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N				
	SO	8	21	32	35	38	38	38	38	154	214	270	189	84	NO				
O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	391	447	401	203	O					
NO	8	21	32	35	38	38	38	84	196	301	374	356	197	SO					
Horizontal	8	149	170	474	585	629	674	674	674	585	474	170	149	8	Horizontal				
24 Agosto y 20 Abril	N	14	27	29	35	38	36	32	38	38	35	29	27	14	S	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	132	307	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	SE				
	E	143	385	447	454	287	178	38	38	38	35	29	19	5	E				
	SE	78	241	308	289	265	149	54	38	38	35	29	19	5	NE				
	S	5	19	29	38	38	45	70	85	54	38	29	19	5	N				
	SO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	297	308	241	78	NO				
O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	454	447	385	143	O					
NO	5	19	29	35	38	38	38	85	135	241	320	307	132	SO					
Horizontal	13	130	190	457	565	637	649	637	569	457	290	130	13	Horizontal					
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	33	38	36	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	0	225	235	166	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	352	447	404	280	122	38	38	38	35	29	16	0	E				
	SE	0	268	368	378	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE				
	S	0	21	39	46	41	120	126	172	141	103	59	31	0	N				
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	275	329	368	268	0	NO				
O	0	16	29	35	38	38	38	122	280	454	447	368	0	O					
NO	0	16	29	35	38	38	38	85	160	235	235	225	0	SO					
Horizontal	0	81	252	474	537	610	631	610	537	474	252	81	0	Horizontal					
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	27	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	319	341	29	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE				
	E	0	268	398	382	271	120	38	38	35	32	24	10	0	E				
	SE	0	246	386	413	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE				
	S	0	57	135	206	257	287	281	287	292	206	135	57	0	N				
	SO	0	10	24	32	35	38	38	290	372	404	413	386	246	NO				
O	0	10	24	32	35	38	38	122	271	382	398	246	0	O					
NO	0	10	24	32	35	38	38	73	141	206	206	135	57	SO					
Horizontal	0	48	194	344	463	531	564	531	463	344	194	48	0	Horizontal					
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	S	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE				
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E				
	SE	0	198	390	444	478	366	246	124	43	29	21	8	0	NE				
	S	0	25	187	231	323	368	382	388	337	271	187	75	0	N				
	SO	0	8	21	29	43	53	54	246	366	478	444	390	198	NO				
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	366	347	192	0	O					
NO	0	8	21	29	32	35	35	75	187	231	231	187	75	SO					
Horizontal	0	13	130	229	396	486	488	488	396	229	130	13	0	Horizontal					
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio			
	NE	0	28	48	37	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE				
	E	0	151	250	320	230	42	35	35	32	29	19	5	0	E				
	SE	0	160	277	457	431	365	265	162	54	29	19	5	0	NE				
	S	0	47	200	301	333	346	404	396	358	301	200	67	0	N				
	SO	0	5	19	29	54	162	262	262	431	457	377	190	0	NO				
O	0	5	19	29	32	35	35	97	230	320	320	190	0	O					
NO	0	5	19	29	32	35	35	37	162	262	262	162	0	SO					
Horizontal	0	10	97	249	366	436	441	436	366	249	97	10	0	Horizontal					
Correcciones	Marco metálico o ningún marco + 1,0, 8,5 & 1,37	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 Dec. o enero + 7 %	

Valores subrayados-máximos manuales

Valores encuadrados-máximos ensulados

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

30°

30°

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	89	78	48	36	34	38	38	38	38	48	78	89	S	22 Diciembre		
	NE	284	377	352	263	188	51	38	38	38	38	32	27	13		SE	
	E	792	473	436	287	265	119	38	38	38	38	32	27	13		E	
	SE	112	205	241	241	198	119	46	38	38	38	32	27	13		NE	
	S	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13		M	
22 Julio y 21 Mayo	SO	13	27	32	38	38	38	43	119	198	241	241	203	113	NO		
	O	13	27	32	38	38	38	38	119	265	387	436	473	292	O		
	NO	13	27	32	38	38	38	38	51	148	261	354	377	284	SO		
	Horizontal	51	145	255	485	588	650	678	650	388	448	355	153	51	Horizontal		
	Horizontal	51	145	255	485	588	650	678	650	388	448	355	153	51	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	31	54	74	75	58	38	38	38	38	35	38	54	31	S		
	NE	257	355	355	281	178	63	38	38	38	38	35	32	24	10	SE	
	E	370	475	442	293	268	119	38	38	38	38	35	32	24	10	E	
	SE	112	222	271	271	225	143	59	38	38	38	35	32	24	10	NE	
	S	10	24	32	38	34	70	81	79	54	38	32	24	10	M		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	10	24	32	35	36	38	38	143	225	271	271	222	113	NO		
	O	10	24	32	35	38	38	38	179	268	389	442	420	271	O		
	NO	10	24	32	35	38	38	38	41	174	341	333	355	252	SO		
	Horizontal	40	179	333	477	588	640	667	640	380	477	333	179	40	Horizontal		
	Horizontal	40	179	333	477	588	640	667	640	380	477	333	179	40	Horizontal		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	37	35	18	38	38	35	35	29	21	8	0	S	
	NE	0	200	244	108	45	28	38	38	38	38	35	32	27	13	0	SE
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	38	38	35	32	27	13	0	E
	SE	0	245	355	412	380	368	181	67	35	35	32	27	13	0	NE	
	S	0	24	48	167	275	245	234	265	227	162	48	24	0	0	M	
21 Noviembre y 21 Enero	SO	0	13	27	37	35	18	38	38	35	35	29	21	8	0	NO	
	O	0	13	27	37	35	18	38	38	100	279	390	428	325	0	O	
	NO	0	13	27	37	35	18	38	38	40	106	162	162	200	0	SO	
	Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	266	219	67	0	Horizontal		
	Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	266	219	67	0	Horizontal		
22 Diciembre	N	0	2	16	24	28	32	32	32	29	24	16	2	0	S		
	NE	0	21	43	74	79	22	32	32	32	32	24	16	2	0	SE	
	E	0	73	295	314	215	94	32	32	32	32	24	16	2	0	E	
	SE	0	75	344	416	419	367	287	175	67	24	16	2	0	NE		
	S	0	27	184	295	371	417	417	417	371	295	184	27	0	M		
21 Junio	SO	0	2	16	24	28	32	32	32	29	24	16	2	0	NO		
	O	0	2	16	24	28	32	32	32	29	24	16	2	0	O		
	NO	0	2	16	24	28	32	32	32	29	24	16	2	0	SO		
	Horizontal	0	5	73	197	345	368	393	368	265	197	73	5	0	Horizontal		
	Horizontal	0	5	73	197	345	368	393	368	265	197	73	5	0	Horizontal		
Correcciones	Marcó máxíco o ningún marcó x 1,0, 0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.				Altud + 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	15	34	38	38	38	38	35	27	24	20	SE	22 Diciembre
	NE	320	360	303	198	81	24	18	18	18	15	12	12	16	SE	
	E	341	432	438	355	257	189	14	18	18	15	12	12	16	E	
	SE	138	238	245	201	268	192	92	16	18	15	12	12	16	NE	
	S	76	22	32	51	54	119	145	119	64	51	32	27	26	N	
	SO	16	27	32	35	38	38	42	192	257	351	416	436	266	SO	
O	16	27	32	35	38	38	38	119	257	351	416	436	266	O		
NO	16	27	32	35	38	38	38	38	61	198	263	320	220	NO		
Horizontal	84	222	263	485	559	625	647	629	529	485	343	222	84	Horizontal		
21 Julio y 21 Mayo	N	65	34	32	35	38	38	38	38	38	35	27	28	25	S	21 Enero y 21 Noviembre
	NE	287	324	284	179	70	24	18	18	18	15	12	12	13	SE	
	E	320	432	444	360	245	176	140	18	18	15	12	12	13	E	
	SE	146	240	232	229	298	222	131	40	38	35	27	27	13	NE	
	S	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13	N	
	SO	13	27	32	35	38	40	112	222	298	319	322	260	13	NO	
O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320	O		
NO	13	27	32	35	38	38	38	38	70	179	244	324	267	NO		
Horizontal	65	198	241	463	550	610	631	610	500	443	343	222	65	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19	S	20 Febrero y 23 Octubre
	NE	184	226	222	124	43	18	18	18	18	15	12	12	8	SE	
	E	227	378	419	393	273	122	18	18	18	15	12	12	8	E	
	SE	130	284	324	396	377	290	129	67	38	35	29	21	8	NE	
	S	8	21	25	138	241	262	274	263	241	138	65	21	8	N	
	SO	8	21	29	35	38	47	129	290	377	396	324	284	130	NO	
O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	391	444	436	320	O		
NO	8	21	29	35	38	38	38	38	45	124	222	226	264	NO		
Horizontal	24	122	221	406	501	556	586	556	406	271	122	24	24	Horizontal		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre
	NE	0	138	157	70	35	25	28	25	25	22	24	13	0	SE	
	E	0	314	404	377	268	122	18	15	15	12	12	13	0	E	
	SE	0	257	390	419	425	360	244	111	38	32	24	13	0	NE	
	S	0	32	119	219	296	330	329	300	298	219	119	32	0	N	
	SO	0	13	24	32	38	41	124	260	425	419	390	257	0	NO	
O	0	13	24	32	35	35	38	122	266	372	424	314	0	O		
NO	0	13	24	32	35	35	38	38	35	20	132	138	0	NO		
Horizontal	0	57	181	326	414	477	494	477	326	181	57	0	0	Horizontal		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	5	16	27	29	27	32	32	29	27	16	5	0	S	20 Abril y 24 Agosto
	NE	0	94	88	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	258	321	412	390	290	170	54	27	14	5	0	NE	
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	321	282	160	57	0	N	
	SO	0	5	16	27	24	120	290	390	442	326	156	219	0	NO	
O	0	5	16	27	29	32	32	105	238	320	312	230	0	O		
NO	0	5	16	27	29	32	32	32	20	32	89	94	0	NO		
Horizontal	0	21	78	173	273	333	349	333	173	78	21	0	0	Horizontal		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	8	14	24	27	29	27	24	19	8	0	0	S	21 Mayo y 23 Julio
	NE	0	0	27	18	24	27	29	27	24	19	8	0	0	SE	
	E	0	0	246	271	203	89	29	27	24	19	8	0	0	E	
	SE	0	0	295	190	62	190	114	189	73	19	8	0	0	NE	
	S	0	0	100	282	377	428	450	428	377	282	100	0	0	N	
	SO	0	0	6	19	23	189	314	396	423	390	295	0	0	NO	
O	0	0	8	16	24	27	29	29	200	271	246	0	0	O		
NO	0	0	8	16	24	27	29	27	24	19	32	0	0	NO		
Horizontal	0	0	41	116	198	249	279	249	198	116	41	0	0	Horizontal		
22 Diciembre	N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	S	21 Junio
	NE	0	0	18	14	24	27	27	27	24	16	5	0	0	SE	
	E	0	0	195	223	154	84	27	27	24	16	5	0	0	E	
	SE	0	0	328	262	107	285	311	198	81	14	5	0	0	NE	
	S	0	0	138	268	363	428	464	428	363	268	138	0	0	N	
	SO	0	0	5	16	24	27	27	385	431	363	236	0	0	NO	
O	0	0	5	16	24	27	27	84	184	273	195	0	0	O		
NO	0	0	5	16	24	27	27	27	23	24	16	5	0	NO		
Horizontal	0	0	21	66	149	206	230	206	149	66	21	0	0	Horizontal		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1/0.85 a 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.)
 $\text{kcal/h} \times (\text{m}^2 \text{ de abertura})$

50°

50°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	4	7	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época		
21 Junio	N	76	32	32	35	38	38	38	38	35	32	32	28	S	22 Diciembre		
	NE	241	329	254	125	43	38	38	38	38	35	32	27	21		SE	
	E	372	444	419	348	254	111	38	38	38	35	32	27	21		E	
	SE	172	276	341	265	328	265	145	42	38	35	32	27	21		NE	
	S	21	27	43	105	184	235	252	255	184	105	43	27	21		N	
	SO	31	37	32	35	38	42	145	265	336	366	341	275	173		NO	
22 Julio y 21 Mayo	O	21	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	21	O	21 Enero y 21 Noviembre		
	NO	21	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	21	SO			
	Horizontal	119	231	360	467	534	580	596	593	534	447	360	231	119		Horizontal	
	N	17	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	21		S	
	NE	309	317	235	119	46	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	
	E	355	436	442	382	260	174	38	38	38	35	32	27	16		E	
24 Agosto y 20 Abril	SE	176	290	363	387	368	291	189	70	38	35	32	27	16	NE		
	S	16	27	37	135	217	245	267	265	217	135	37	27	16	N		
	SO	16	27	37	35	38	38	38	38	35	32	27	16	NO			
	O	16	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	16	O			
	NO	16	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	16	SO			
	Horizontal	89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	S		
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10	SE		
	E	254	393	428	392	265	172	38	38	35	32	27	21	10	E		
	SE	143	301	390	425	414	316	241	168	35	32	27	21	10	NE		
	S	10	24	37	135	234	252	274	252	234	135	37	24	10	N		
	SO	10	24	37	32	35	38	38	38	35	32	27	21	10	NO		
23 Octubre y 20 Febrero	O	10	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	O			
	NO	10	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	SO			
	Horizontal	35	124	241	365	435	465	501	485	435	365	241	124	35	Horizontal		
	N	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	S		
	NE	0	157	124	42	32	32	32	32	32	27	21	10	0	SE		
	E	0	316	124	352	251	116	32	32	32	27	21	10	0	E		
21 Noviembre y 21 Enero	SE	0	211	377	439	442	271	284	151	45	27	21	10	0	NE		
	S	0	29	136	257	355	406	425	405	355	257	136	29	0	N		
	SO	0	10	21	27	32	35	38	38	35	32	27	21	0	NO		
	O	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	O		
	NO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	SO		
	Horizontal	0	40	132	238	320	379	401	379	320	238	132	40	0	Horizontal		
22 Diciembre	N	0	0	2	10	16	21	24	24	16	10	2	0	0	S		
	NE	0	0	12	10	16	21	24	24	16	10	2	0	0	SE		
	E	0	0	136	173	154	75	34	21	16	10	7	0	0	E		
	SE	0	0	164	247	342	344	200	183	57	10	7	0	0	NE		
	S	0	0	92	189	314	347	418	387	314	189	92	0	0	N		
	SO	0	0	2	10	16	21	24	24	16	10	2	0	0	NO		
21 Enero y 21 Julio	O	0	0	2	10	16	21	24	24	16	10	2	0	0	O		
	NO	0	0	2	10	16	21	24	24	16	10	2	0	0	SO		
	Horizontal	0	0	10	35	81	127	143	127	81	35	10	0	0	Horizontal		
	N	0	0	0	8	13	14	19	19	13	8	0	0	0	S		
	NE	0	0	0	8	13	14	19	16	13	8	0	0	0	SE		
	E	0	0	0	73	122	67	19	16	12	8	0	0	0	E		
22 Diciembre	SE	0	0	0	111	290	314	271	168	87	8	0	0	0	NE		
	S	0	0	0	84	268	355	282	355	268	84	0	0	0	N		
	SO	0	0	0	8	67	168	271	314	282	168	67	0	0	NO		
	O	0	0	0	8	13	16	19	62	127	71	0	0	0	O		
	NO	0	0	0	8	13	16	19	62	127	71	0	0	0	SO		
	Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0	Horizontal		
Conexiones	Marco metálico o ningún marco = 1,085 ó 1,17	Defecto de empieza 15 % más.				Anchuj + 0,7 % por 300 m				Punto de radió superior a 19,5°C = 14 % por 10°C				Punto de radió superior a 19,5°C = 14 % por 10°C		Latitud sur Dist. a enero + 2 %	

Valores subrayados mínimos mensuales

Valores en cuadrado máximos anuales

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

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 8 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	
		Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			Listones horizontales inclinados 45°			Listones inclinados 12° (horizontales)		Circulación de aire libre y filtrada	
		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	0.20	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										
Grís	0.32										
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	0.88	1.00
Pisca regular 0.65 mm	0.15	0.08	0.77	0.94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante		(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 oscuro	0.72	0.27	0.01	0.76***
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)	0.26	0.51	0.23	0.56***
Tela de fibra de vidrio gris claro	0.30	0.47	0.23	0.59***
Tela de fibra de vidrio color ceniza (7.55-57.29)	0.44	0.47	0.14	0.64***
Tela de vidrio blanca con fibras doradas	0.05	0.41	0.54	0.65***
Tela de fibra de vidrio gris oscura	0.60	0.29	0.11	0.75***
Tela «Daeton» blanca (1.0-86.81)	0.02	0.28	0.70	0.76***
Tela de algodón, gris oscura con revestimiento de vinilo (análogo al estor)	0.65	0.16	0.00	0.88***
Tela de algodón, gris oscura (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 ondas 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:

$$Q=UxAx\Delta T_e$$

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	PESEO DEL MURO *** (kg/m ²)	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	7.1	8.1	12.7	12.1	12.3	16.1	7.8	7.1	4.7	7.1	7.8	7.8	7.8	4.7	5.5	4.4	3.7	2.1	1.1	0	1.1	0	1.1	-1.1					
	300	-0.5	-1.1	-1.1	7.1	12.3	12.3	14.1	8.3	5.5	4.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.3	4.4	3.3	2.3	1.1	0.5	0	-1.1					
	500	1.7	1.7	1.7	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.1	4.7	4.7	4.7	4.1	3.5	3.0	4.4	3.1	3.3	3.3	2.1	2.1					
	700	2.4	2.8	2.3	2.3	3.3	3.3	3.3	3.3	7.8	6.7	5.5	4.7	4.7	3.3	3.5	3.5	3.3	3.3	3.5	3.8	5.5	4.4	2.7	2.1					
E	100	8.5	9.4	14.7	14.3	20.6	19.4	17.8	11.3	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	4.7	5.5	4.4	3.7	2.2	1.1	0	1.1	0	1.1	-1.1					
	300	-0.9	-0.5	4	11.7	16.7	12.3	12.3	12.4	7.8	7.2	4.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.3	4.4	3.8	2.3	1.7	0.5	0	0					
	500	2.8	2.4	3.3	4.4	7.8	11.1	12.3	12.3	12.3	11.1	10.0	4.4	7.8	7.2	7.1	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.8	3.1	2.1					
	700	4.1	3.5	3.5	3.5	4.4	5.0	5.1	8.7	10.0	10.1	10.0	9.4	8.5	7.1	6.7	7.3	7.8	7.4	7.8	7.2	7.1	6.7	4.7	4.7					
EE	100	1.5	2.1	7.1	10.1	14.4	13.6	13.4	14.4	13.2	10.1	1.9	4.3	7.8	7.7	5.5	4.4	3.7	2.2	1.1	0	-0.1	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-0.9	-0.5	4	7.7	11.1	11.1	11.4	14.4	11.7	11.7	10.0	4.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.3	4.4	3.3	2.1	1.1	0.5	0	0					
	500	1.9	1.9	2.3	3.3	3.3	4.1	8.9	9.4	10.0	10.1	10.0	4.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.3	3.5	3.3	5.0	3.0	4.4	4.4	3.9					
	700	3.6	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.5	6.5	7.1	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	6.1	3.5	3.5	3.0				
S	100	-8.5	-1.1	-2.1	6.5	2.7	7.8	12.3	11.0	14.7	12.4	14.4	14.1	14.1	6.4	4.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.7	1.5	0.1	0	0					
	300	-0.1	-1.1	-1.1	-1.7	-1.1	2.9	6.7	11.1	11.0	11.9	14.4	12.1	11.1	8.3	4.7	5.5	4.4	3.3	2.7	3.1	2.1	0.5	0	-0.1					
	500	2.7	2.7	2.1	1.1	1.7	1.7	3.3	4.4	8.7	8.3	9.4	13.0	10.0	9.3	7.8	6.1	5.9	3.0	4.4	4.4	1.9	3.3	2.1	2.1					
	700	3.9	3.5	3.5	2.8	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	3.1	3.3	6.7	3.1	4.3	4.9	4.9	7.8	6.7	7.3	5.5	5.0	3.5	4.4	3.1					
SO	100	-1.1	-2.1	-2.7	-1.1	0	3.3	3.3	10.4	14.4	14.4	22.2	22.4	22.4	12.7	12.7	6.7	3.3	2.2	1.1	0.2	0.3	0	-0.5	0.5					
	300	1.1	0.5	0	0	0	0.1	1.1	4.4	6.7	11.1	17.1	14.4	14.4	10.4	10.4	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1					
	500	2.9	2.8	2.3	2.1	2.2	2.4	3.3	3.9	4.4	6.7	7.4	10.4	12.2	12.8	11.3	11.1	12.3	8.3	5.3	3.5	3.0	2.0	1.0	1.0					
	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	3.5	3.3	10.0	10.4	11.1	7.7	6.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4					
SE	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	12.8	22.2	22.0	22.0	11.9	12.2	7.1	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5					
	300	1.1	0.9	0	0	0	0	2.3	3.9	5.3	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4					
	500	2.9	2.9	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	3.9	4.4	6.7	7.4	10.4	12.2	12.8	11.3	11.1	12.3	8.3	5.3	3.5	3.0	2.0	1.0	1.0					
	700	4.7	4.1	3.5	3.0	4.4	4.4	4.4	4.4	5.0	5.3	3.5	3.5	4.5	6.7	7.1	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.4	7.2					
NO	100	-1.9	-2.2	-2.2	-1.3	0	1.1	3.3	3.3	6.7	10.4	11.3	10.9	12.2	12.6	11.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.1	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-1.1	-1.7	-1.1	-1.7	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	5.1	4.7	11.7	14.7	12.7	17.1	14.7	6.7	4.4	2.2	2.2	1.7	0.5	0	-0.5					
	500	3.8	2.2	2.1	2.1	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2					
	700	4.4	3.9	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2					
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.1	2.2	4.4	3.5	6.7	7.8	7.1	4.7	5.5	4.4	3.9	2.2	1.1	0	0	-0.1	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-1.7	-1.7	-2.1	-1.7	-1.1	-0.1	0	1.7	3.3	4.4	3.5	6.1	4.7	4.7	6.7	3.3	4.4	3.1	2.2	1.1	0.5	0	-0.1	-0.1					
	500	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.4	2.4	2.8	4.4	2.9	3.3	2.1	2.2	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7					
	700	0.3	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0					
		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*

Valadero 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	-1.1	-3.3	3.9	-2.8	-0.3	3.9	8.3	12.3	17.6	23.1	27.9	31.1	25.0	12.2	19.4	15.4	12.2	8.9	5.5	1.9	1.7	0.1	-0.5	-1.7
	100	0	-0.1	-1.1	-0.1	1.1	1.6	8.9	12.9	16.7	20.0	22.8	23.9	23.9	22.2	19.4	16.7	12.9	11.1	8.3	4.7	4.4	3.3	2.2	1.1
	200	2.2	1.7	1.1	1.7	3.3	5.5	8.9	12.9	15.4	18.3	21.1	22.2	21.8	21.7	19.4	17.6	15.4	12.9	11.1	9.4	7.7	6.1	5.0	3.9
	400	5.8	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.7	19.4	21.1	21.2	21.1	20.0	18.9	17.7	15.4	13.9	12.2	10.8	8.9	7.2	6.1
Cubierta de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	3.5	4.7	10.4	12.2	11.1	10.0	8.9	7.8	4.7	3.5	2.2	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	1.1	5.5	7.2	8.3	8.3	8.9	8.3	7.8	7.8	4.7	3.5	2.9	2.8	1.7	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7
	300	0.5	-1.2	-1.1	-1.1	-1.1	1	2.1	3.5	5.5	4.7	7.8	8.3	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.7	1.1	0.9	0
	400	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	3.5	4.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	4.7	3.5	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	-1.7
Nublado	100	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	3.5	4.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	4.7	3.5	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	-1.7
	200	-1.7	-1.1	-0.5	-0.5	0	1.1	3.8	5.2	7.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	4.7	3.8	3.3	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	3.5	4.7	7.7	7.8	7.2	4.7	4.7	3.5	4.4	3.3	2.2	1.7	0.9	0	-0.5
	400	-2.1	-1.8	-2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	4.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-2.2	-2.1	-2.1
En la sombra	100	-2.8	-2.1	-3.3	-1.7	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	4.7	7.2	4.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-2.2	-2.1
	200	-1.7	-1.2	-2.1	-1.1	-1.1	-0.5	0	1.2	2.2	2.2	2.2	4.4	3.0	3.5	3.3	3.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-2.2
	300	-1.7	-1.2	-2.1	-1.1	-1.1	-0.5	0	1.2	2.2	2.2	2.2	4.4	3.0	3.5	3.3	3.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-2.2
	400	-1.7	-1.2	-2.1	-1.1	-1.1	-0.5	0	1.2	2.2	2.2	2.2	4.4	3.0	3.5	3.3	3.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-2.2
		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: Ganancia 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 clásica 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	VARIACION 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
+18	-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
+17	-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
+16	-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
+15	-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
+14	-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
+13	-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	-10.4	-11.1	-11.7
+12	-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
+11	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.2	-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
+10	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.3	-2.8	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8
+9	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9
+8	6.6	6.1	5.5	5.0	4.5	4.1	3.6	3.2	2.8	2.4	1.9	1.5	1.1	0.7	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8
+7	8.6	8.1	7.5	7.0	6.5	6.1	5.6	5.2	4.8	4.4	3.9	3.5	3.1	2.8	2.4	1.9	1.5	1.1
+6	10.6	10.1	9.5	9.0	8.5	8.1	7.6	7.2	6.8	6.4	5.9	5.5	5.1	4.8	4.4	3.9	3.5	3.1
+5	12.6	12.1	11.5	11.0	10.5	10.1	9.6	9.2	8.8	8.4	7.9	7.5	7.1	6.8	6.4	5.9	5.5	5.1
+4	14.6	14.1	13.5	13.0	12.5	12.1	11.6	11.2	10.8	10.4	9.9	9.5	9.1	8.8	8.4	7.9	7.5	7.1
+3	16.6	16.1	15.5	15.0	14.5	14.1	13.6	13.2	12.8	12.4	11.9	11.5	11.1	10.8	10.4	9.9	9.5	9.1



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO DE CALCULO EN VERANO

AGOSTO, 1983

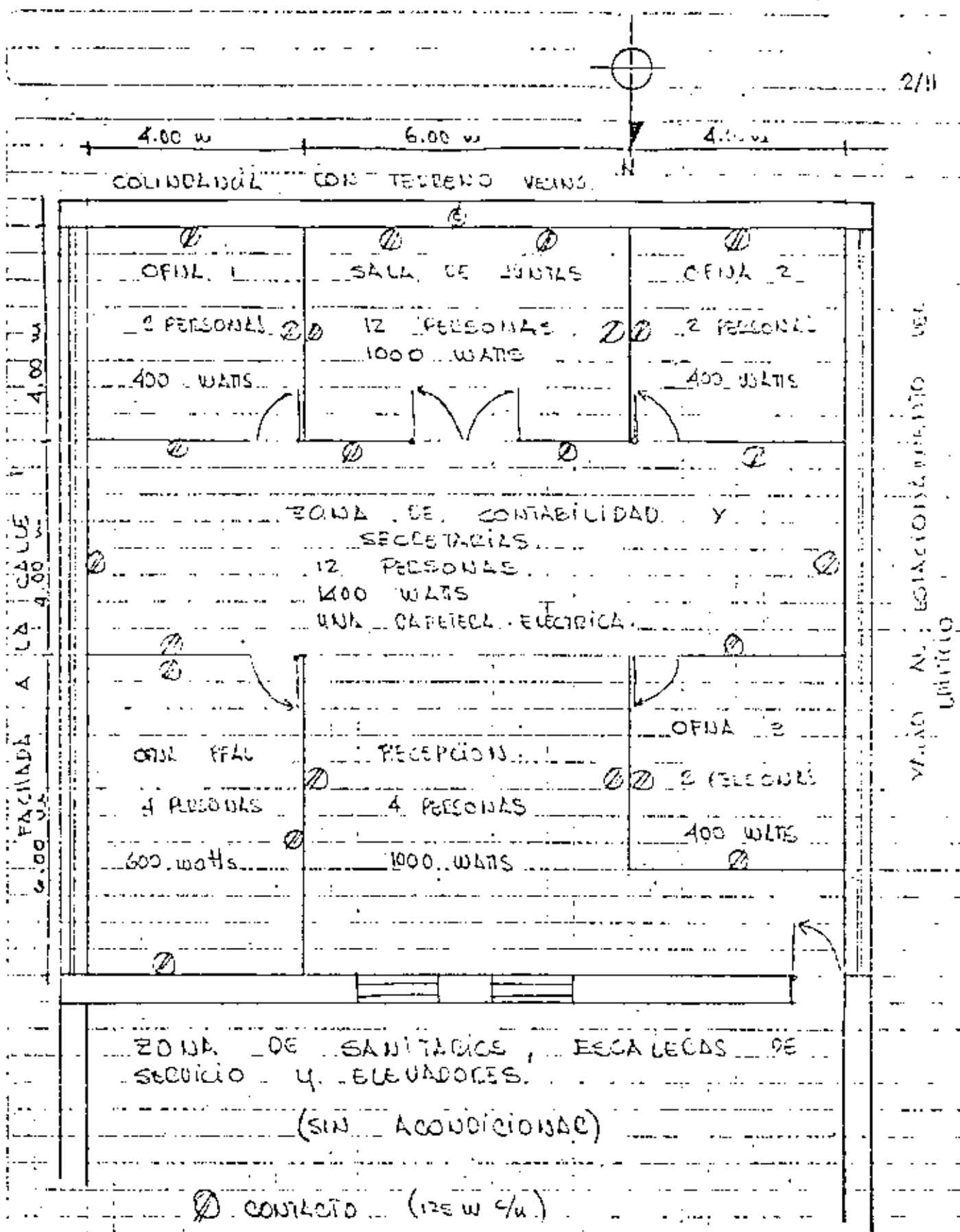
EJEMPLO DE CALCULO EN VERANO.

A manera de ejercicio y con el objeto de aclarar lo más posible los cálculos de carga térmica en verano, a continuación se plantea un ejemplo sencillo pero bastante completo.

Se requiere dar acondicionamiento a un piso de un edificio el cual se encuentra en el último nivel de la construcción, se sabe además que en el piso inferior no se dispone de acondicionamiento en toda el área sino que solamente se instaló en la unidad poniente.

Esta oficina se encuentra ubicada en el D.F. y en el croquis anexo se señalan las cantidades de personas y watts de iluminación que requiere cada local.

Se requiere conocer la capacidad que deberá tener el equipo central que acondicionará todo el local, así como la cap. de cada equipo particular para cada una de las zonas a acondicionar.

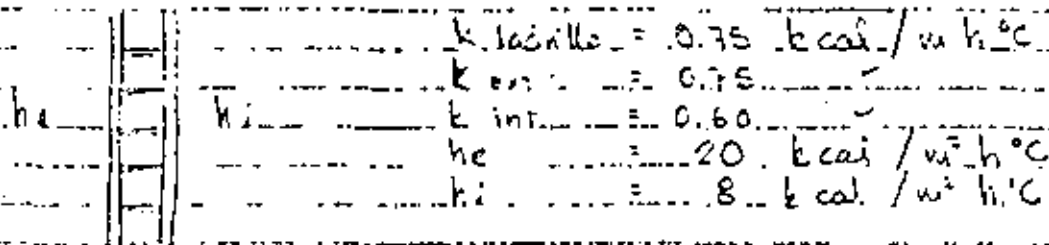


1.- CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION TOTAL

En base a una inspección física de la obra e mediante datos proporcionados por el proyectista o constructor, se conocen los diferentes materiales de construcción y acabado de los distintos tipos de paredes:

1.1.- MUROS NOROCCIDENTE y SUR

(TAPIQUE EXTERIOR ACABADO CON AREA DADO DE CEMENTO EXTERIOR Y CEMENTO INTERIOR)



0.012
0.14
0.012

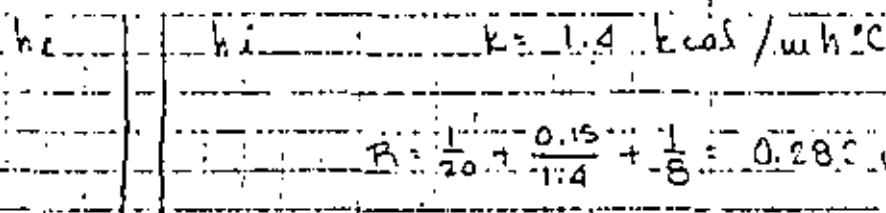
$$U = \frac{1}{R} \quad R = \frac{1}{h_e} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}$$

$$R = \frac{1}{20} + \frac{0.012}{0.75} + \frac{0.14}{0.75} + \frac{0.012}{0.6} + \frac{1}{8} = 0.40 \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C} / \text{kcal}$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{0.4} = 2.5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$$

1.2.- MUROS ORIENTE y PONIENTE

(CEMENTO ACABADO APARENTE CON LITURA DE 1.00cm)



$$R = \frac{1}{20} + \frac{0.15}{1.4} + \frac{1}{8} = 0.280 \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C} / \text{kcal}$$

0.15

$$U = \frac{1}{R} = 3.54 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

2- CALCULO DE OBRAS CONSUMIBLES PLATE CRON LOCAL

En J.O.F

Total = 23°C
Temperatura = 17°C

En el interior Temperatura = 25°C
φ = 50%

	U	ΔT	OFICINA	OFICINA	OFICINA	OFICINA	SALA	CONTAS	RECEPCION	TOTAL
VIGILIAS	5.5	7	9=346.5	6=231	6=231	4=231		12=462		1501.5
PLAS	2.51	3.5	24m ²	16 m ²	PLA ACORDE	RESOLUCION	12 m ²	28 m ²	18 m ²	388.21
			217.54	145.04			108.78	252.82	162.17	223.75
FABRIC.	2.5	3.5	10 m ²						19 m ²	
			87.50						164.25	
PUEBLOS	1.5	3.5							6 m ²	
									21.5	31.5
PERSONAS										
EDIFICIO	51.5		4	2	2	2	12	12	4	
			230	115	115	115	690	690	230	2185
* LATENTE	55.5		4	2	2	2	12	12	4	
			222	111	111	111	666	666	222	2109
ILUM.	0.84		600	400	400	400	1000	1400	1000	
			616	344	344	344	860	1204	840	4472
INDICACION	125 x 0.84		3/2	1/2	3/2	3/2	4/2	8/2	3/2	
			161.25	107.5	107.5	107.5	215	430	107.5	1236.25
NOTICES	250						250			250
CATEDRA										
SENS.	650							1=650		650
* LATENTE	425							1=425		425
ZONAS			1058.81	942.54	797.5	797.5	2123.78	2687.82	1558.42	11468.32
Σ LAT			222.-	111.-	111.-	111.-	666.-	1071.-	222.-	2534.-
TOT:			1780.21	1053.54	908.6	908.6	2281.78	4780.82	1780.42	14,002.32

3. CALCULO DE CARGAS VARIABLES MAXIMAS PARA CADA LOCAL.

LATITUD = 19° NORTE (MEX. D.F.)

EN TABLAS DE GANANCIA SEGURO POR VENTANAS SE OBSERVA FACILMENTE QUE EL VUELO CRITICO PARA LAS ORIENTACIONES ESTE Y OESTE SON RESPECTIVAMENTE:

ESTE : 24 AGO y 20 ABRIL (5 hr)
 OESTE : 24 AGO. y 20 ABRIL (16 hr)

3.1 OFICINA PPL

	6	7	8	9	10	11	12	13
VENTANA ESTE 3.32' 9.00	940	2580	2737	2654	1886	907	250	250
MURO ESTE 3.34' 6.00	-19.67	-13.67	3.00	23.5	22.5	2-3.2	2622	225.1
ARISTAL 0.845 24.00	44.0	34.5	71.2	24.5	26.5	111.5	130.5	212.2
TOTALES	974	2553	2959	2937	2306	1284	746	732

3.2 OFICINA 2

VENTANA ESTE 3.32' 6.00	626	1686	1958	1770	1257	604	166	166
MURO ESTE 3.34' 4.00	-7.05	7.98	—	105.5	225.5	225.2	242.6	150.1
ARISTAL 0.845 6.00	24.7	21.0	14.9	23.0	41.2	71.4	120.2	143.1
MURO OESTE 2.5 10.00	-13.5	-42.5	-55	-42.5	-27.5	97.5	167.5	217.0
TOTALES	636	1669	1918	1916	1511	1020	697	767

3.3 OFICINA 3

	11	12	13	14	15	16	17	18
VENTANA OESTE 3.32' 6.00	166	366	604	1257	1770	1958	1686	626
MURO OESTE 2.54' 4.00	5.6	21.2	25.2	77.9	150.1	204	247.2	244.2
ARISTAL 0.845 6.00	74.4	120.2	123.1	211.0	243.2	255.3	200.1	200.1
MURO ESTE 2.5 10.00	97.5	167.5	225.5	225.5	225.5	220	220	217.5
TOTALES	354	485	1113	1878	2515	2802	2674	1518

3.4 OFICINA 2

VENTANA OESTE 3.32' 6.00	166	366	604	1257	1770	1958	1686	626
MURO OESTE 2.54' 4.00	5.6	21.2	25.2	77.9	150.1	204	247.2	244.2
ARISTAL 0.845 6.00	74.4	120.2	123.1	211.0	243.2	255.3	200.1	200.1
TOTALES	356	488	853	1542	2166	2437	2309	1241

3.5. SALIDA JUSTAS:

	U	A	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
MURO SUR	2.5	15.0	120.2	251	416	499	521	540	580	680	719		
ARISTA	0.845	24.0	111.5	190.5	222.6	226.4	221.1	218	200.2	160.4	107.4		
			231.7	441.5	638.6	725.4	737.2	758	780.2	940.4	826.8		

3.6. SECRETARIAS y COINTEGRACION

	U	A	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
VENTANA ESTE	0.93	6.00	428	720	1200	1604	1800	1800	1700	1500	1200	900	600
VENTANA OESTE	0.93	6.00	171	332	566	766	866	900	1221	1770	1988	1686	1086
MURO ESTE	2.54	4.00	—	166	226	244	244	150	110	102	95	102	102
MURO OESTE	2.54	4.00	—	—	—	16	31	55	78	150	204	208	208
ARISTA	0.845	26.00	52	80	156	260	421	606	738	866	998	1081	1081
			213.7	2169	1815	1290	1028	1581	2349	3061	2283	2190	2190

3.7. RECEPCION

	U	A	11	12	13	14	15	16	17	18
VENTANA OESTE	0.93	9.00	52	83	307	628	535	424	543	813
MURO OESTE	2.54	2.00	7.8	15.6	27.6	38.9	75.0	102	184	157
ARISTA	0.845	44.00	204	331	476	580	680	784	825	848
			295	430	806	1247	1640	1845	1802	1315

4. CALCULO DE: CALOR TOTAL, SENSIBLE y LATENTE
 FACTOR DE CALOR SENSIBLE
 CANTIDAD DE AIRE NECESARIO PARA CADA LOCAL.

$$F.C.S. = \frac{Q_s}{Q_t}$$

Q_s = CALOR SENSIBLE
 Q_t = CALOR TOTAL

$$m = \frac{Q_t}{h_i - h_s}$$

h_i = entalpia del aire interior

h_s = entalpia del aire de suministro (según F.C.S. en carta PSICO-METRIK)

$$h_i = 16.3 \text{ kcal/kg}_{as} \quad (T_{in} = 25^\circ C, \phi = 50\%)$$

$$G = m/\rho$$

m = flujo de aire

G = gasto de aire

$$\rho = 0.92 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{D.P.})$$

ρ = densidad del aire

		HORA	OFUA PPAL	OFUA 1	OFUA 2	OFUA 3	SALA JUSTIAS	CONSTAB. Y SEC.	RECEPCION	TOTALES
CARGAS	CONSTANTES									
	SENSIBLE	3/11	1559	443	798	798	2124	3690	1558	
	LATENTE	5/11	222	111	111	111	666	1091	222	
CARGAS	VARIABLES	6/11	2959	1918	2807	2447				
		7/11					968	3382	1865	
	Qs DT		4518	2861	3605	3245	3092	7072	3423	
	Ql RT		222	111	111	111	666	1091	222	
	Qt (kcal/h)		4740	2972	3716	3356	3758	8163	3645	20,350
	FCS		0.963	0.962	0.970	0.967	0.823	0.866	0.939	
	hs	CARGA PSICROM.	13.7	13.8	13.8	13.8	13.05	13.35	13.7	
Flujo	kg/h		1823	1189	1486	1342	1156	2767	1402	
GASIO	m ³ /h		1982	1292	1615	1459	1257	2008	524	12,137

Dependiendo de la solución que más convenga, con los datos de la hoja anterior se puede seleccionar la cap. de un equipo para cada local (fan & coil) o dimensionar la ductería para alimentar a cada local.

Por ejemplo, para la OFNA principal:

- ① Se requiere un fan & coil con cap. mín. de: 4740 kcal/h y 1982 m³/h
- ② La segunda alternativa es un ducto que permita la inyección de 1982 m³/h.

En cualquiera de los casos anteriores, existirá un equipo central que será capaz de refrigerar en forma simultánea a todos los locales y a cualquier hora, la capacidad de este equipo central se calcula a continuación:

CARGAS VARIABLES TOTALES		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
VESTIBULO	ESTE 0.73 21.00	6853	6193	4400	2116	582	783	533	537	445	291
	OESTE 0.73 21.00	445	537	583	583	583	2116	4400	6193	6853	5902
MURO	ESTE 2.54 14.00	—	580	528	652	652	525	387	267	332	367
	SUR 2.50 26.00	-193	-199	-96	341	586	911	1164	1216	1260	1120
	OESTE 3.64 14.00	—	—	—	65	109	193	273	525	714	937
ABOTEA	0.845 196. —	182	182	597	911	1474	2120	2584	3031	3445	3677
		7287	7443	6262	4858	4187	6508	9391	11829	13079	12284

CARGAS CONSTANTES: SENSIBLE 11,468

LATENTE 2,584

CARGAS VARIABLES: 13,099

Q_s TOT 24,567

Q_L TOT 2,584

Q_T 27,101 *

F.C.S. 0.906

h_s 13.3

kg/h 9679

m³/h 10,520 *

Como se puede observar por comparación entre las hojas 8 y 9, la carga térmica total simultánea es menor que la suma de máximos.

Como se vio anteriormente, se requiere dar una ventilación por persona, y esto también representa una carga térmica, la cual se calcula a continuación.

Nº PERSONAS	m ³ /h persona	m ³ /h	kg/h
38	25	950	874

$$Q_{AE} = \frac{m}{h_e - h_i} = \frac{874}{15.6 - 16.3} = -1248.6 \text{ kcal/h}$$

Resulta que el aire exterior NO es carga térmica sino al contrario, lo disminuye un poco, aunque normalmente no se considera este valor.

La capacidad de la máquina central sería entonces:

$$Q_s = 24,567 \text{ kcal/h} = 8.12 \text{ T.R.}$$

$$Q_c = 2,534 \text{ kcal/h} = 0.84 \text{ T.R.}$$

$$Q_r = 23,101 \text{ kcal/h} = 8.96 \text{ T.R.}$$

$$m = 9,679 \text{ kg/h}$$

$$G = 10,520 \text{ m}^3/\text{h}$$

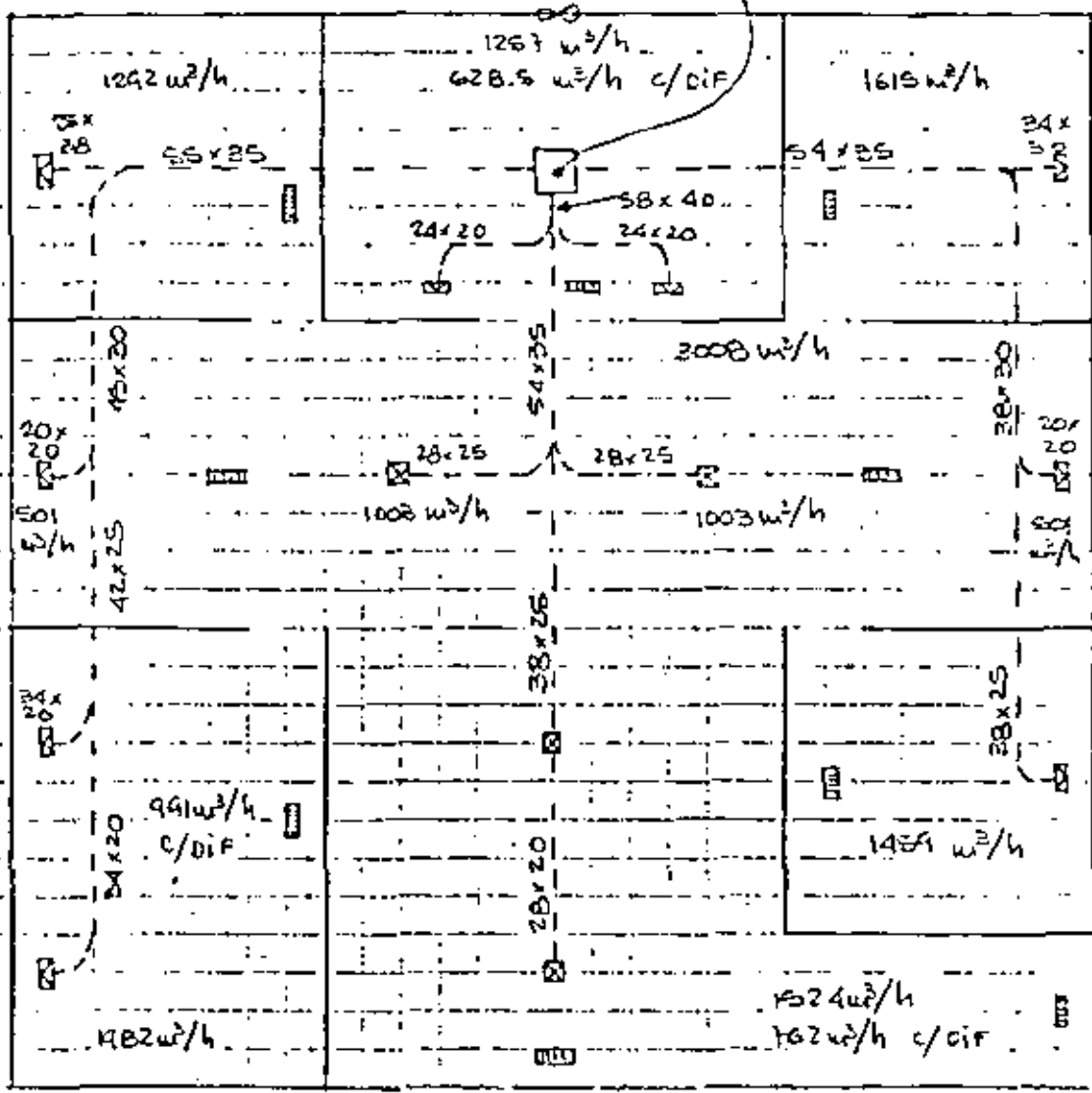
A manera de ejemplo, en la siguiente página se presenta un diagrama unifilar de la posible distribución de ductos que acondicionarían las oficinas en cuestión.

Para el cálculo de estos ductos se tomarán como parámetros de diseño los siguientes:

$$\begin{aligned} \text{caída max permisible} &= 0.1 \text{ pulg H}_2\text{O}/100 \text{ pie} = 0.083 \text{ mm H}_2\text{O}/\text{m} \\ &= 0.62 \text{ Pa}/\text{m} \end{aligned}$$

VEL	MAY	PECU.	DUCTOS	PRINCIPALES	u/s	PPL
			CANALES	PRINCIPALES	7.0	1350
			CANALES	SECUNDARIOS	5.4	1050
					5.0	1000

SUBE DUCTO DE 70x76 A EQPO. CENTRAL



REJILLAS DE RETORNO CONECTADAS A CAMARA PLENA.



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

EQUIPO TERMINAL

AGOSTO, 1983

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 mas comunes son los siguientes:

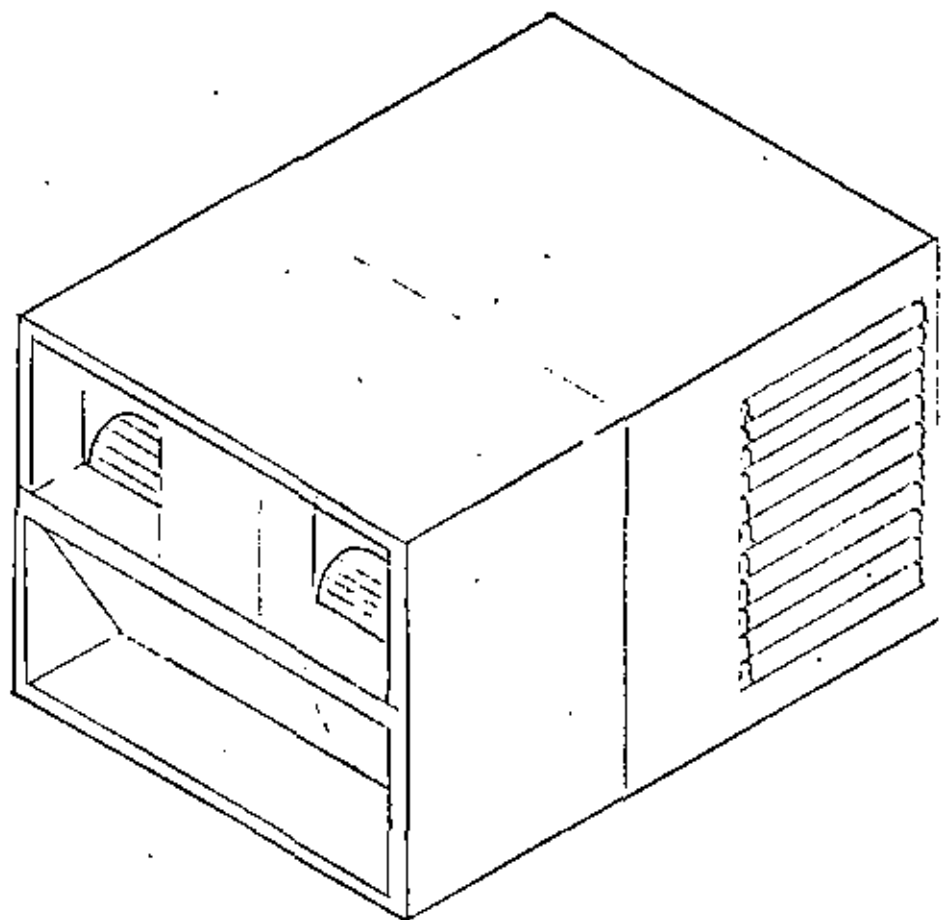
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil

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.

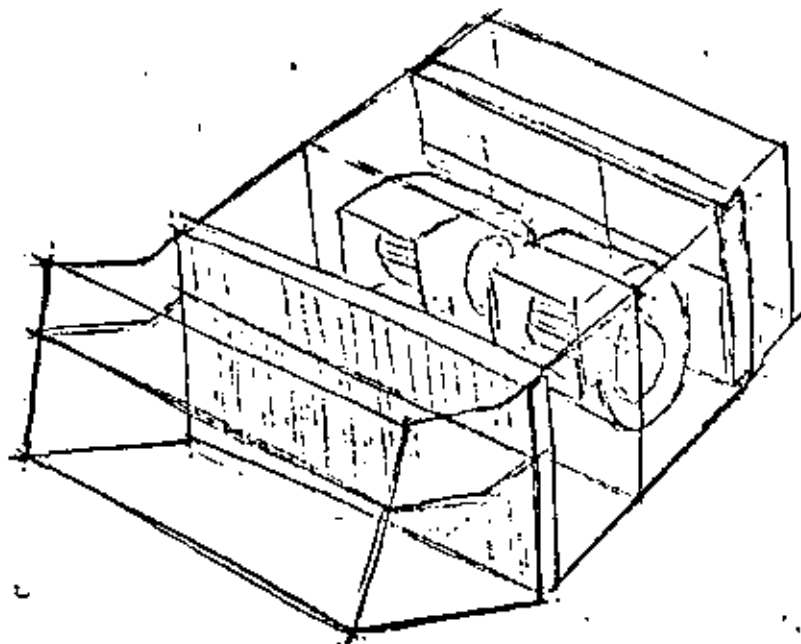
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la mas cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo



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.

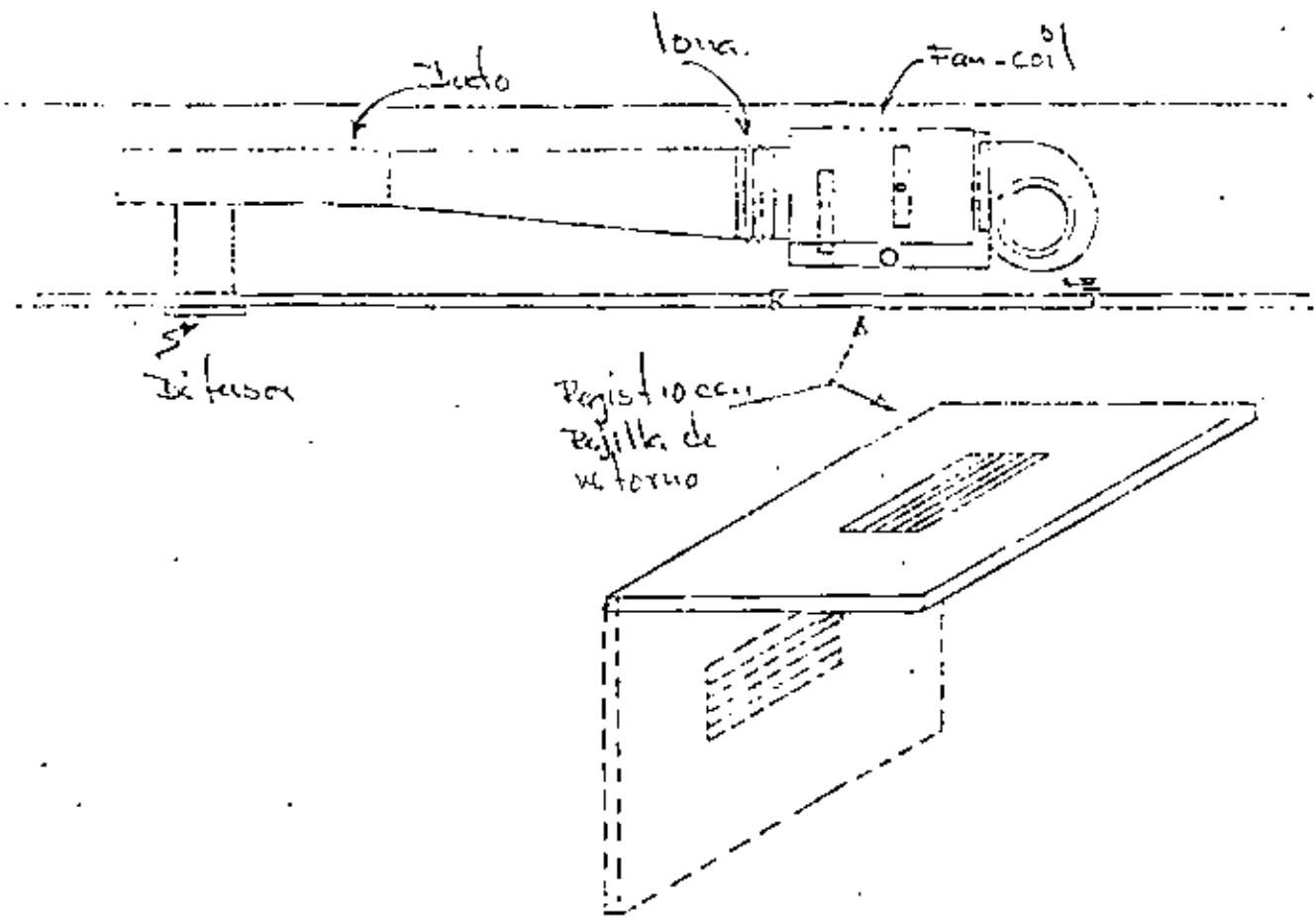
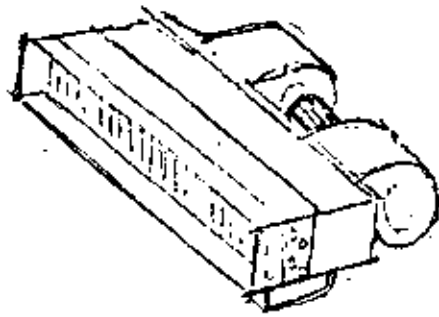


C.- FAN & COIL

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





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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

SELECCION DE SERPENTINES

AGOSTO, 1983

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 area 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/m²h), (BTU/ft²h)

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.

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

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 diferenfial 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 deél, los fabricantes dan tablas o nomogramas

FANS AND DIAMETER

2 - 18"

MODEL 140 FC

COILS—W x L
Tubes
Face Area

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

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Yr	Flat Filter Static Pressure TA	LV	MY
5600	400	388	.15	.07	.08
7000	500	436		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

Flat Filter Static Pressure TA LV MY

.15	.07	.08
	.10	.11
		.15
		.19

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Yr	Angle Filter Static Pressure TA	LV	MY
5600	400	273	.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

Angle Filter Static Pressure TA LV MY

.09	.04	.04
.13	.06	.06
.17	.08	.08
.19	.09	.10
	.11	.13

MULTIZONE

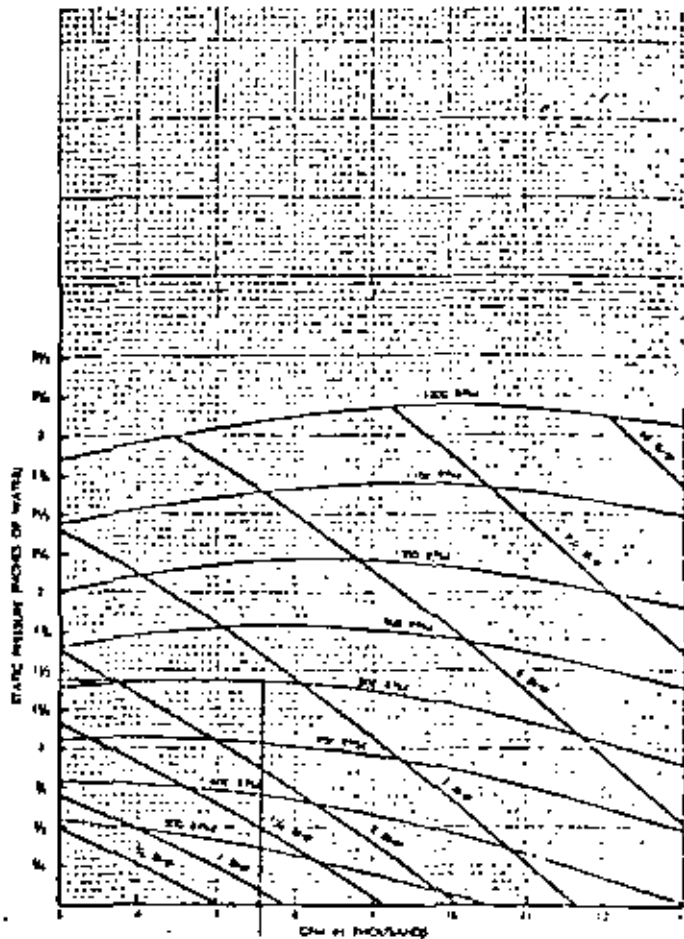
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FY	Zone Damper Static Pressure
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.16
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16



FANS AND DIAMETER

2 - 12"

MODEL-140 AIR/OIL

COILS—W x L
Tubes
Face Area

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

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Yr	Flat Filter Static Pressure TA	LV	MY
5600	400	388	.15	.07	.08
7000	500	436		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

Flat Filter Static Pressure TA LV MY

.15	.07	.08
	.10	.11
		.15
		.19

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Yr	Angle Filter Static Pressure TA	LV	MY
5600	400	273	.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

Angle Filter Static Pressure TA LV MY

.09	.04	.04
.13	.06	.06
.17	.08	.08
.19	.09	.10
	.11	.13

MULTIZONE

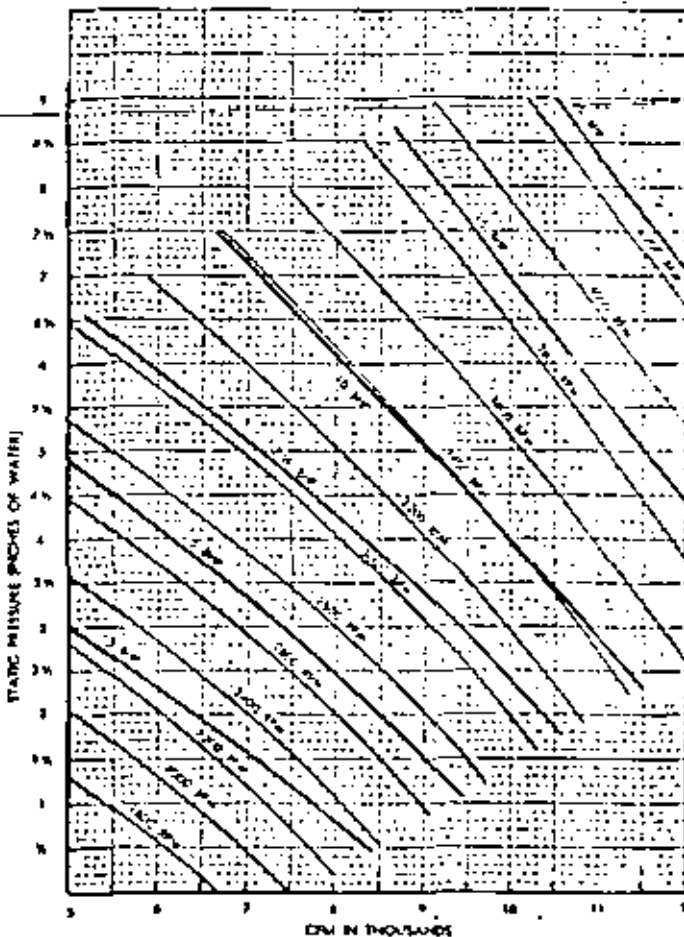
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FY	Zone Damper Static Pressure
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.16
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16



CAPACITY-CHILLED WATER COILS

SERIES HC

DB1 75
WB1 66

Table with columns for Coil Type (3 Row, 4 Row, 5 Row, 6 Row, 7 Row, 8 Row), WT (Water Temp), DB1 (Initial Dry Bulb Temp), DB2 (Final Dry Bulb Temp), and Capacity (CFM). Rows list various coil models and their corresponding specifications.

BTUH = Btu Per Hour Per Square Foot Of Face Area
WB1 = Initial Wet Bulb Temperature
DB1 = Initial Dry Bulb Temperature
DB2 = Final Dry Bulb Temperature
WT = Initial Water Temperature



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

DUCTOS

AGOSTO, 1983

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.

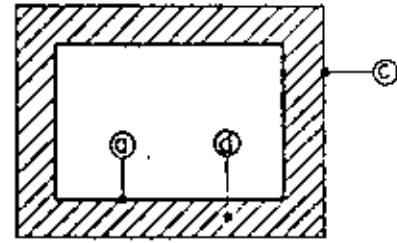
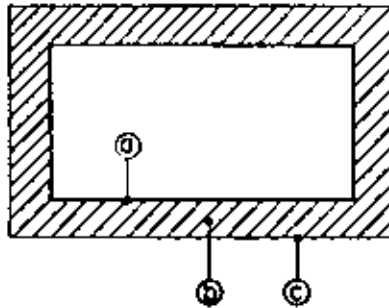
Estos ductos deben ir aislados por varias razones: en caso de conducir aire caliente, para evitar que este aire se enfríe antes de llegar al lugar donde se requiere, en caso de conducir aire frío, para evitar que éste se caliente en el trayecto y también para evitar que el aire que rodea al ducto al 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") ϕ .

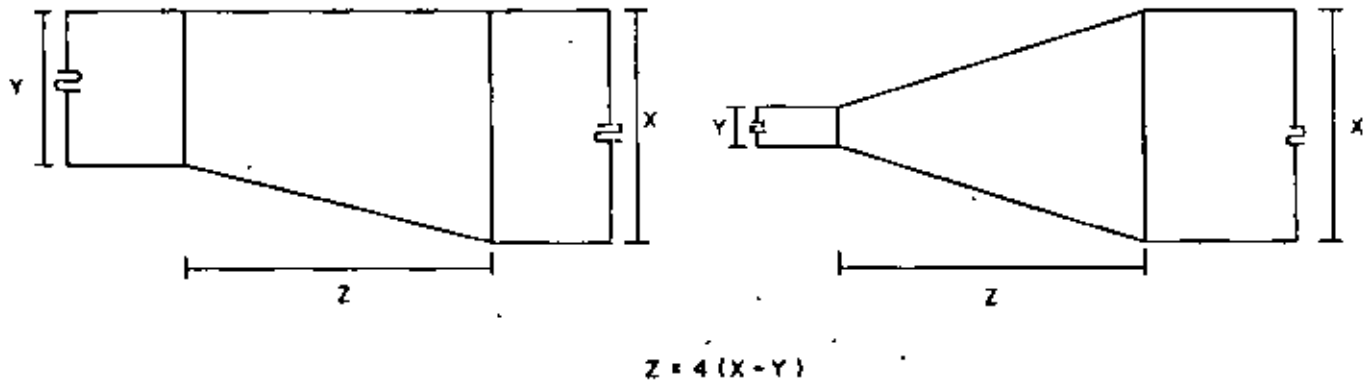
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie, habrá que ponerles un re cubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

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

- 1.- Su trayectoria debe ser lo mas 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 ta-
bla:

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	4.00	800	4.50	900	6.10	1200
Serpentines	1.25	250	1.55	300	1.80	350
Lavadoras de aire	1.55	300	1.80	350	3.05	600
Succión de ventilador	2.30	450	2.50	500	3.50	700
Descarga de ventilador	2.50	500	3.05	600	2.50	500
Ductos principales	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
Ductos secundarios	4.50	900	5.10	1000	7.10	1400
Derivaciones a difusores	5.10	1000	6.60	1300	8.15	1600
	8.65	1700	11.20	2200	14.20	2800
	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:

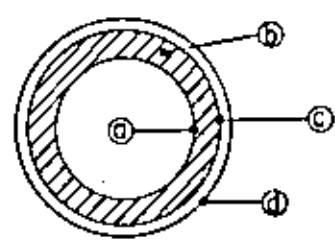
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cedula 40 (agua fría o caliente).
- c) Acero negro soldable cedula 40 (agua y/o vapor).

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 fierro - 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 algun tiempo.

En general no es recomendable el uso de tubería de fierro 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 fierro
- 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

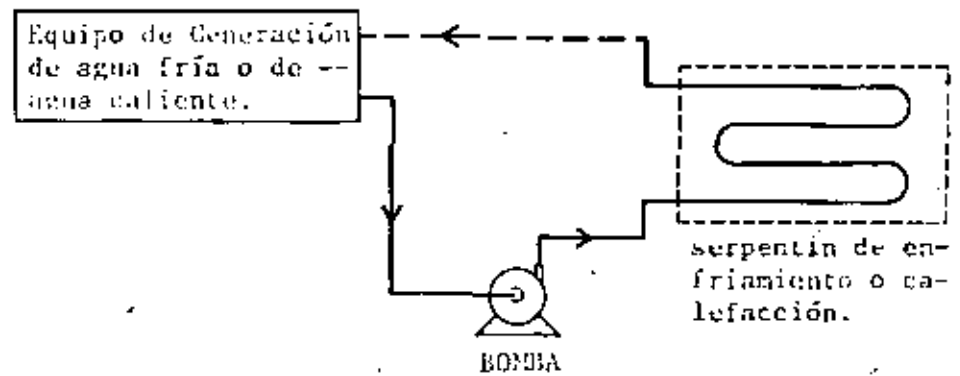
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente). 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.



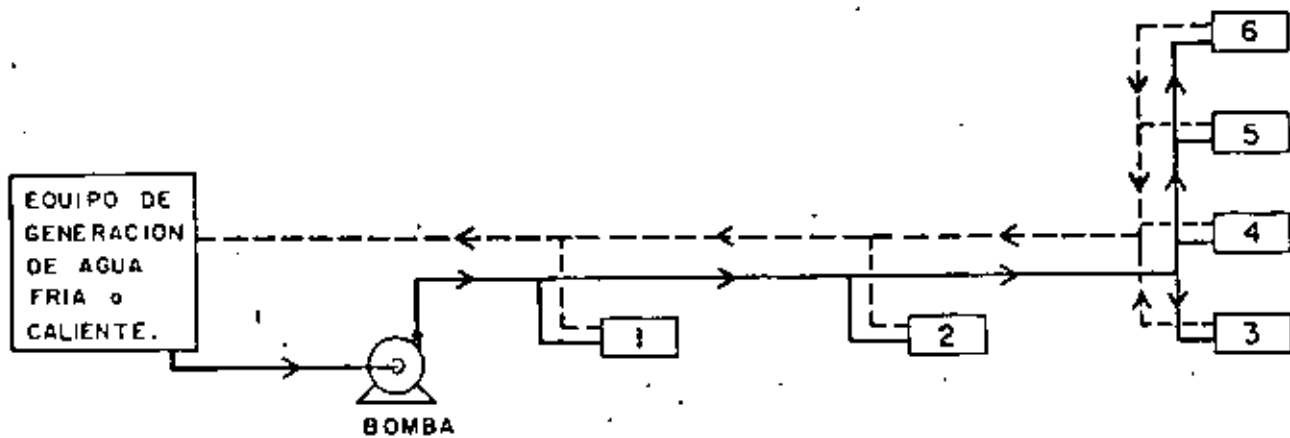
CIRCUITOS DE CIRCULACION DE AGUA

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.

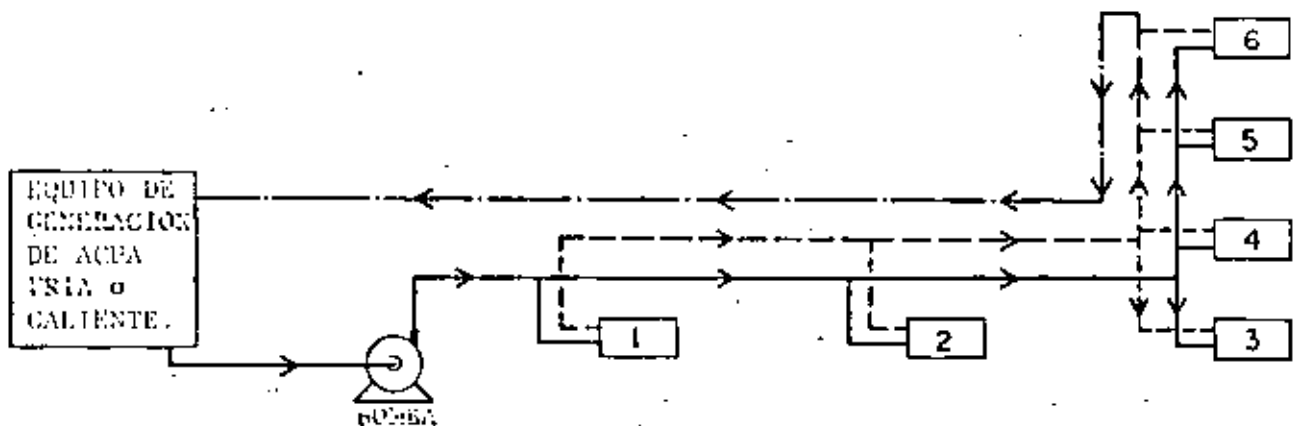
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



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 serpentín 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 esto 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 serpentín 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 cierra la válvula globo de cualquiera de los serpentines se modifica el flujo en todos 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 serpentín 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 suman el retorno del primer serpentín con el del último, sus presiones ya están prácticamente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales.

Este sistema de retorno inverso es más caro en su costo inicial, pero a mediano 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.

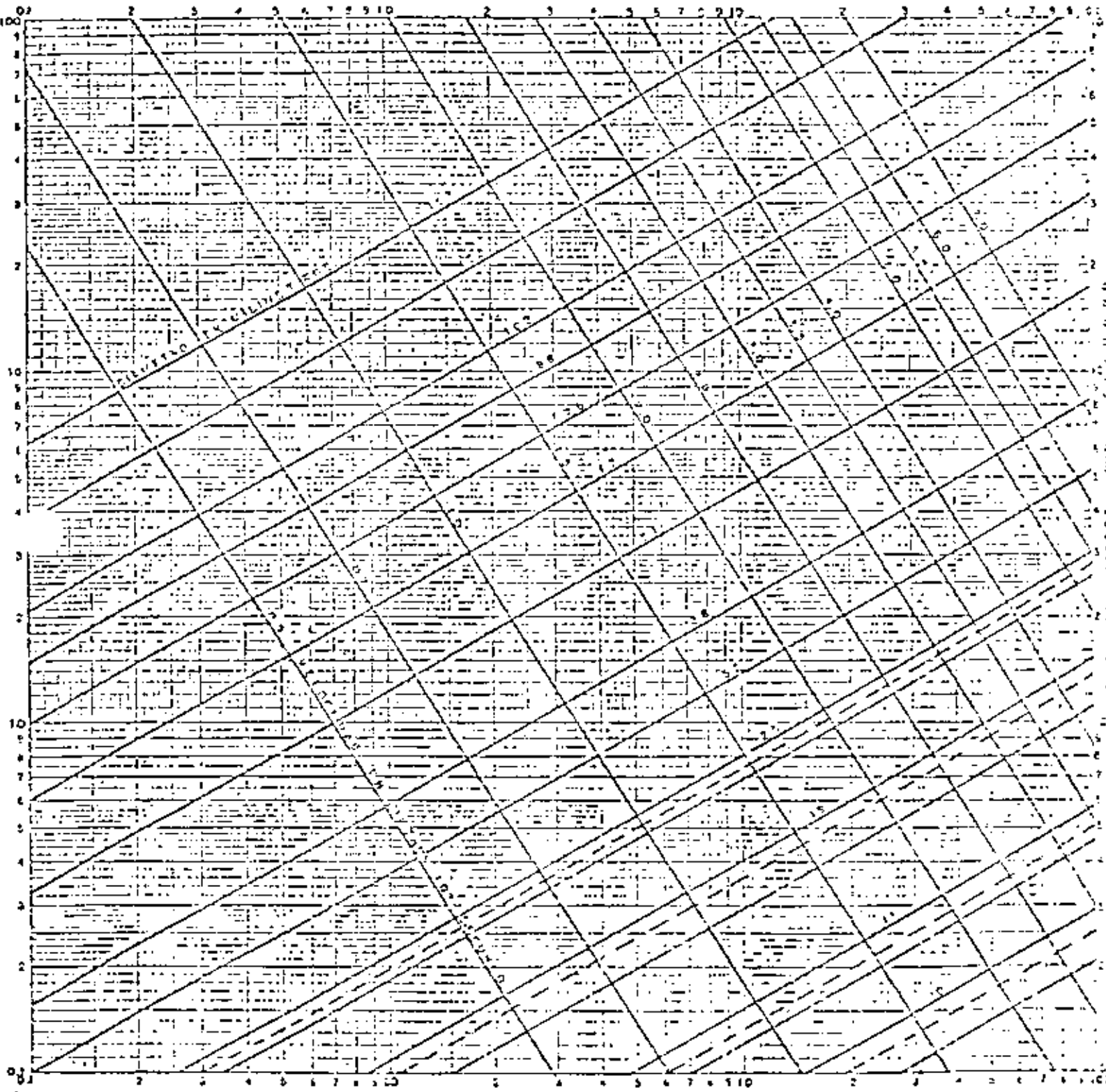
I. M. S. S.
 DE INSTALACIONES
 Y EQUIPO.

PERDIDA DE CARGA POR FRICCION.
 TUBERIA LISA COCAE TIPO "M"

WASH $\frac{1.75}{d^{1.75}}$
 l/m/m. $\frac{1.75}{d^{1.75}}$
 m/m/seg. 6 mm.

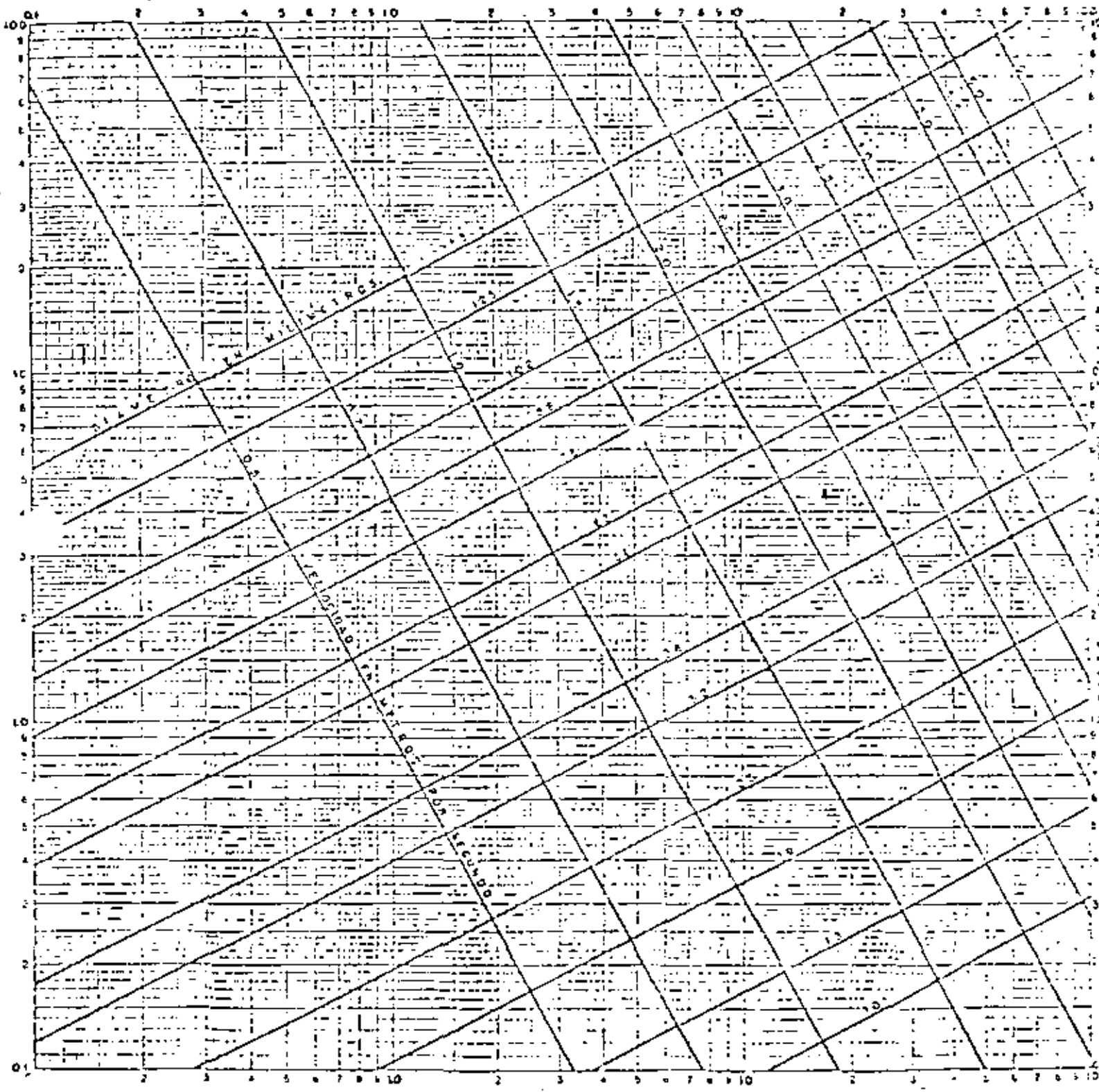
92

TIPO "M" _____
 TIPO "L" - - - - -
 TIPO "S" - - - - -

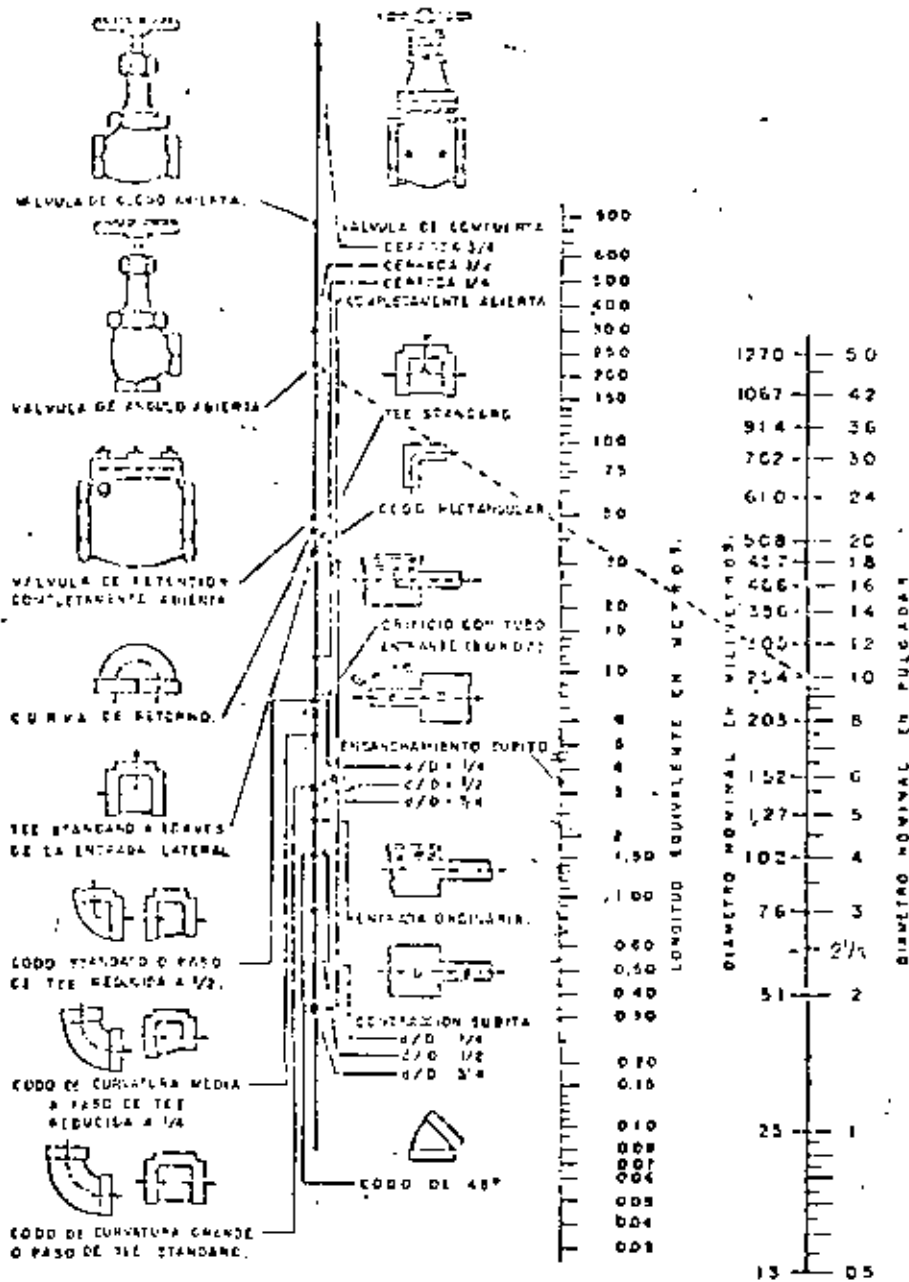


PERDIDAS DE CARGA EN METROS DE AGUA POR 100 METROS DE TUBERIA.

I. M. S. S. OF LE INSTALACIONES Y EQUIPO	PERDIDA DE CARGA POR FRICCION TUBERIA MEDIANAMENTE PUGOSA.	$h = 2.57$	$\frac{1.97}{d^{1.08}}$	95
		$h = m/m$	$d = mm$	
		$v = m/sec$	$d = mm$	



PERDIDAS DE CARGA EN METROS DE AGUA POR 100 METROS DE TUBERIA.



NOTAS:

PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICISE EL DIAMETRO MENOR "d"

TUBERIA
CED. 40

VAPOR
PARA PRESIONES DE
12.1 A 16.0
lbs./pulg² manométrico

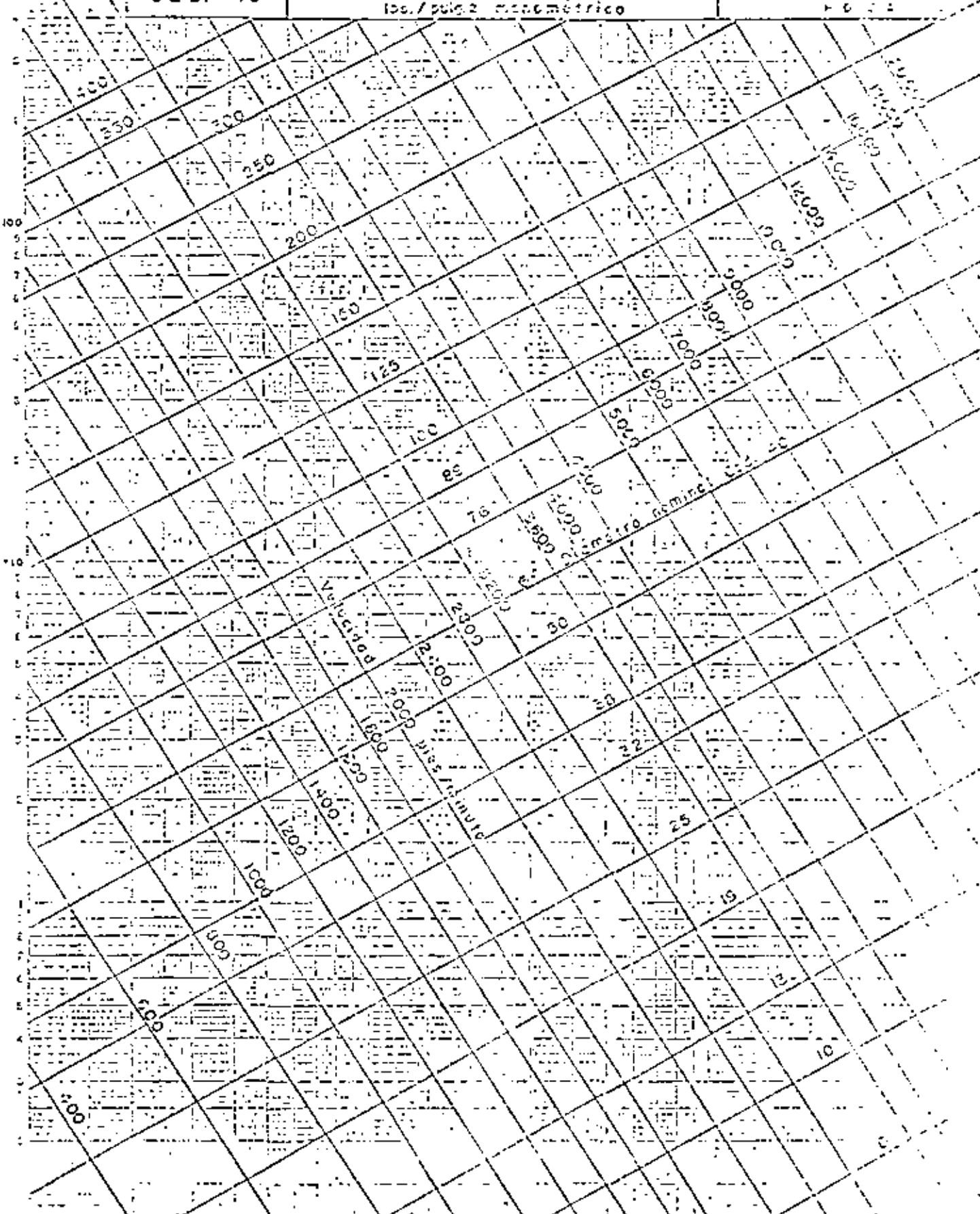
I. M. S. C.
INSTRUCTIVO
SHEET
PAGE

1700
1500
1300
1100
900
700
500
300
200
100
50
25
15
10
5
2
1
0.5
0.2
0.1

1700
1500
1300
1100
900
700
500
300
200
100
50
25
15
10
5
2
1
0.5
0.2
0.1

1700
1500
1300
1100
900
700
500
300
200
100
50
25
15
10
5
2
1
0.5
0.2
0.1

1700
1500
1300
1100
900
700
500
300
200
100
50
25
15
10
5
2
1
0.5
0.2
0.1





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

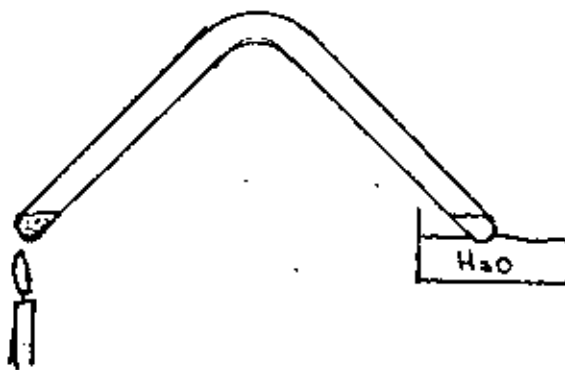
PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

ENFRIADORAS POR ABSORCION

AGOSTO, 1983

ENFRIADORAS POR ABSORCION

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 amoniacó formando un ión complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoniacó 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 amoniacó 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 amoniacó 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:

1.- En un recipiente cerrado (GENERADOR) se hace hervir una solución de bromuro de litio y agua; el bromuro no es volátil por lo que se evaporará únicamente agua (en la práctica normal hay un poco de arrastre de bromuro) el agua evaporada pasará a un recipiente donde será condensado por medio de agua que pasa por un cambiador de calor (CONDENSADOR), una vez condensada el agua (REFRIGERANTE) pasará a una cámara de baja presión (EVAPORADOR) donde será recirculada sobre un serpentín por medio de una bomba (BOMBA DE REFRIGERANTE); este recipiente se encuentra comunicado por su parte superior a otro que contiene la solución concentrada de bromuro de litio que ha llegado procedente del generador y es recirculada formando una cascada para que al existir una gran superficie de contacto absorba el vapor procedente de la cámara anterior, a este depósito se le llama ABSORBEDOR. La solución es sumamente ávida de agua lo que provoca evaporación del agua y solución en ella al evaporarse el agua del evaporador consumirá calor (CALOR DE EVAPORACION) y este calor será extraído al serpentín que conduce el agua que se pretende enfriar. Una vez que el agua ha sido absorbida por la "solución fuerte" del absorbedor se envía nuevamente al generador y se establece el ciclo de operación del sistema.

Normalmente es difícil entender que se caliente para obtener refrigeración pero este ciclo lo aclara.

El energético que normalmente se emplea para los equi

Pos de absorción es vapor de agua de 10 a 14 psig de presión que es un vapor de baja presión barato y en algunos casos es vapor de escape de otros procesos. También es posible emplear agua caliente de 110 a 130°C.

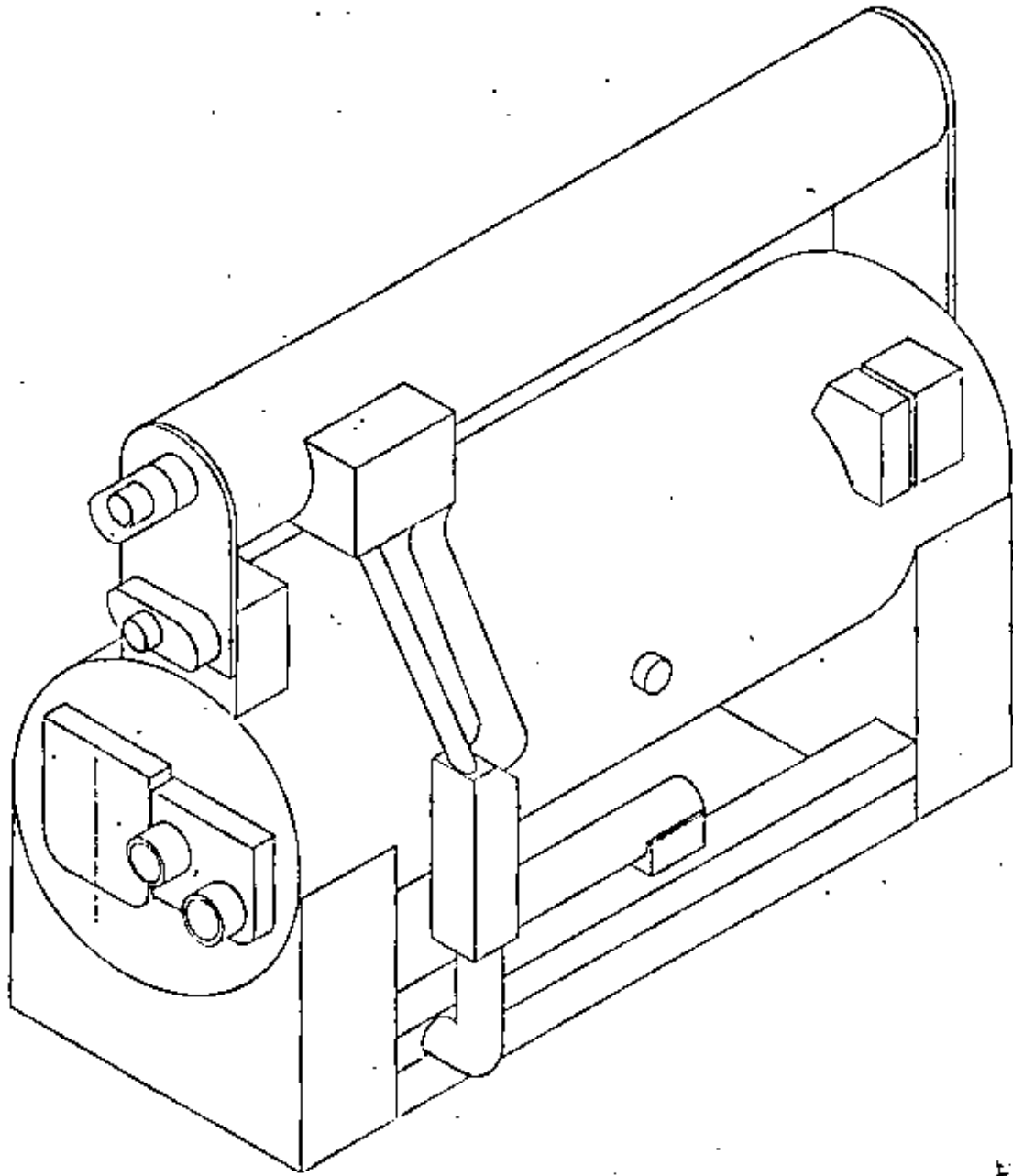


FIG. 1150.



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

MAQUINAS CENTRIFUGAS

AGOSTO, 1983

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 móviles 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.

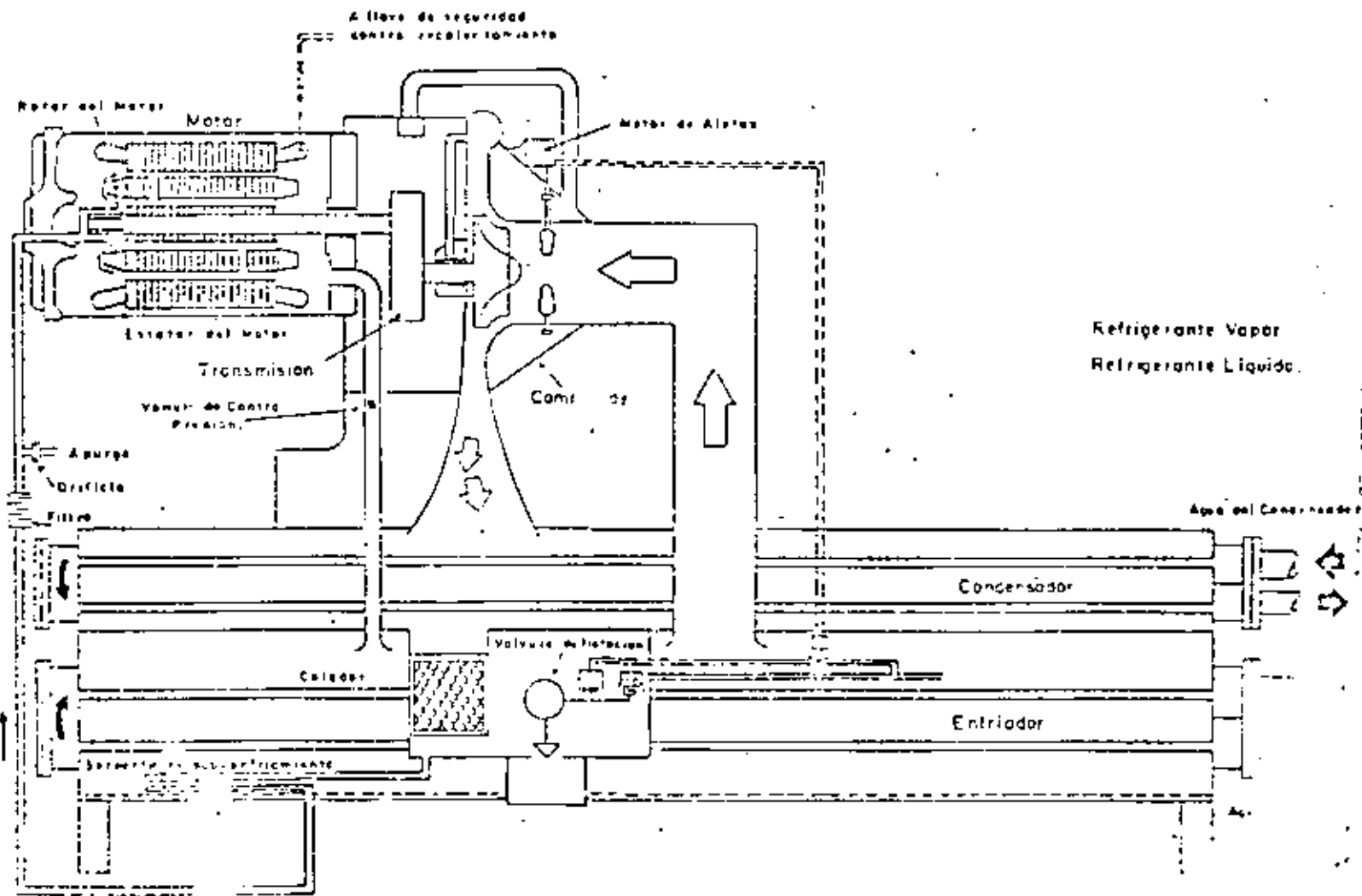
2.- FLUJO DE REFRIGERANTE LIQUIDO

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-

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





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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

TORRES DE ENFRIAMIENTO

AGOSTO, 1983

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 solenoidé 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 -

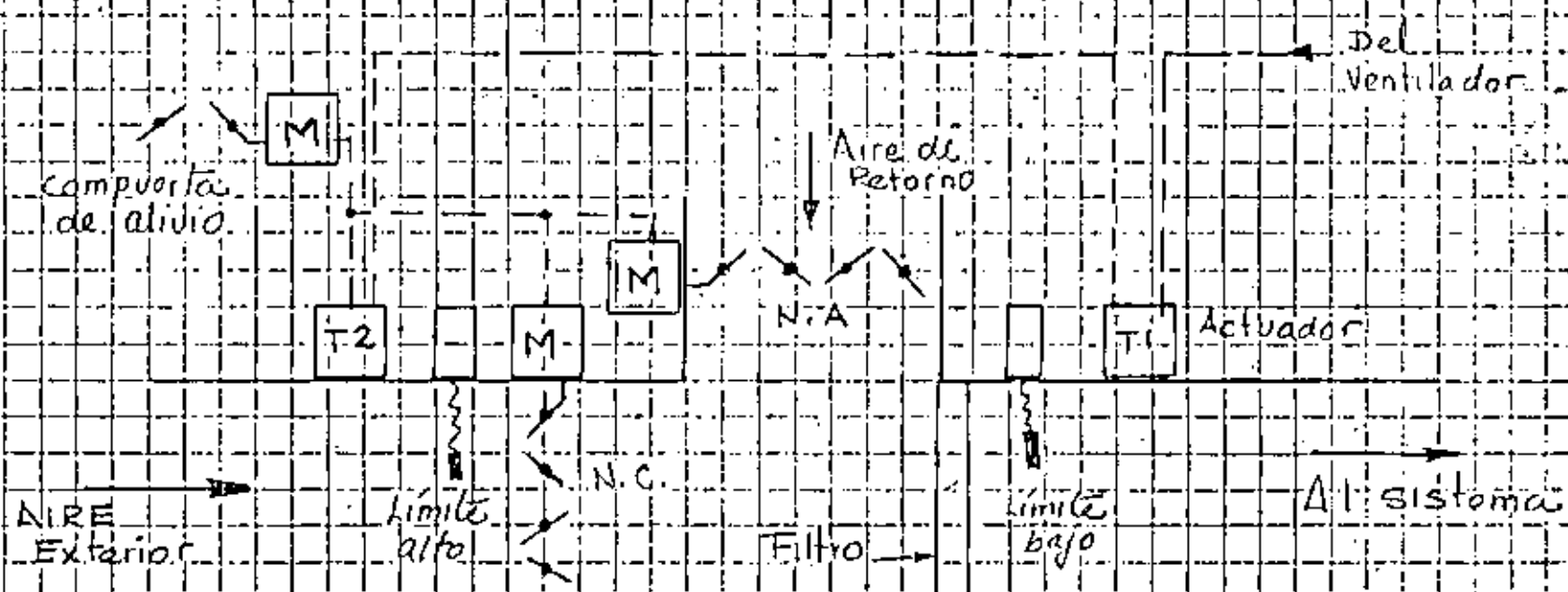
para ventilación ó extracción y no requiere de ajustes posteriores.

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 esta 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



T1, T2 : Termostatas
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 (T1), 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.

Serpentines de Refrigeración.

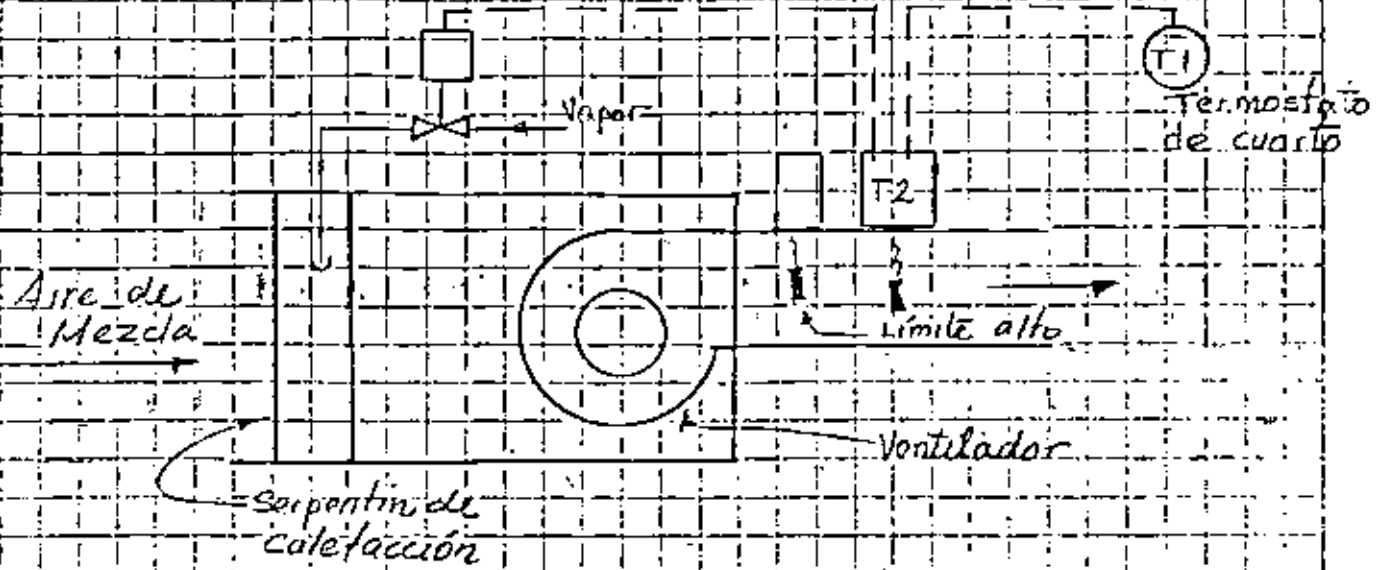
Los serpentines de refrigeración están generalmente confinados a la unidad manejadora de aire.

Existen dos tipos: serpentines de expansión directa o bien aquellos que utilizan agua helada.

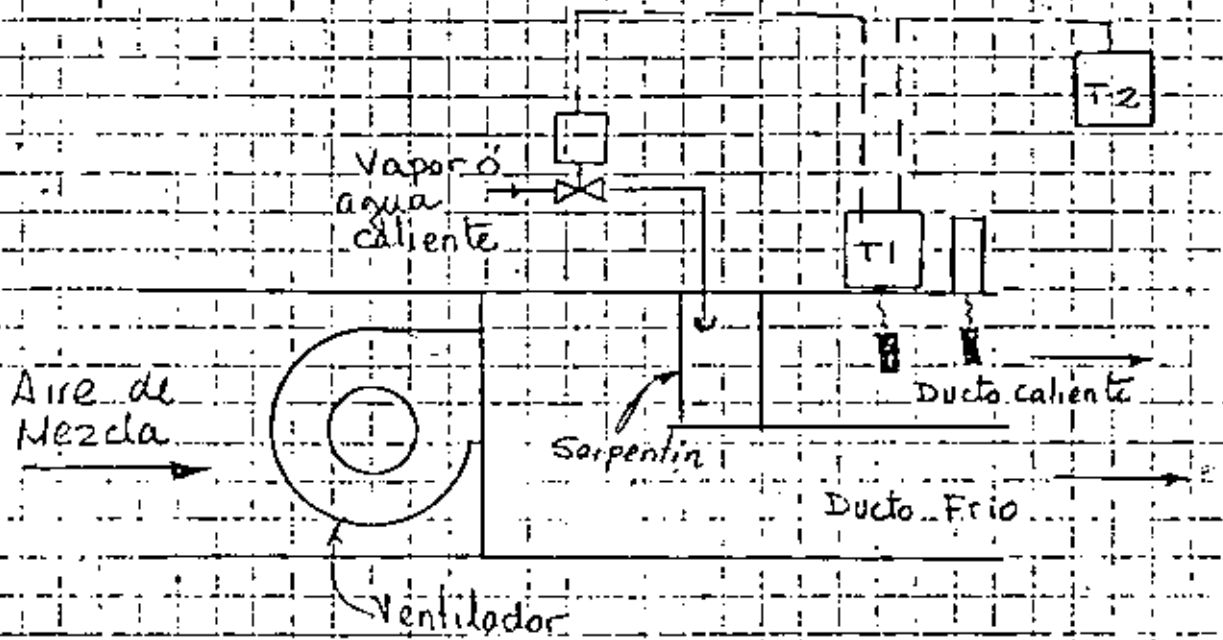
Serpentines de expansión directa.

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.



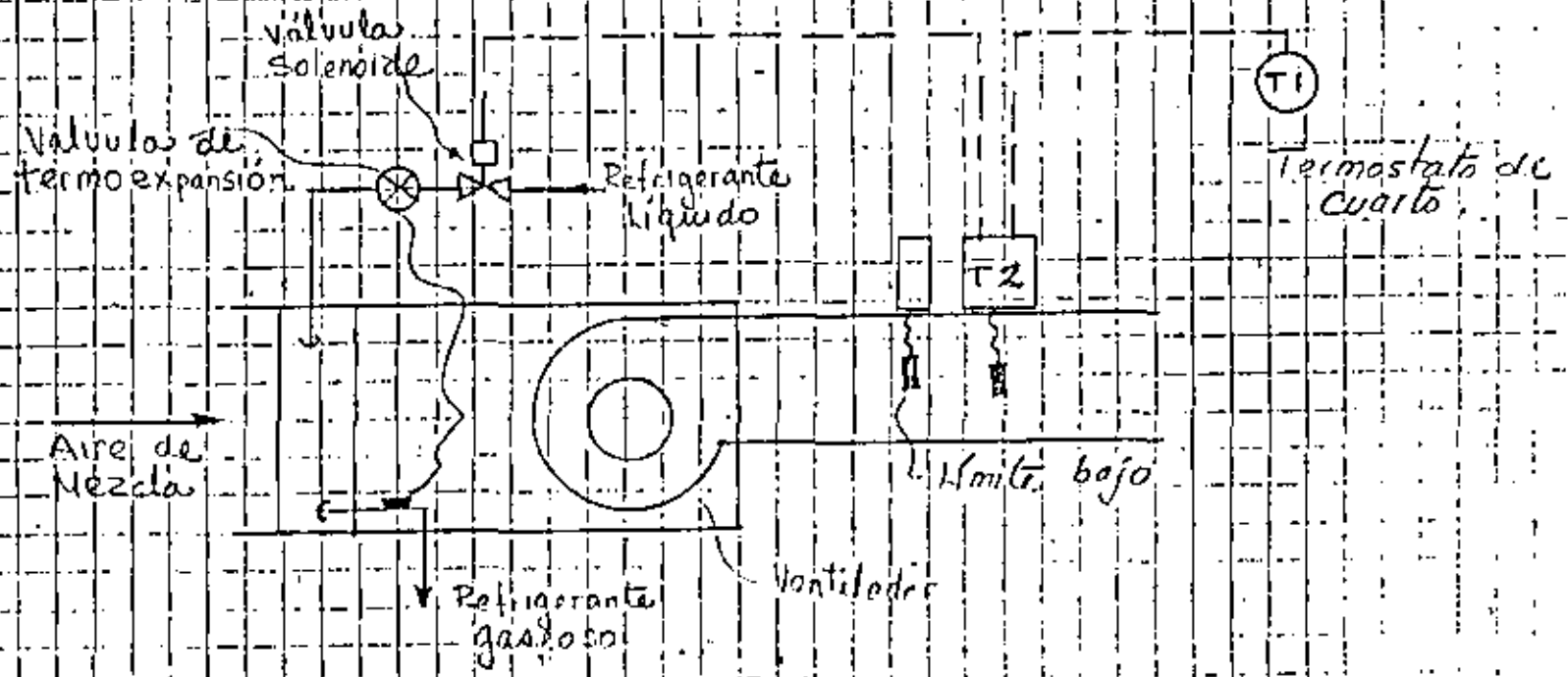
Calefaccion Unizona



Calefaccion, multi zona o doble ducto.

Figura a

C.B.



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).

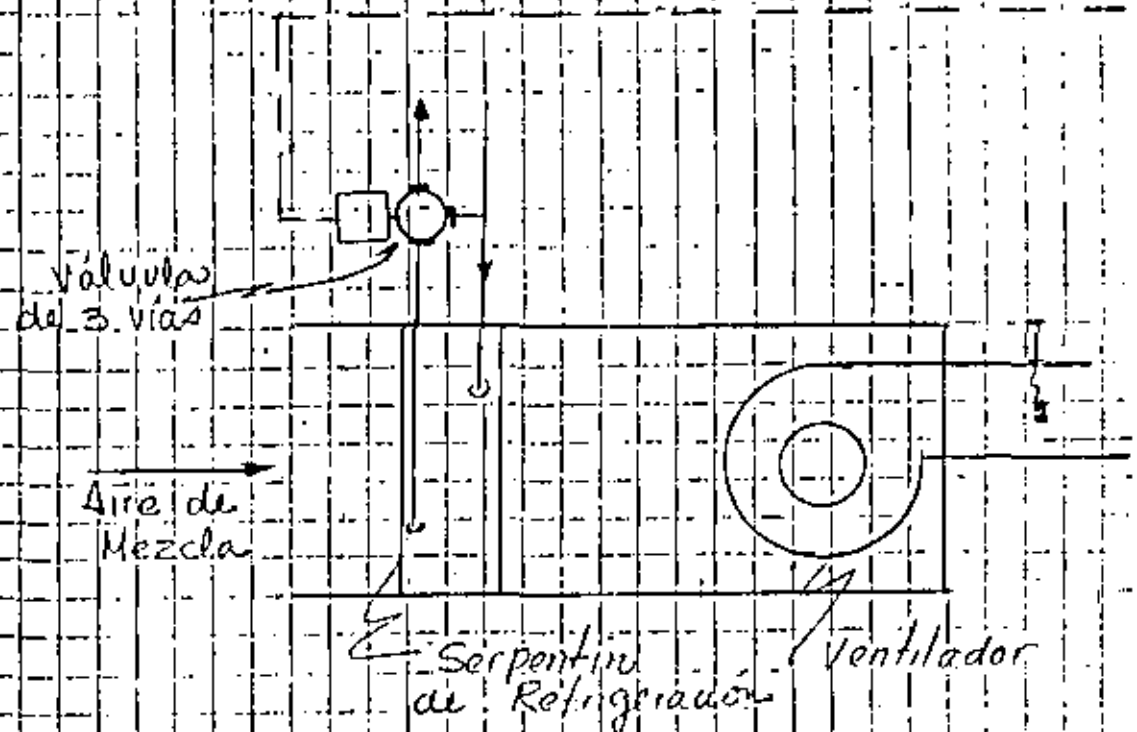
CONTROL DE HUMEDAD.

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



Termostato de cuarto

Válvulas de 3 vías

Aire de Mezcla

Serpentín de Refrigeración

Ventilador

Sistema de Refrigeración por agua helada con Válvula de 3 vías.

Figura. 11

[Handwritten signature]

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.

Aire Exterior

Al Ventilador

Eliminadores

Agua de
alimentación

Bomba

Lavadora de aire o enfriador
evaporativo

Saturación

Salida de la
lavadora

línea de
bulbo húmedo
Constante

aire
exterior

Temperatura de bulbo seco.

Proceso de enfriamiento evaporativo

Figura 12

H
H
E
S
P
E
C
I
F
I
C

CONTROLES AUTOMATICOS.

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

0

Control de temperatura 2 Etapas 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 etapa.	T 675 A

0

Control de temperatura 2 etapas: 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	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. 13.

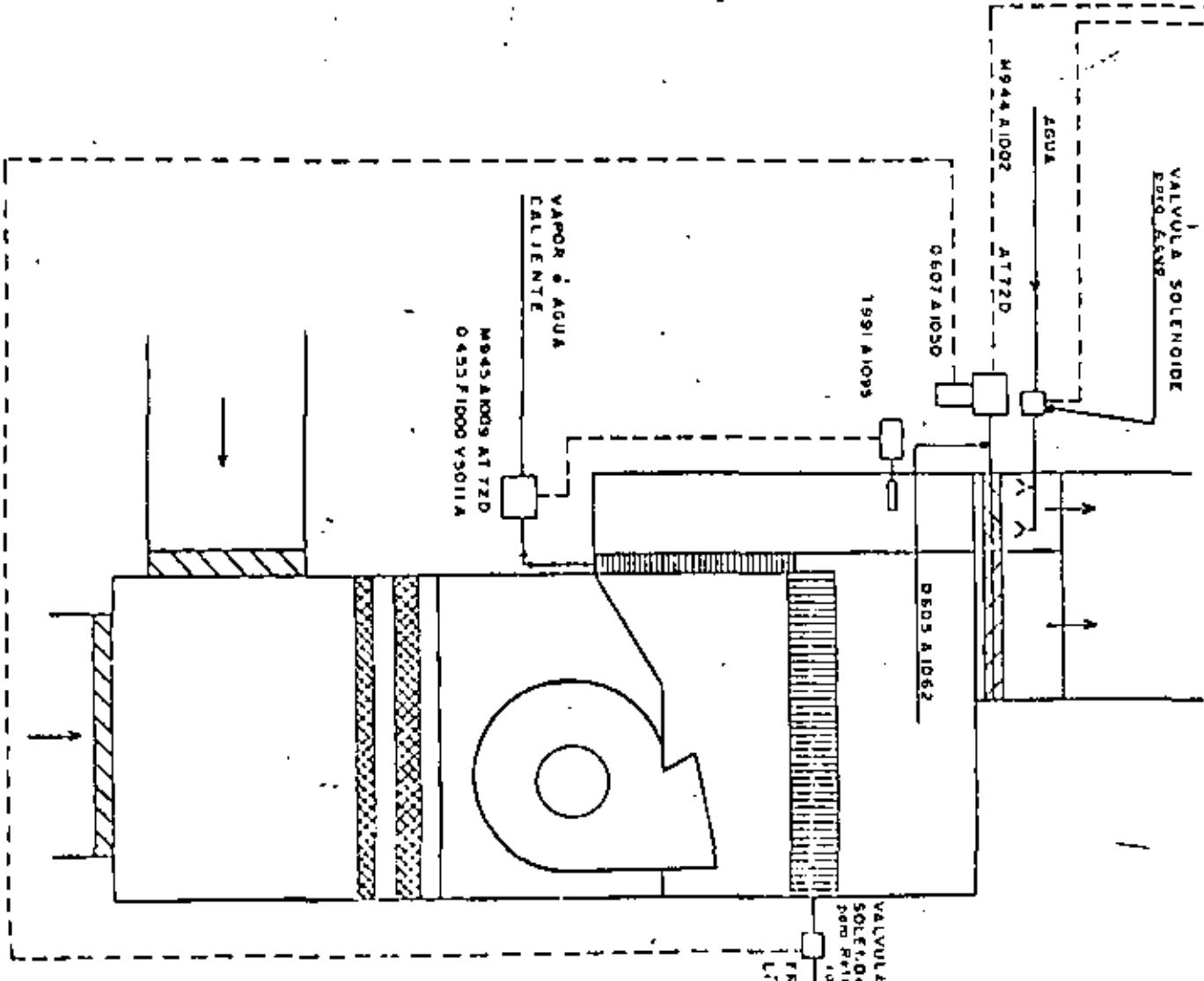
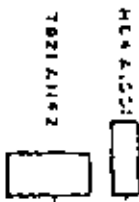
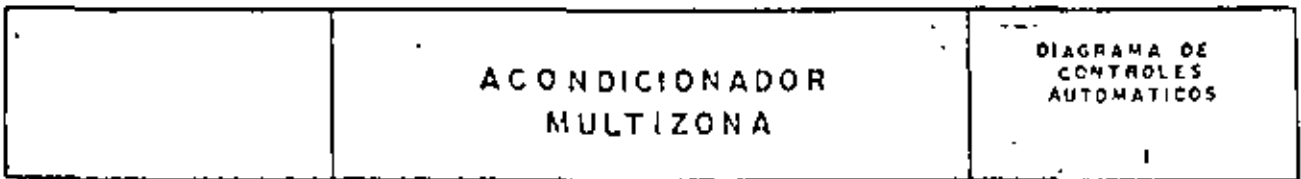
7. Acondicionador Multizona con serpentín para Freón y con calefacción por resistencias eléctricas, humidificación por agua, 100% exterior.

Termostato . . . T 7023 A 1001

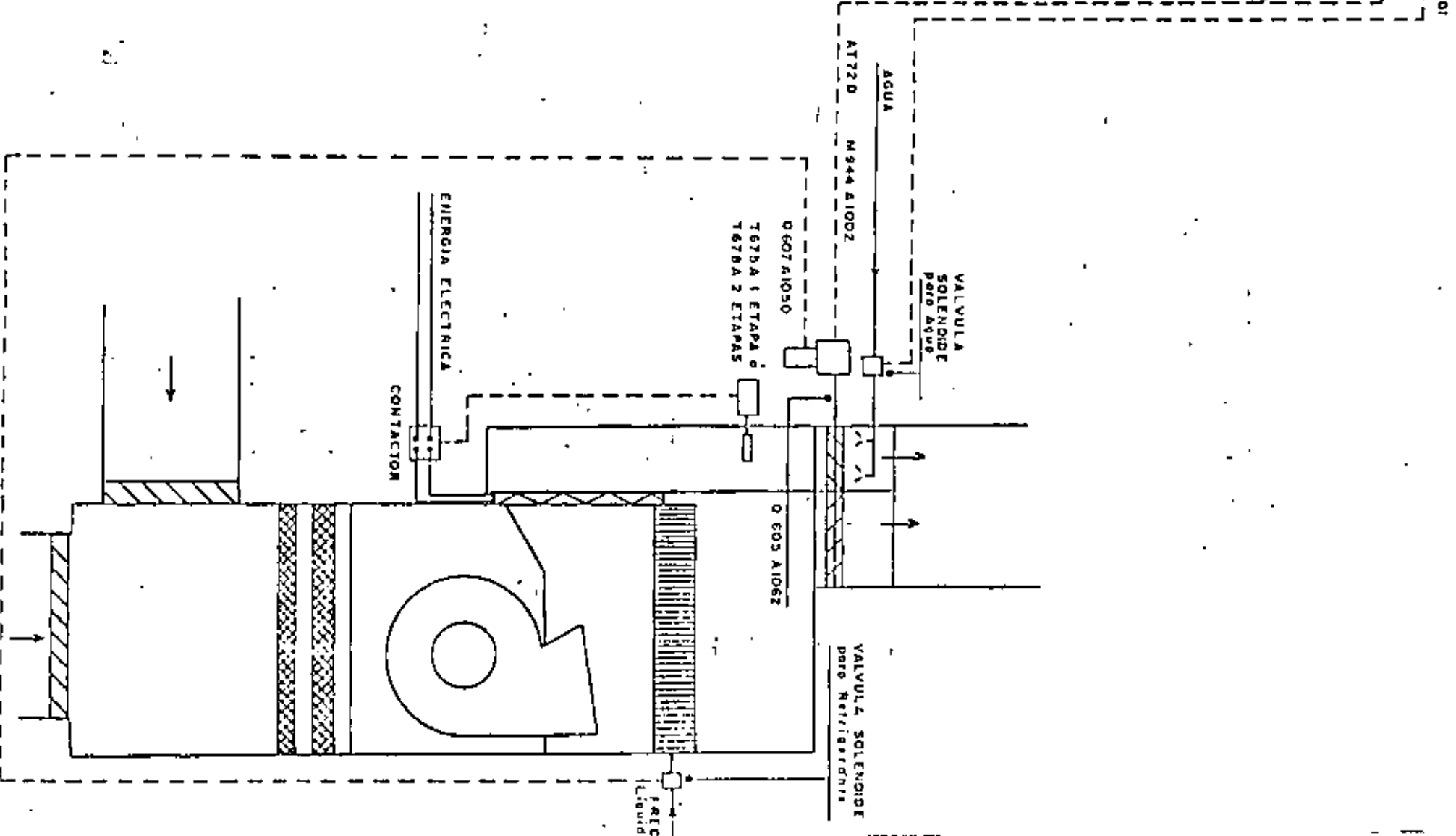
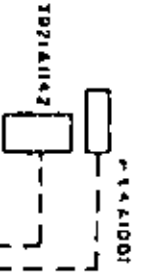
Los demás diagramas pueden ser estudiados en la misma ya que los modelos de los controles son repetitivos.

AGOSTO DE 1983.

A handwritten signature in black ink, located in the bottom right corner of the page. The signature is stylized and appears to consist of several loops and a final vertical stroke.



	<p>ACONDICIONADOR MULTIZONA</p>	<p>DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS</p> <p>2</p>
--	-------------------------------------	---



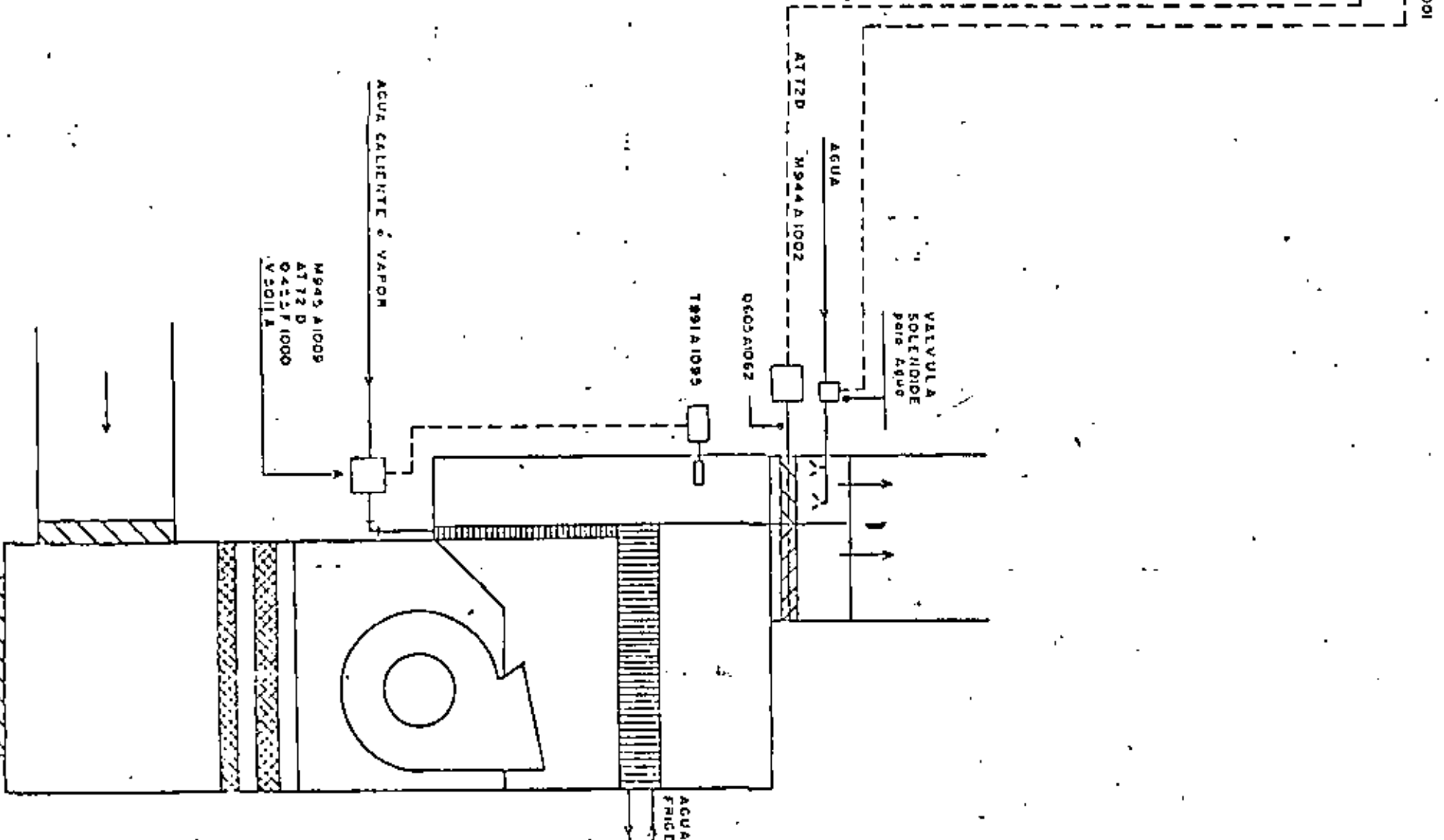
ACONDICIONADOR
MULTIZONA

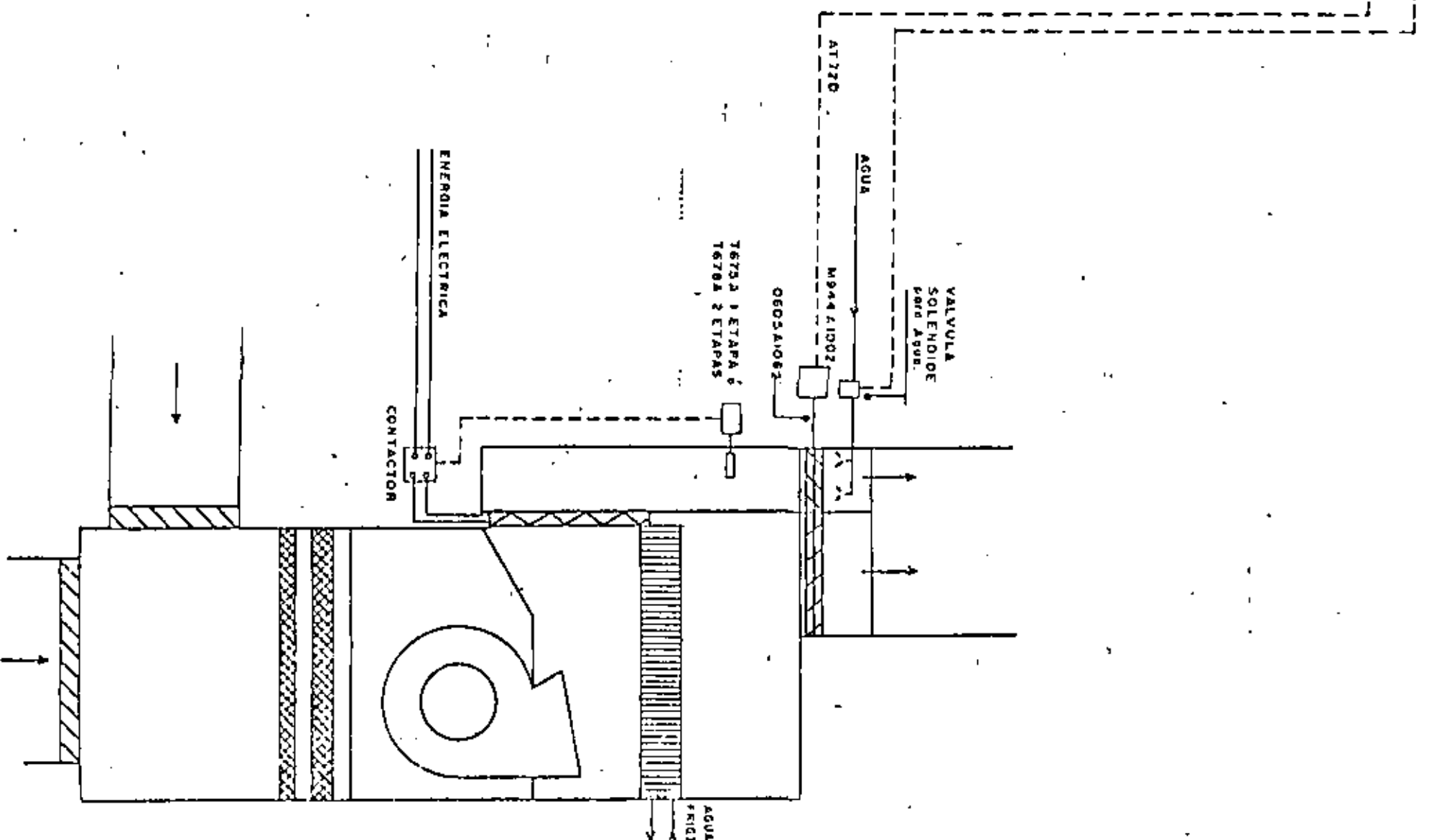
DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS

3

7021A1M2

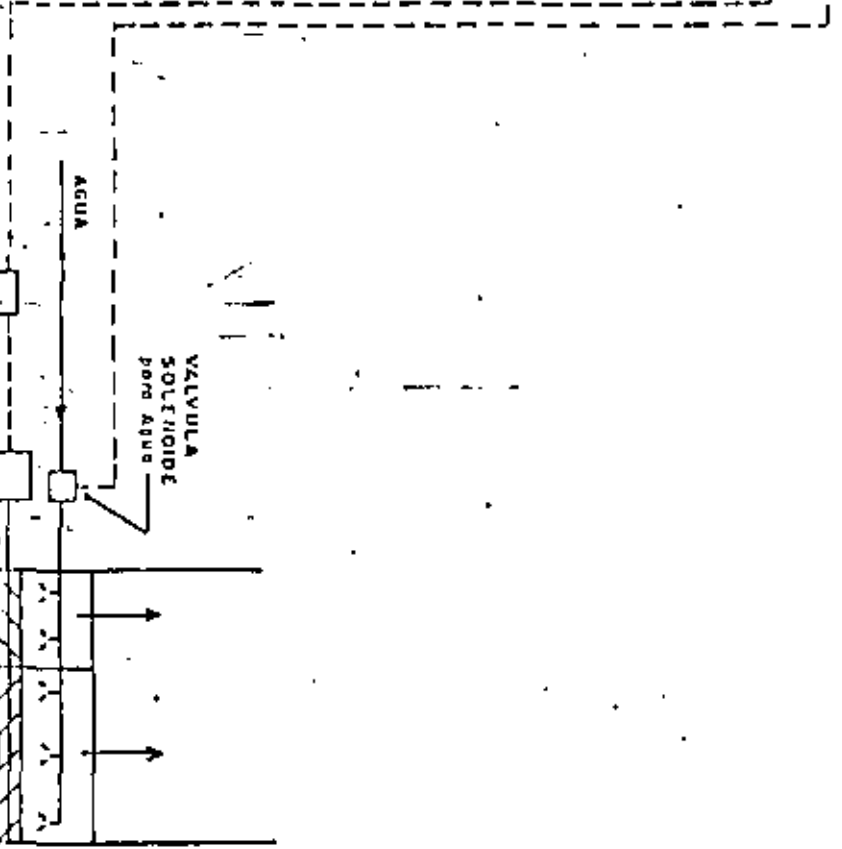
H64A1001







M&A A1001
 7521A1142

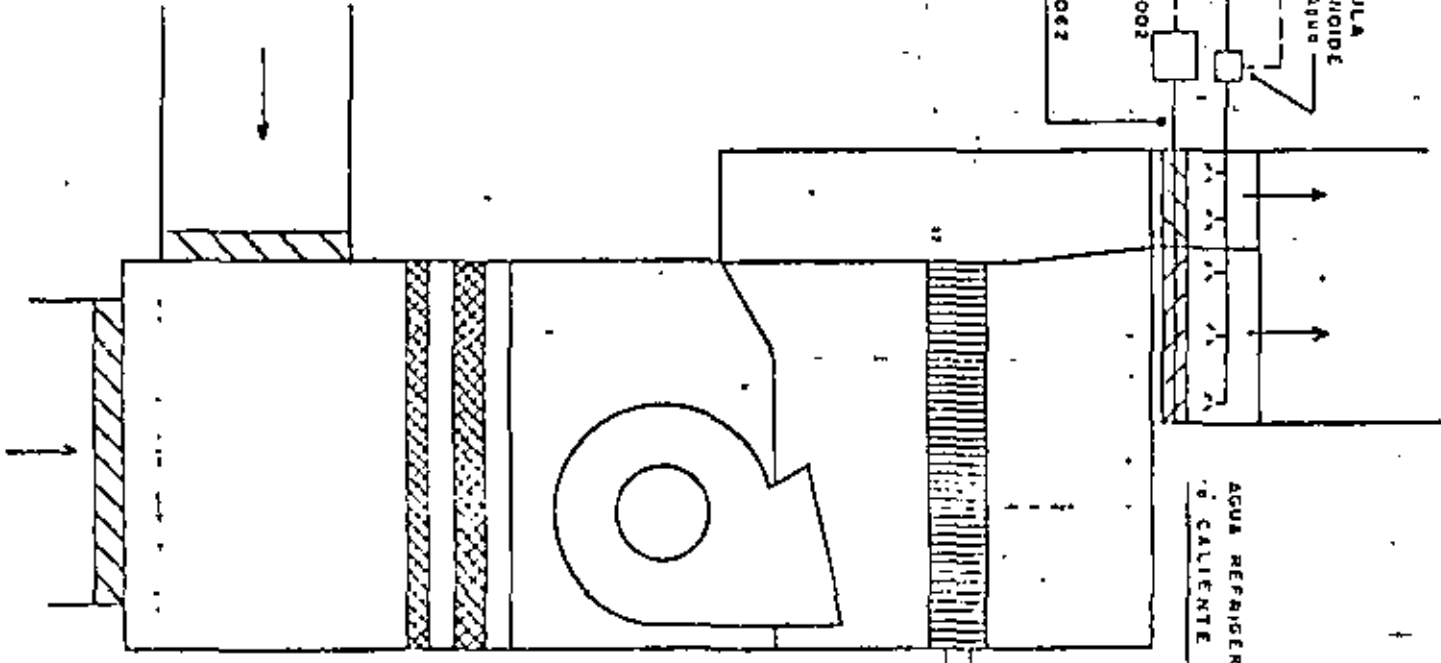


AGUA REFRIGERADA
 O CALIENTE

1673 A 11ETAN



TERNOPOZO 112572
 Temperatura de una
 sonda TCTDA
 Instaladas en 10 700
 desde 2-01-1981 en la



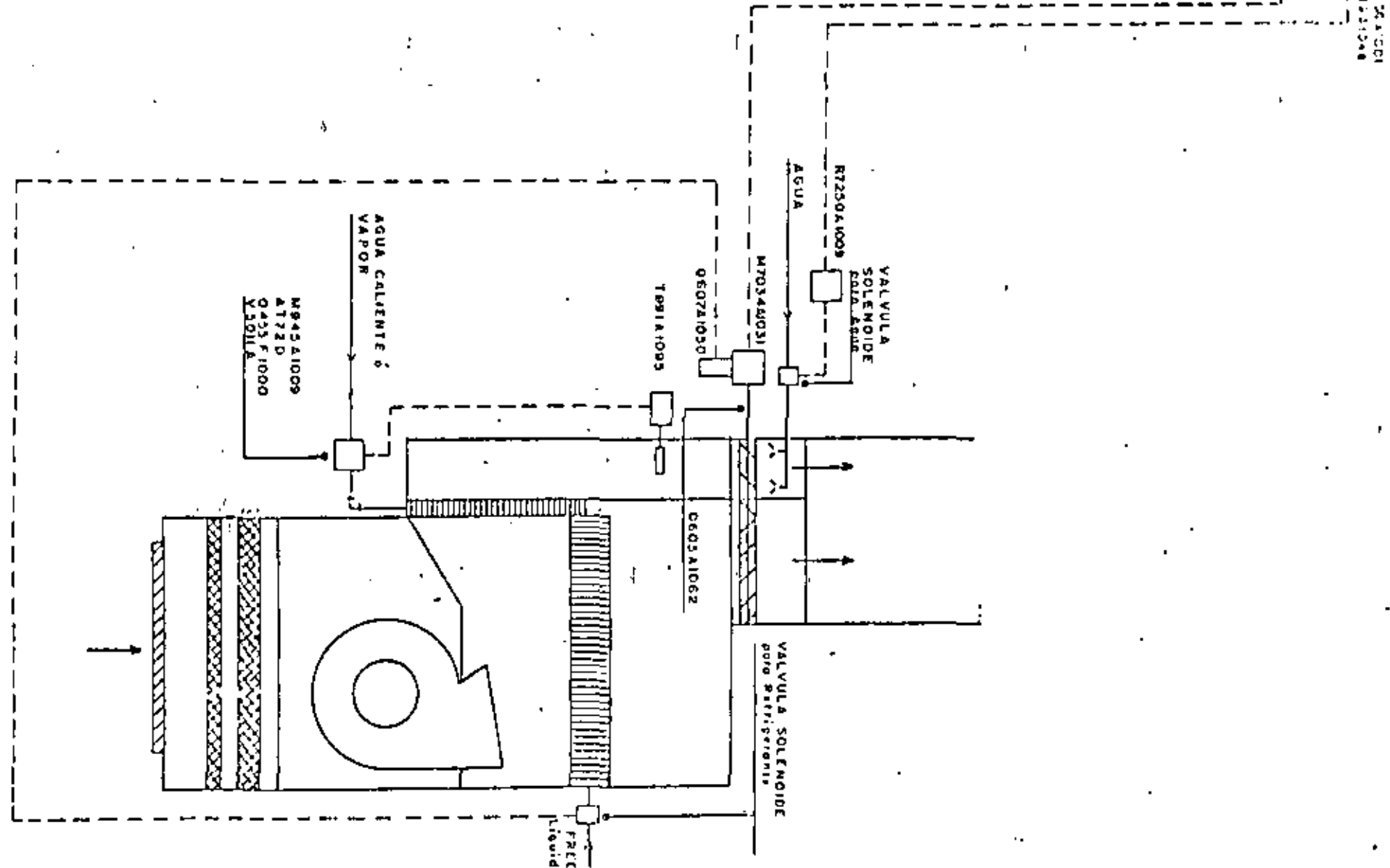
ACONDICIONADOR
MULTIZONA

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS

6

77023A1001

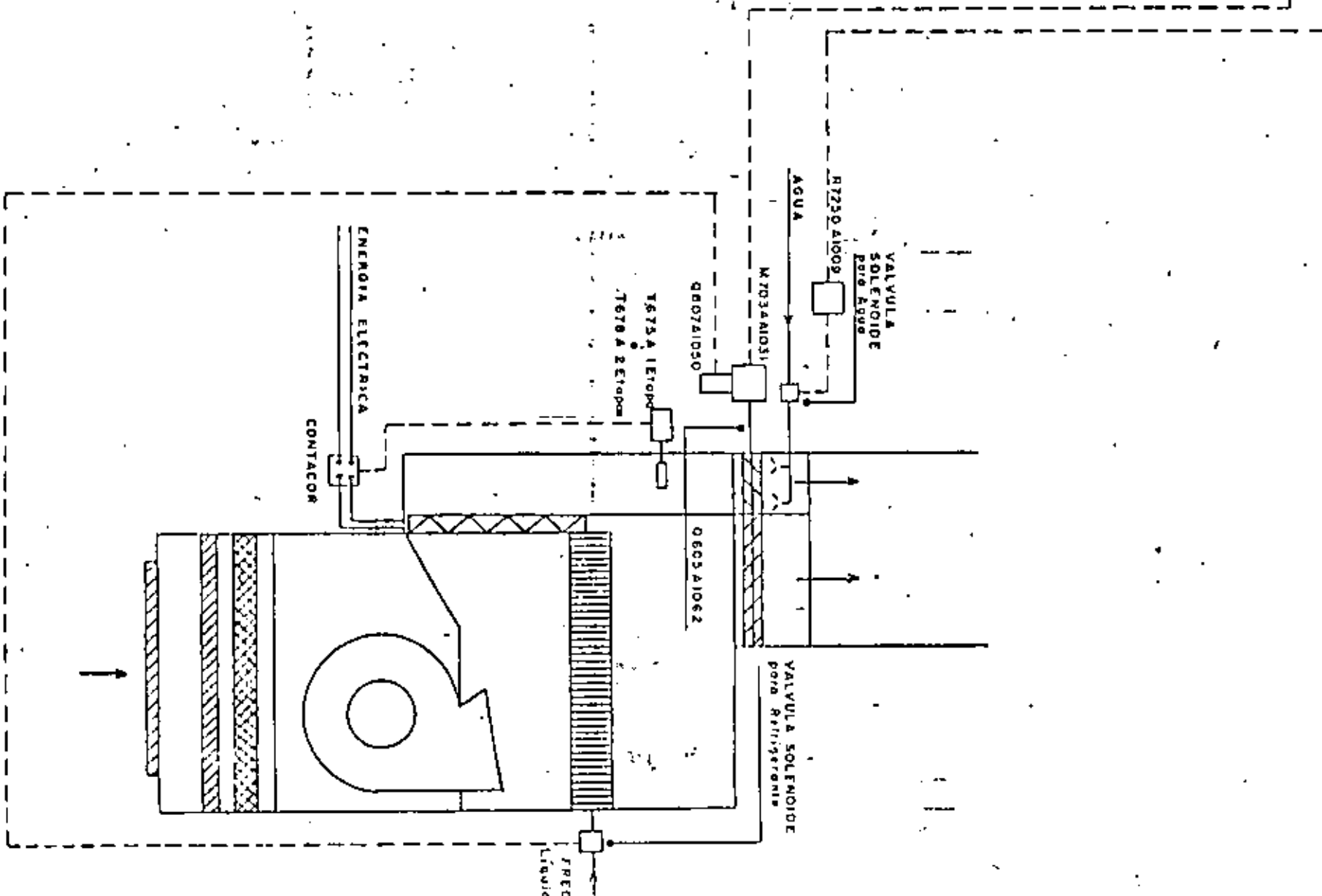
77023A1001
0222210248





T7023A1001

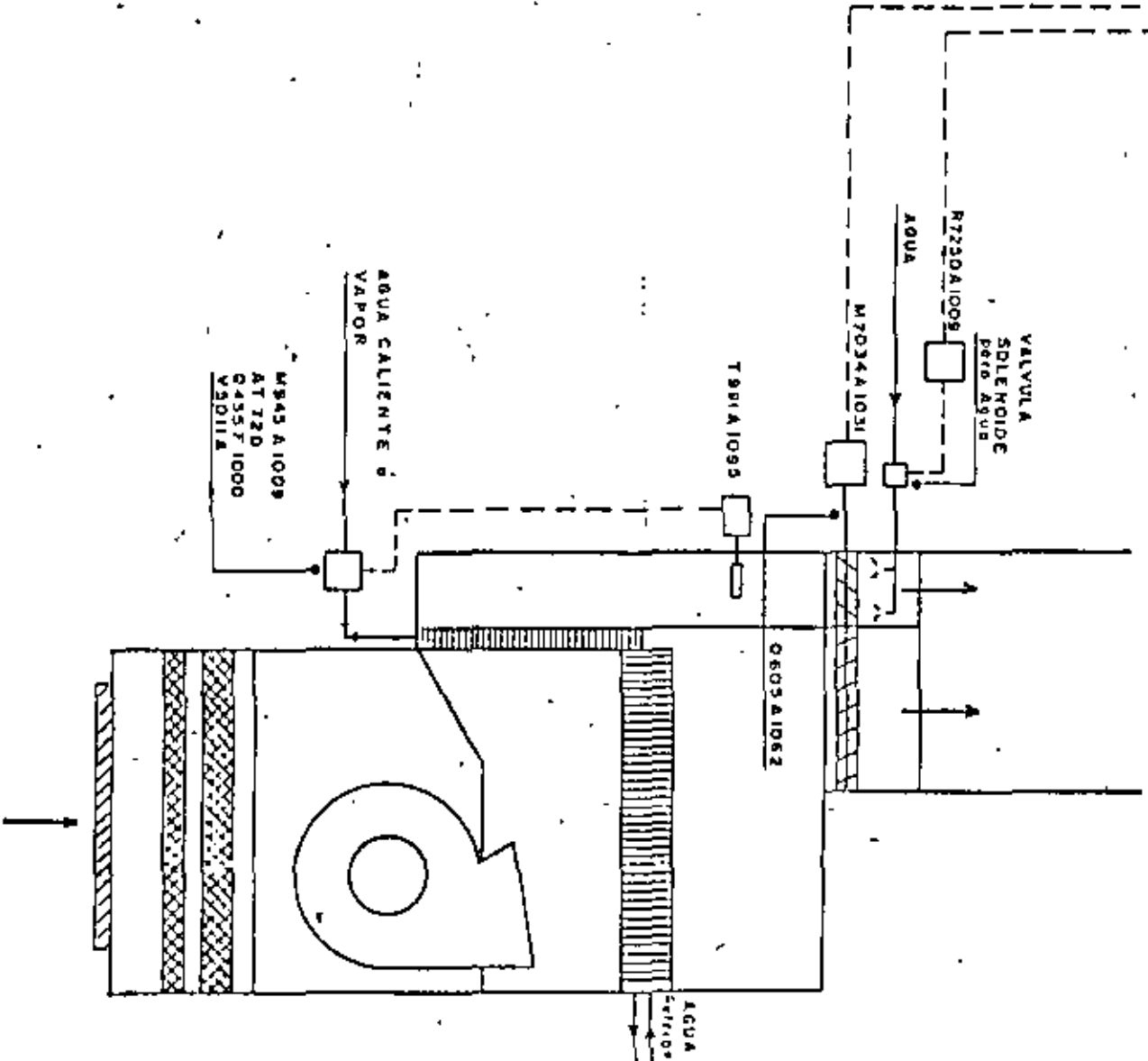
M7000A1001
Q229A1048

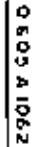
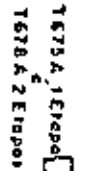
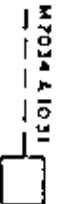
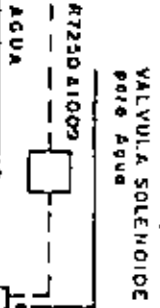
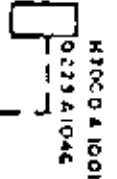




T7023A1001

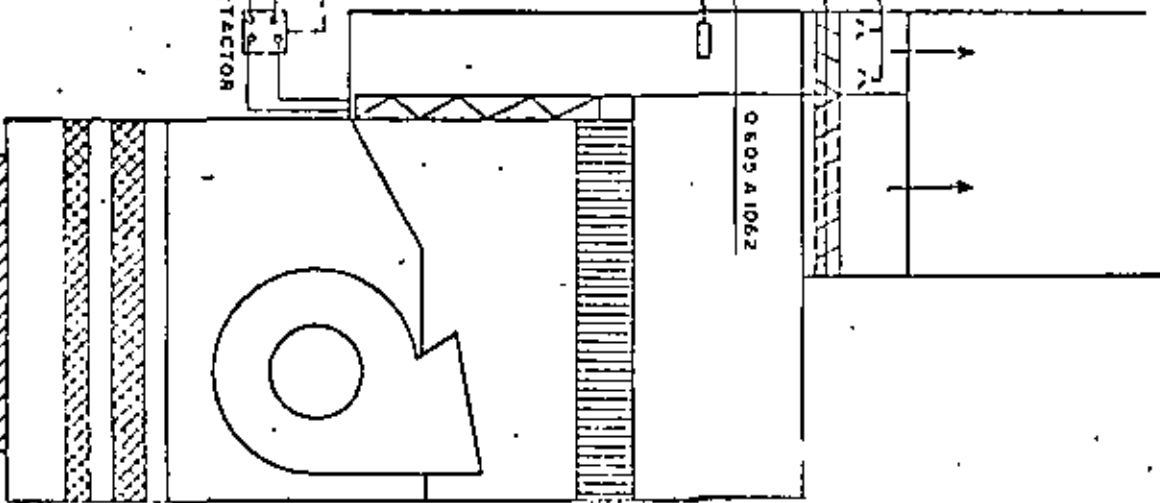
N7000A1001
Q225A1046





ENERGIA ELECTRICA

CONTACTOR



AGUA REFRIGERADA



ACONDICIONADOR MULTIZONA

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

77018P1018

MTC00A1001
0223A1048

TERÇA ETAPA

TERMOPODO 112828

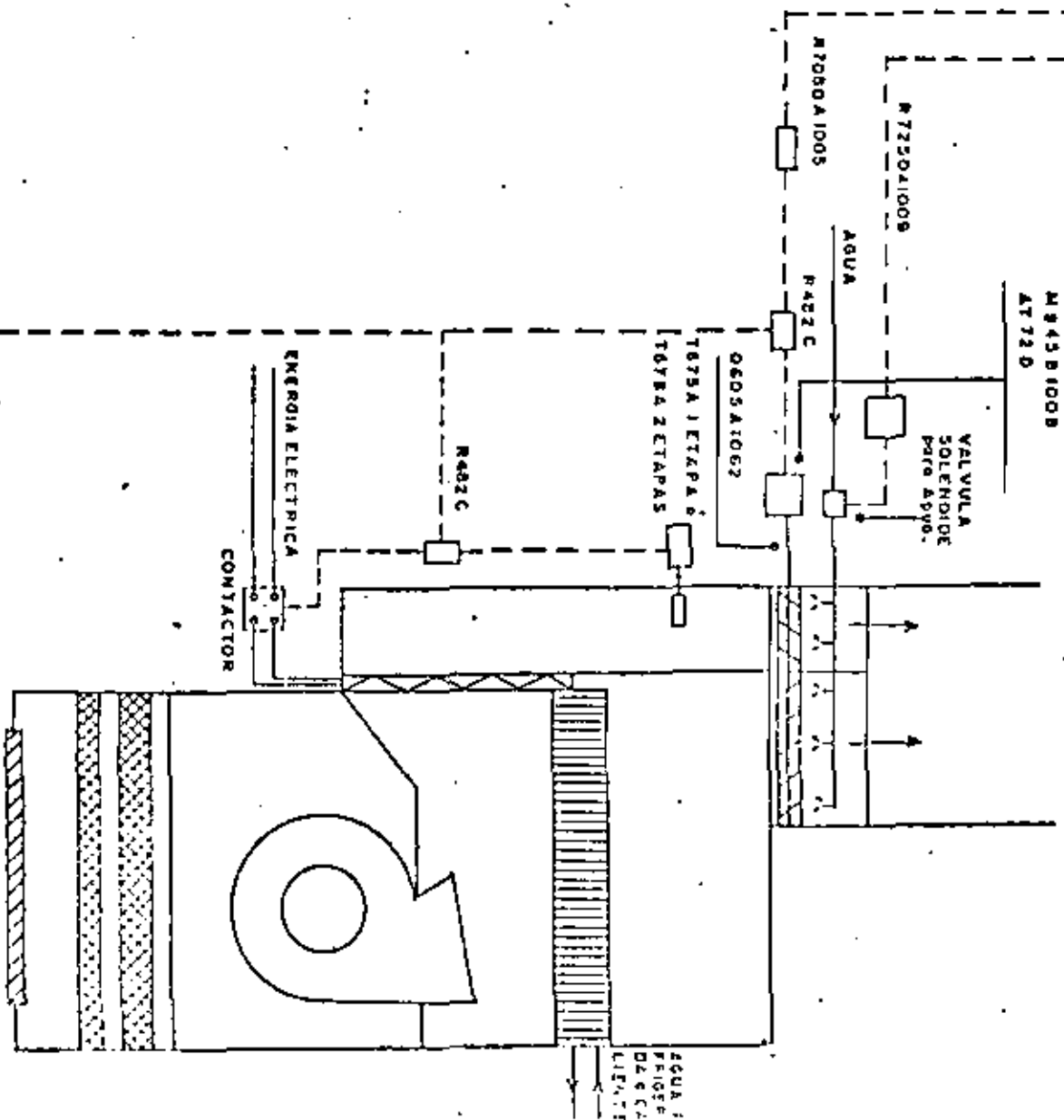
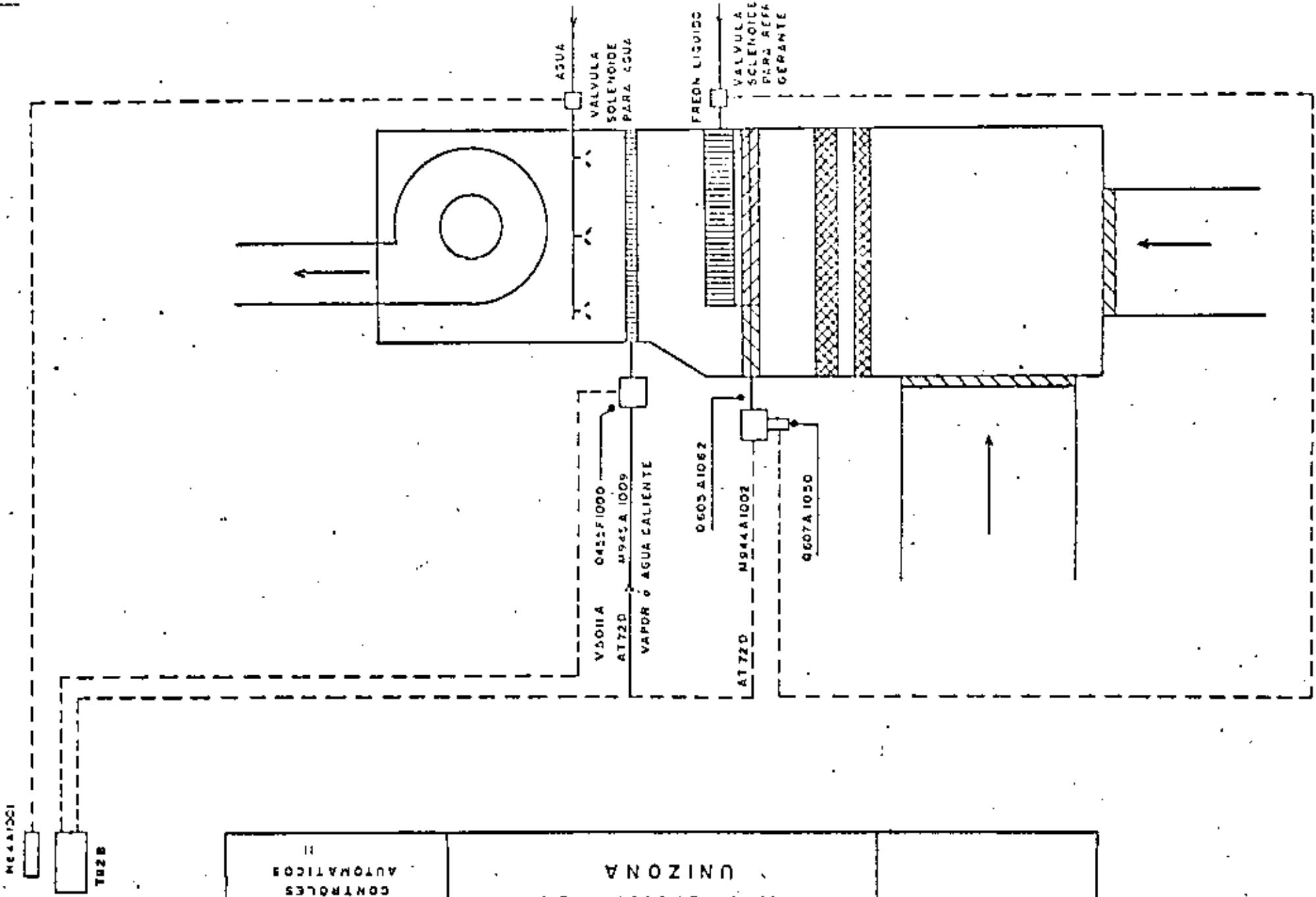


DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS II

ACONDICIONADOR
UNIZONA A



ACONDICIONADOR UNIZONA

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
12

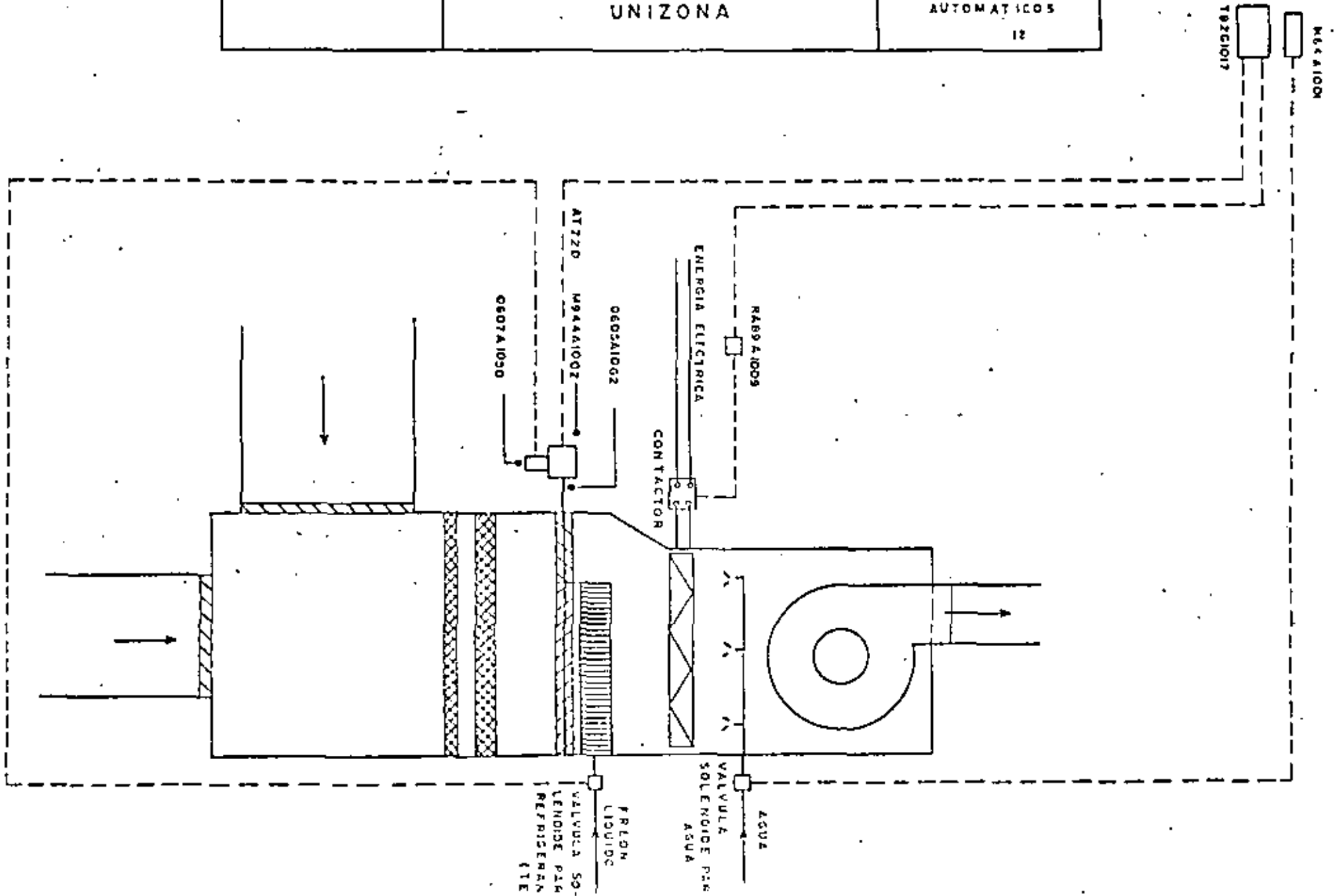
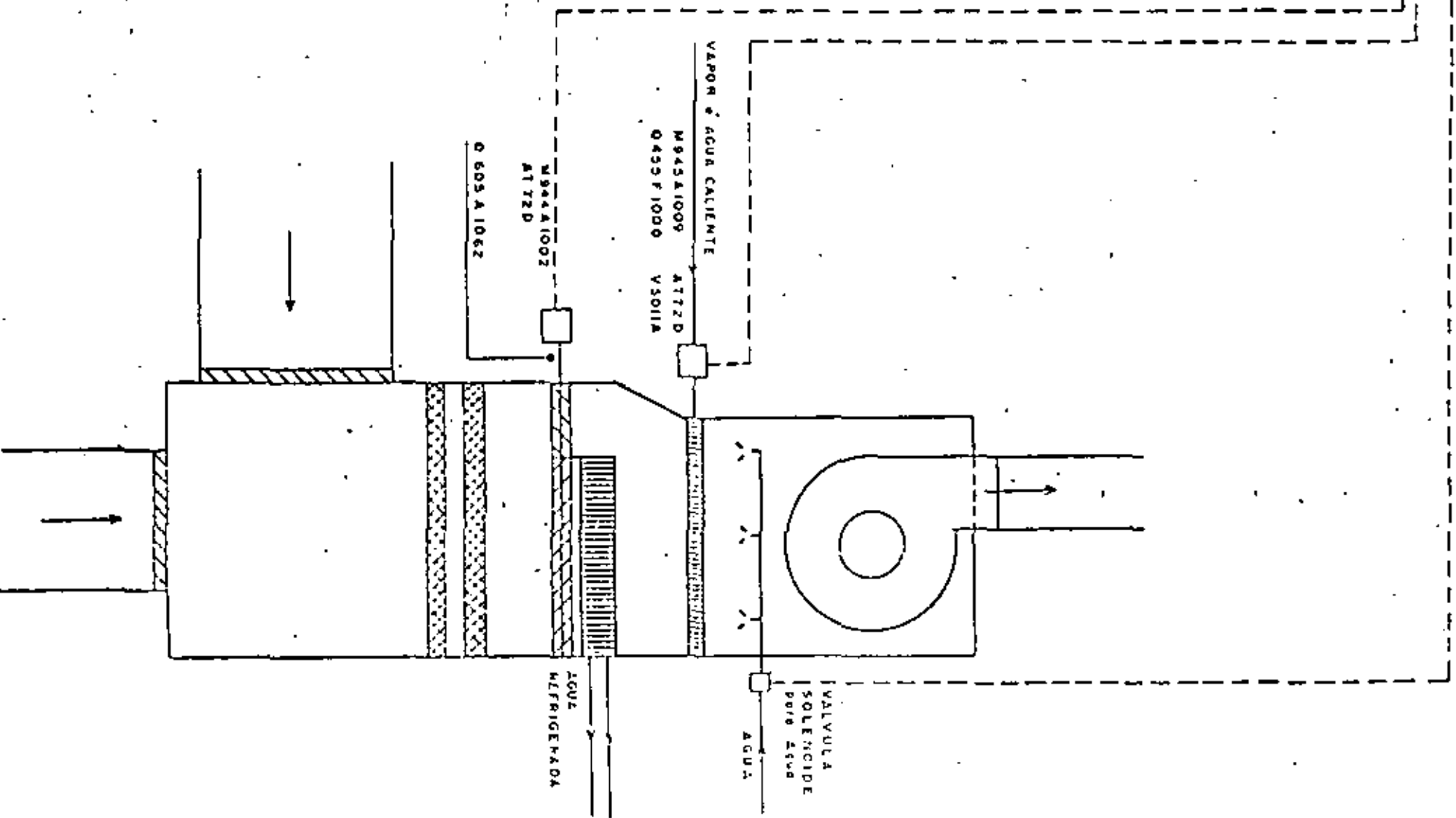


DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
13

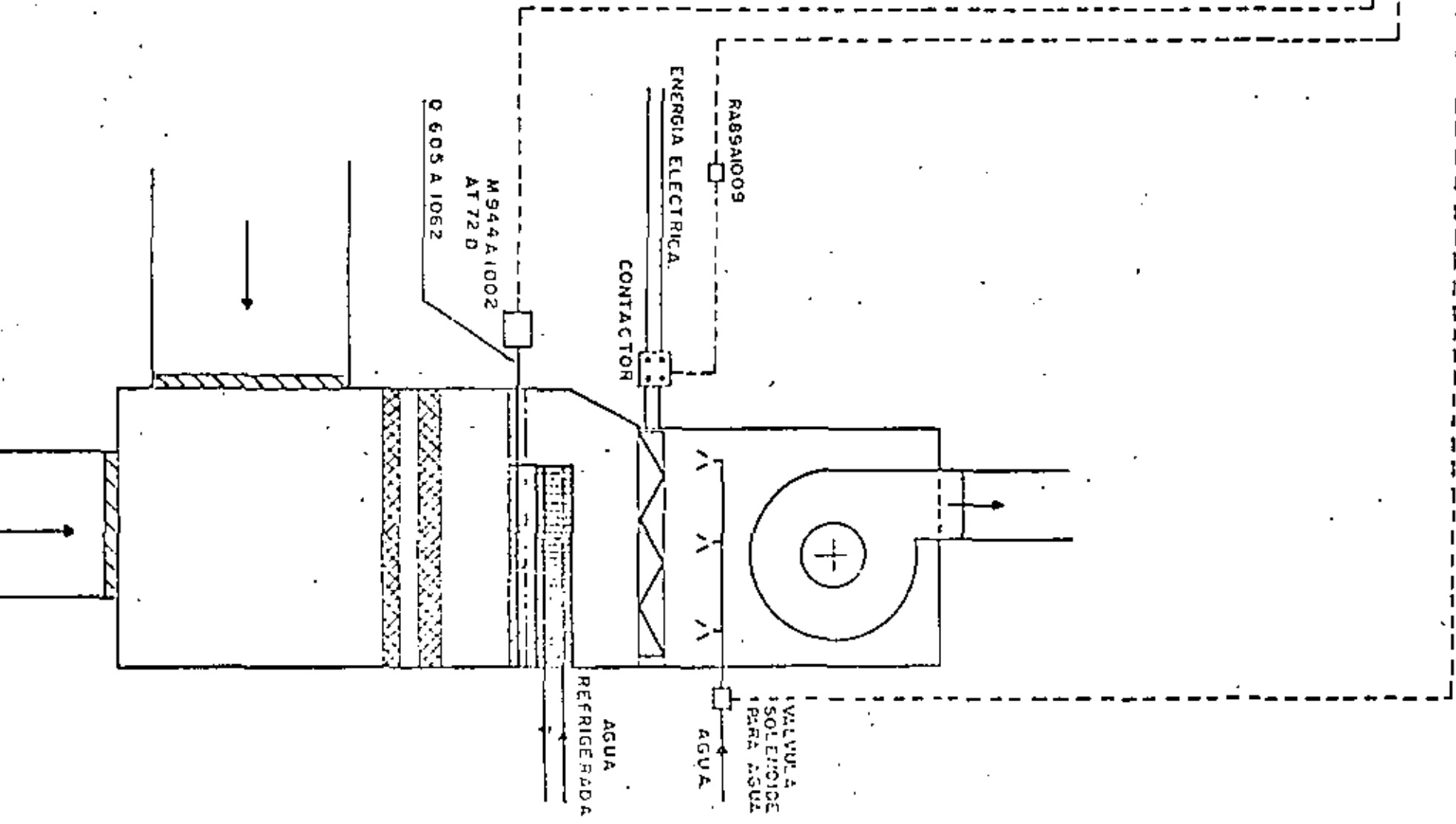
ACONDICIONADOR
UNIZONA



H64A1001

T92G1017

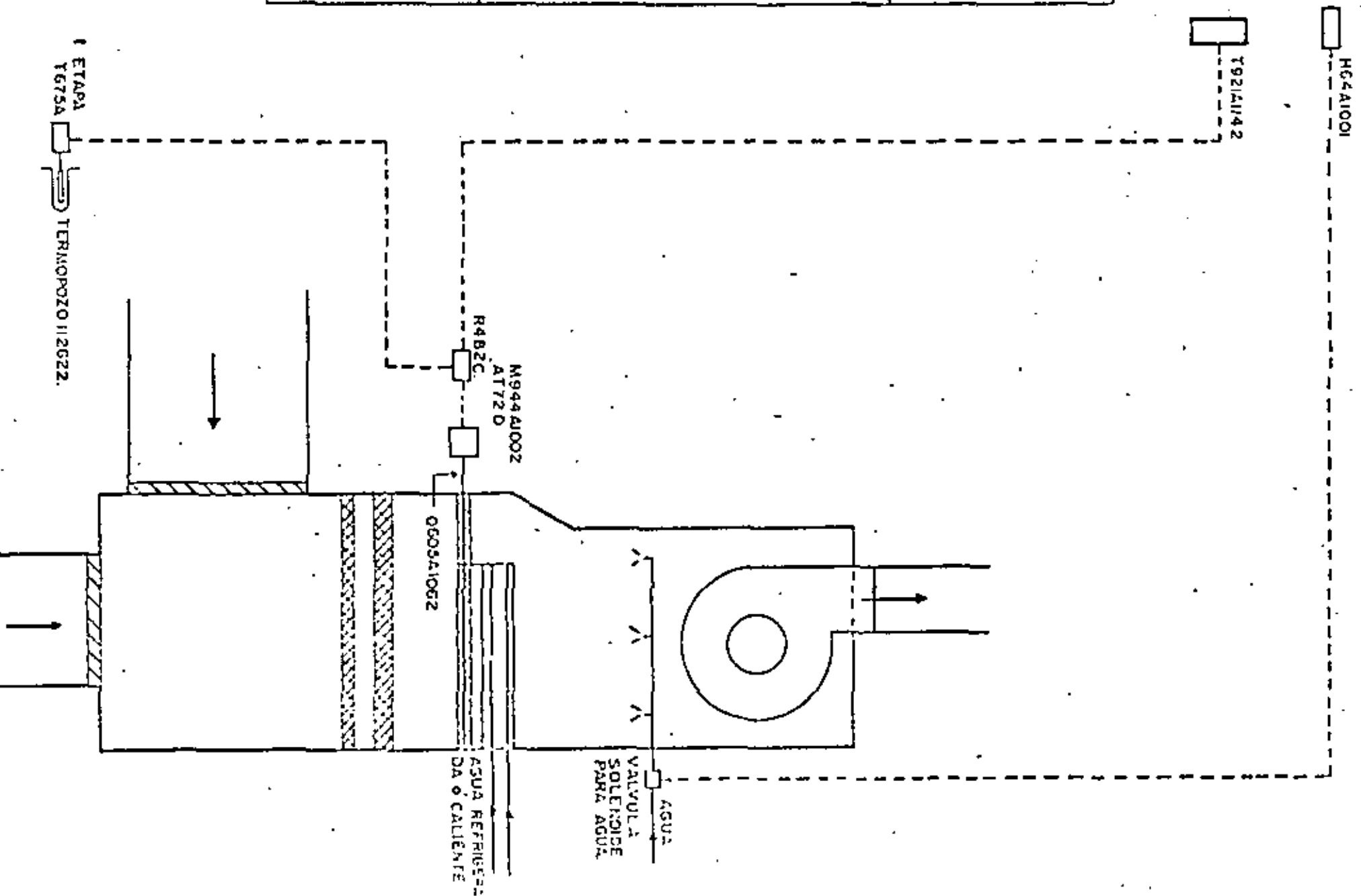
<p>ACONDICIONADOR UNIZONA.</p>	<p>DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 14</p>
------------------------------------	---



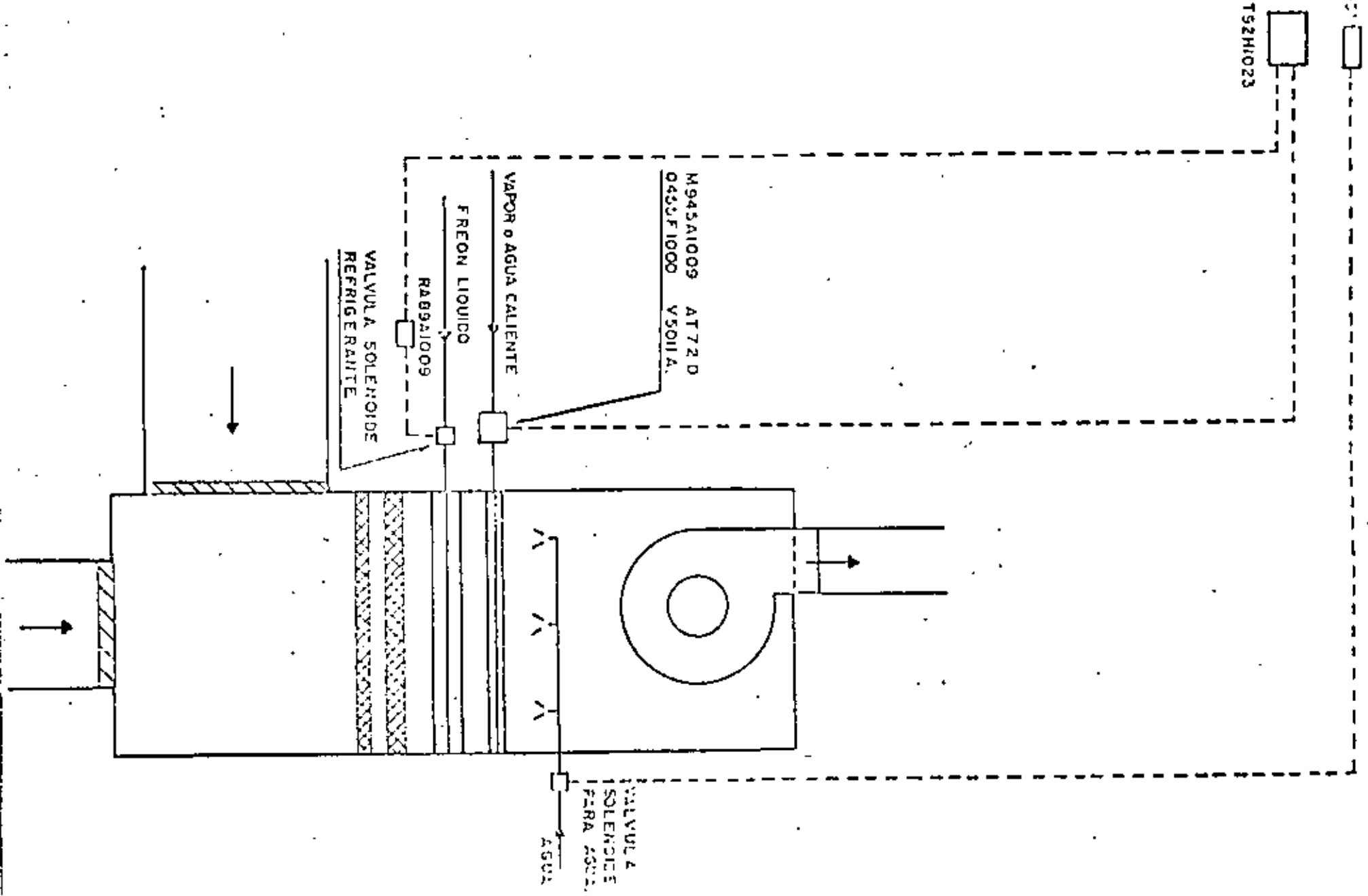
ACONDICIONADOR UNIZONA

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

13



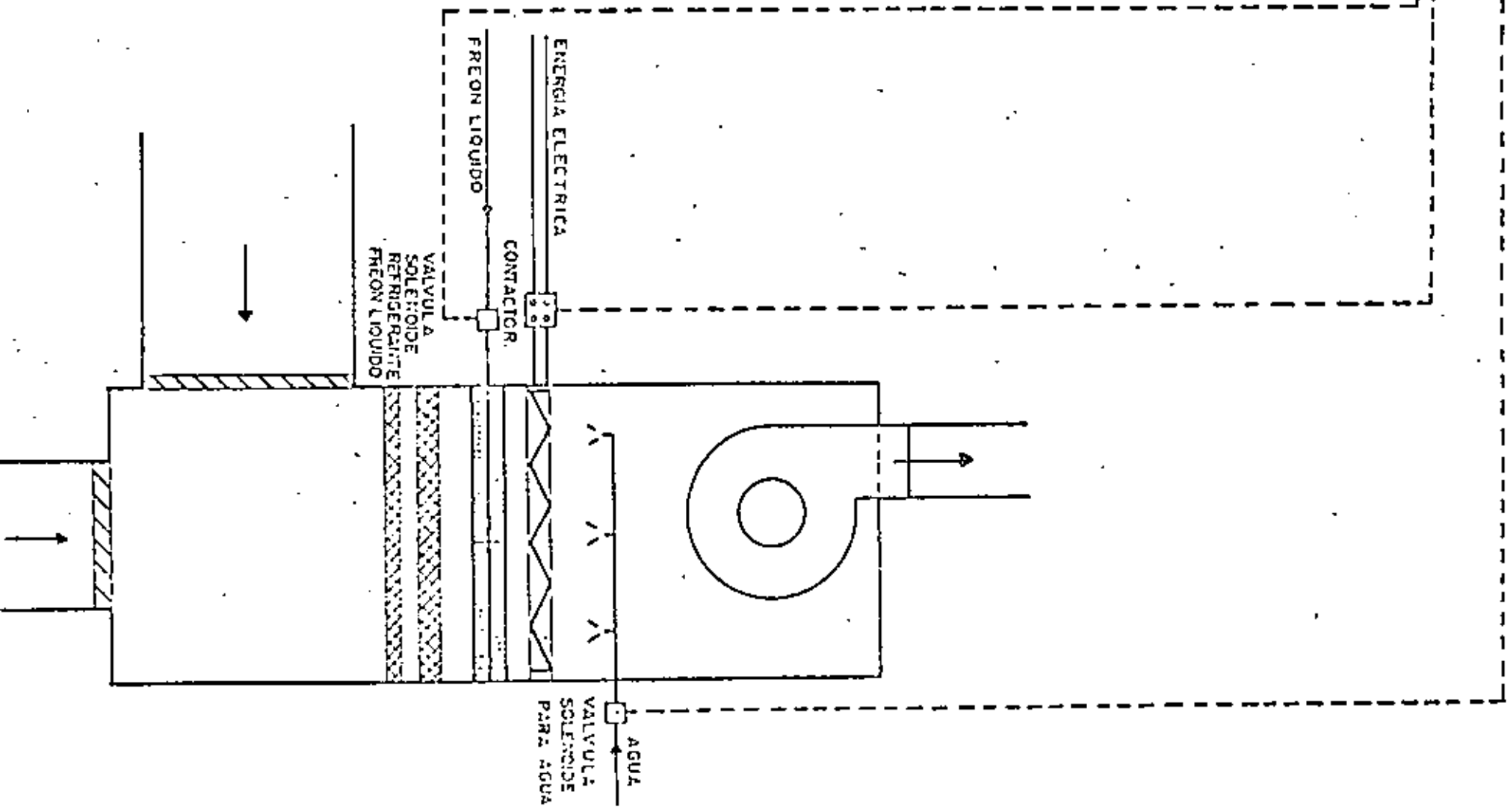
ACONDICIONADOR UNIZONA.
DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICO R 1G



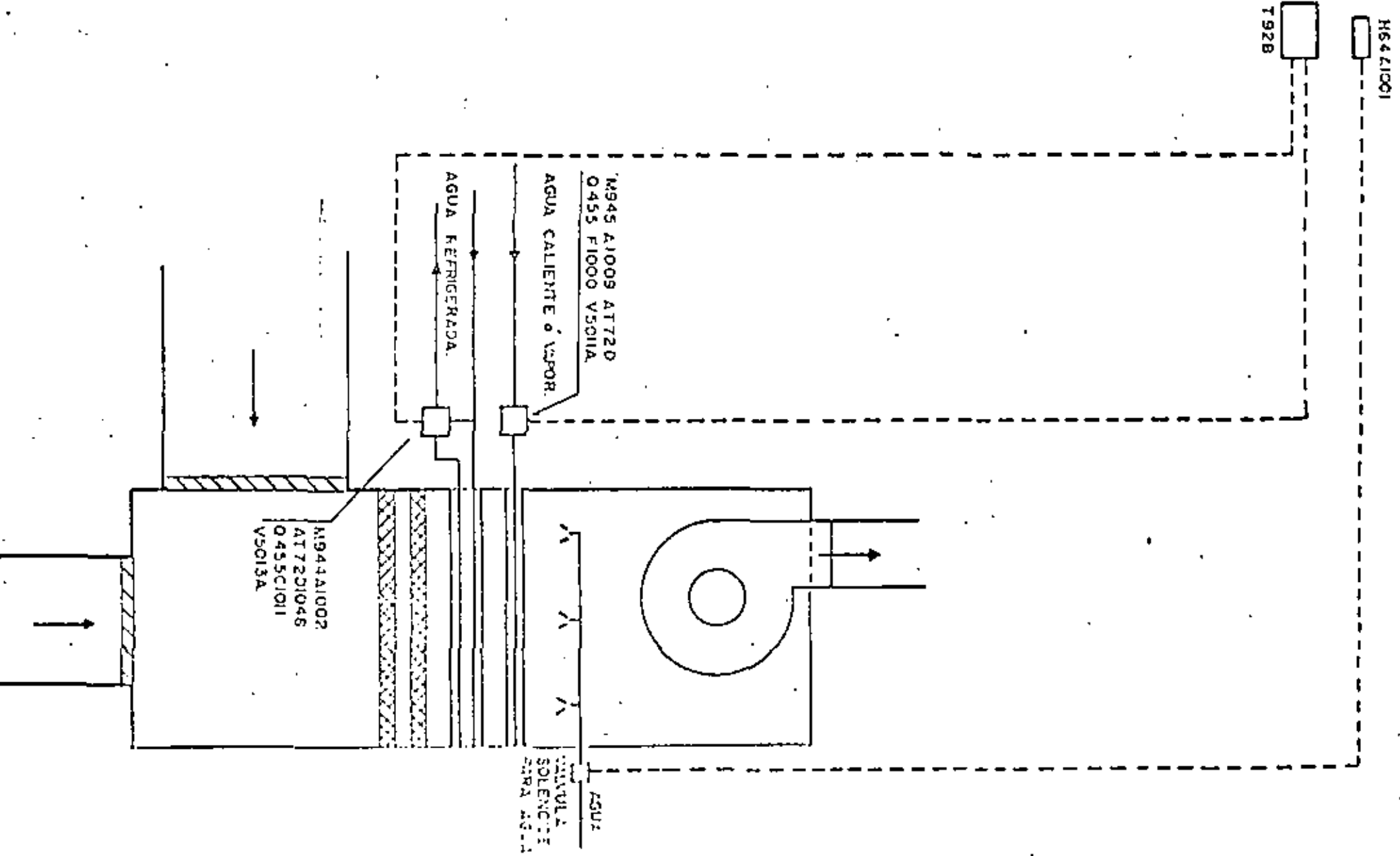
	A CONDICIONADOR UNIZONA.	DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS. 17
--	-----------------------------	---

H54A1001

T42X1050

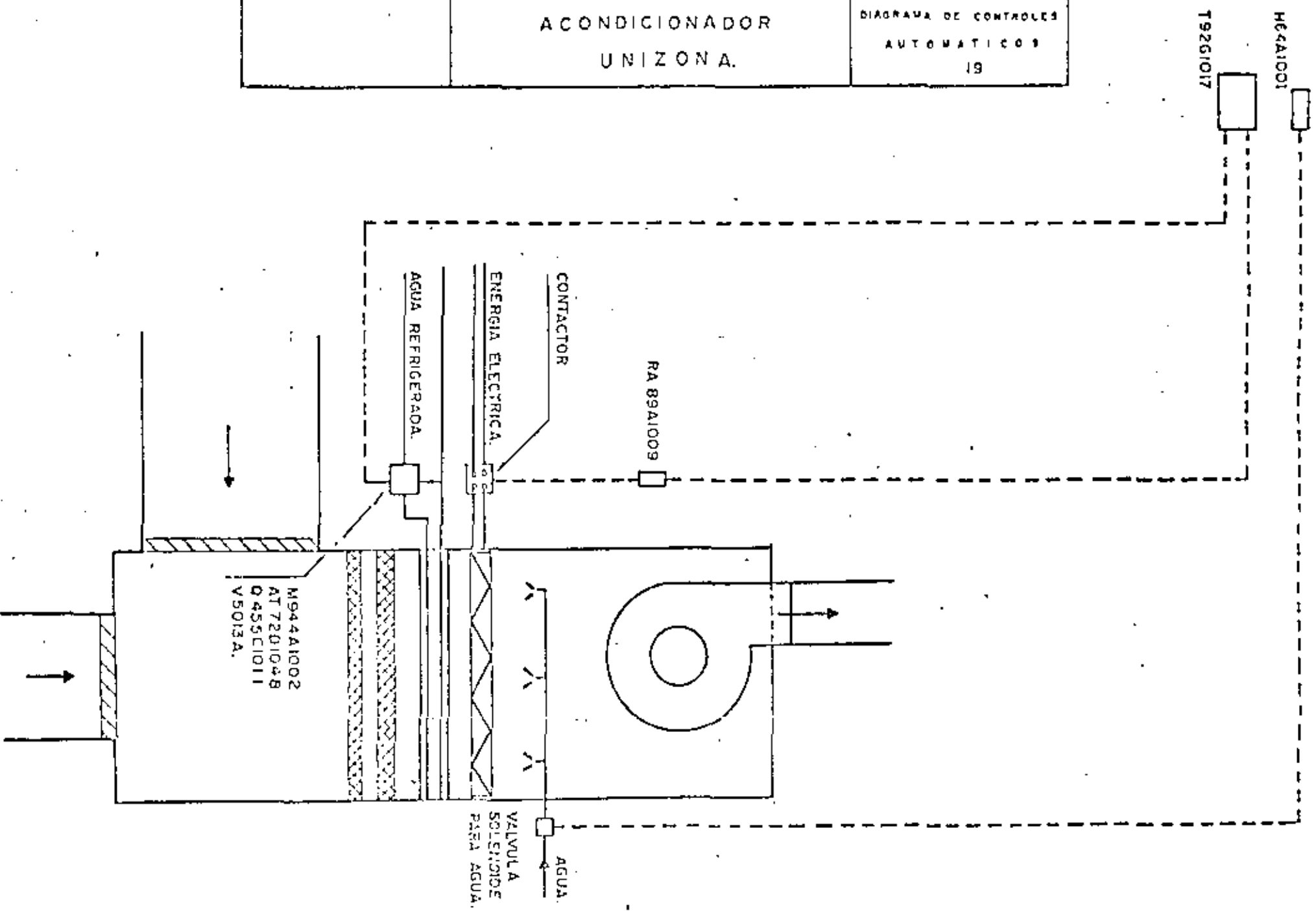


	<p>ACONDICIONADOR UNIZONA.</p>	<p>DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICO B. .18</p>
--	------------------------------------	--



M945 A1009 AT720
0455 F1000 V5011A

	<p>ACONDICIONADOR UNIZONA A.</p>	<p>DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 19</p>
--	--------------------------------------	---

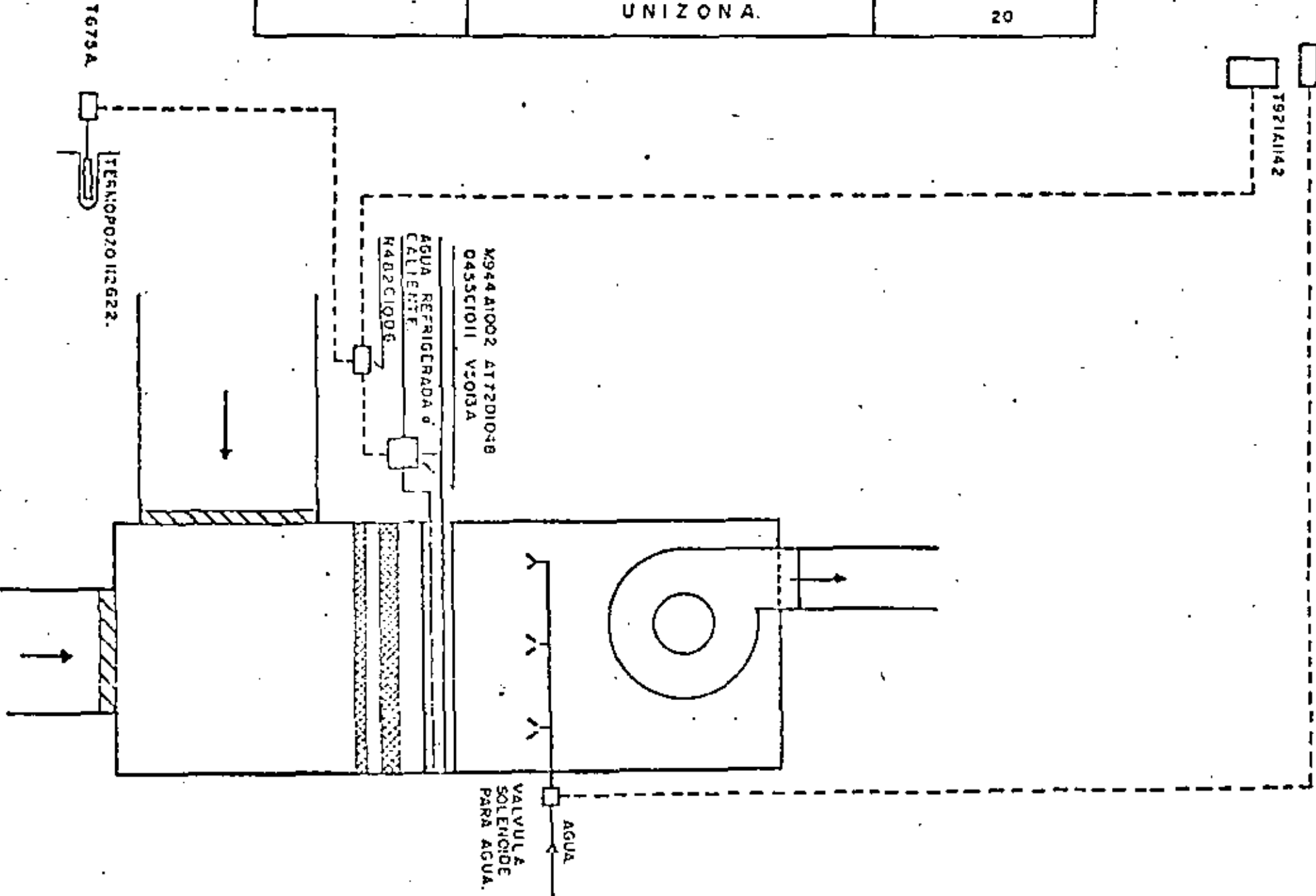


ACONDICIONADOR UNIZONA.

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 20

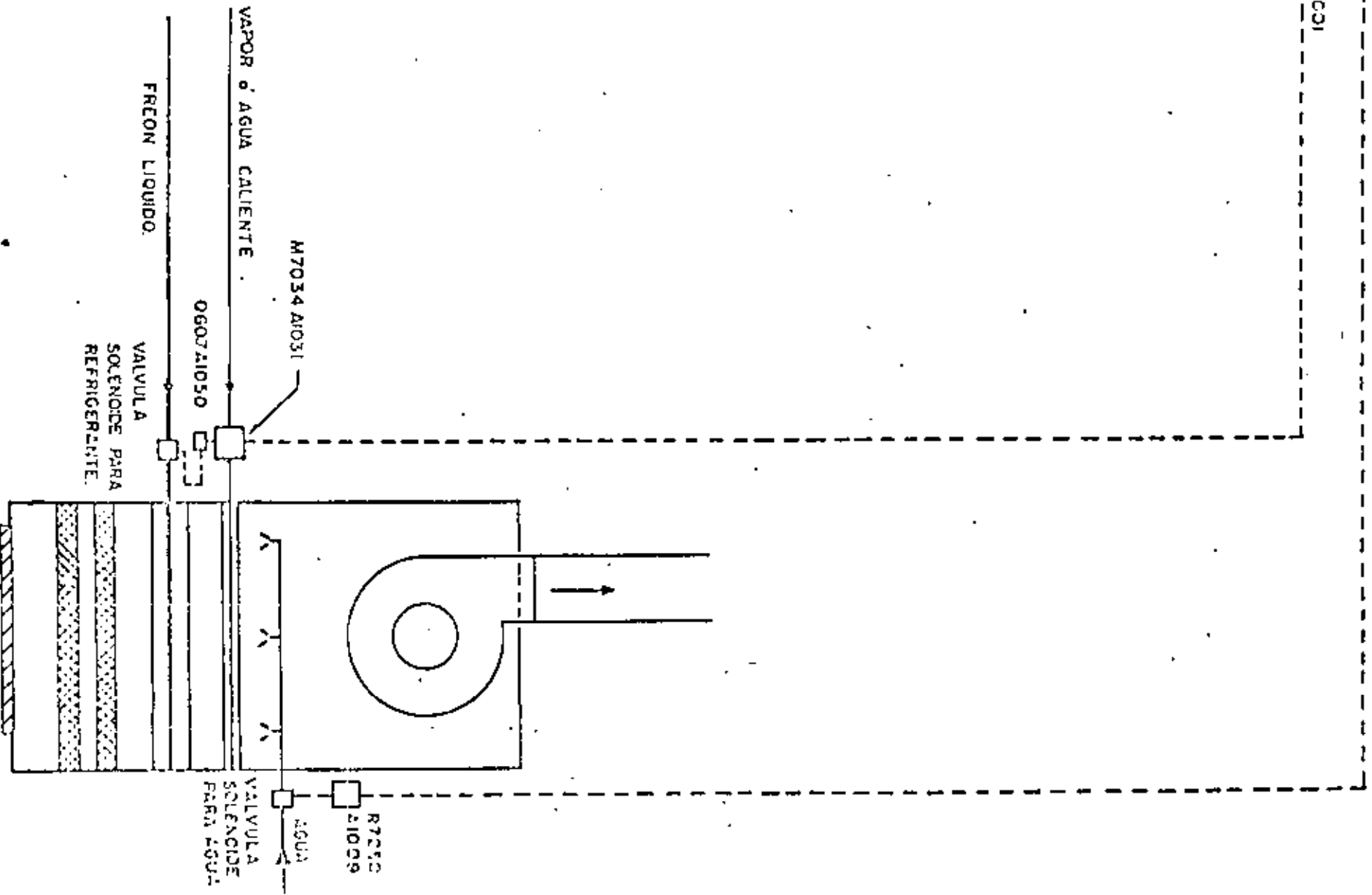
MCCAI001

T921A1142

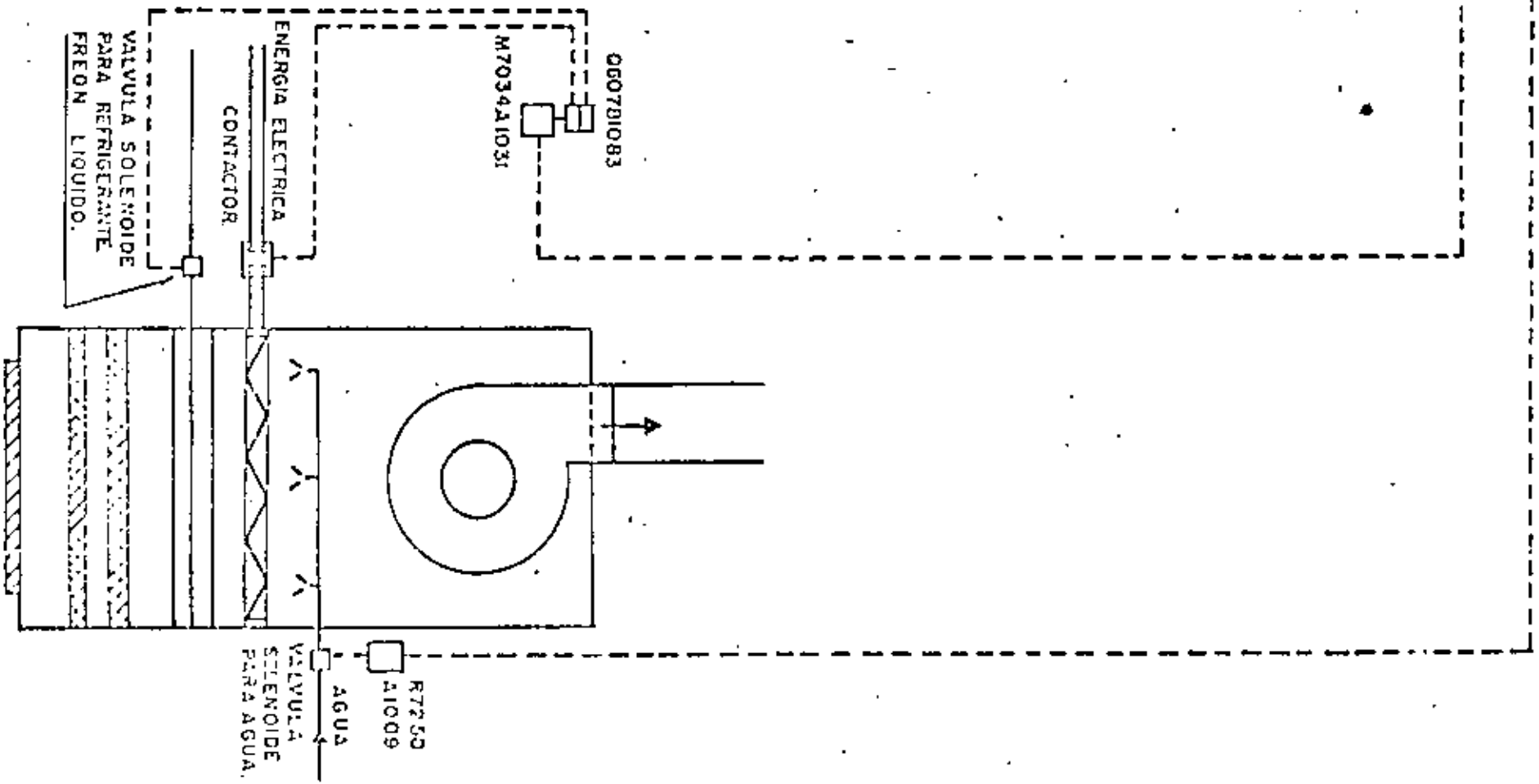


	ACONDICIONADOR UNIZONA.	DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICO 21
--	------------------------------------	---

M700061551
 0225A10-6
 T7023A1001



	ACONDICIONADOR UNIZONA.	DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 22
--	----------------------------	--

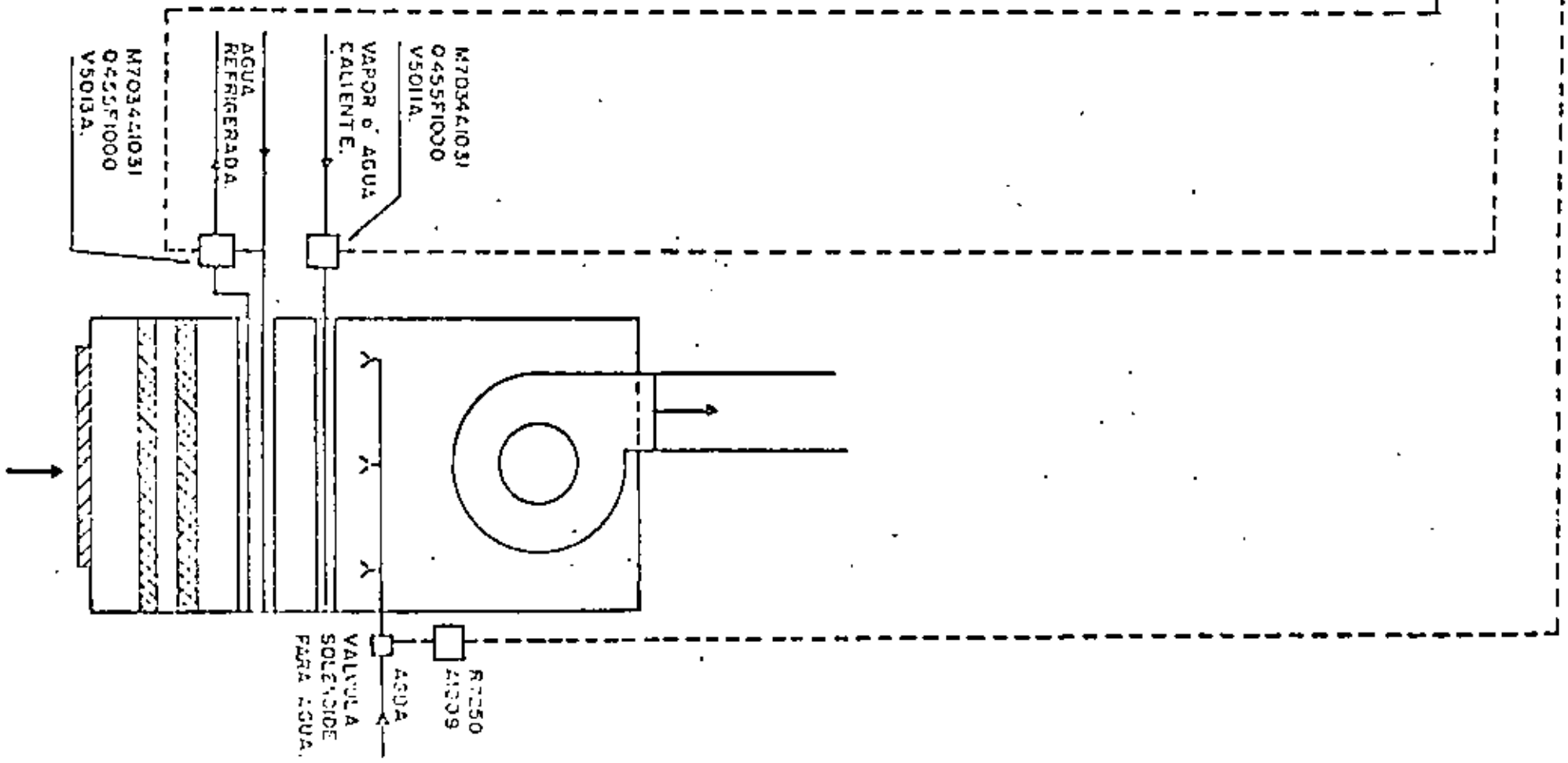


17023A1001

17023A1001

ACONDICIONADOR UNIZONA.

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 23



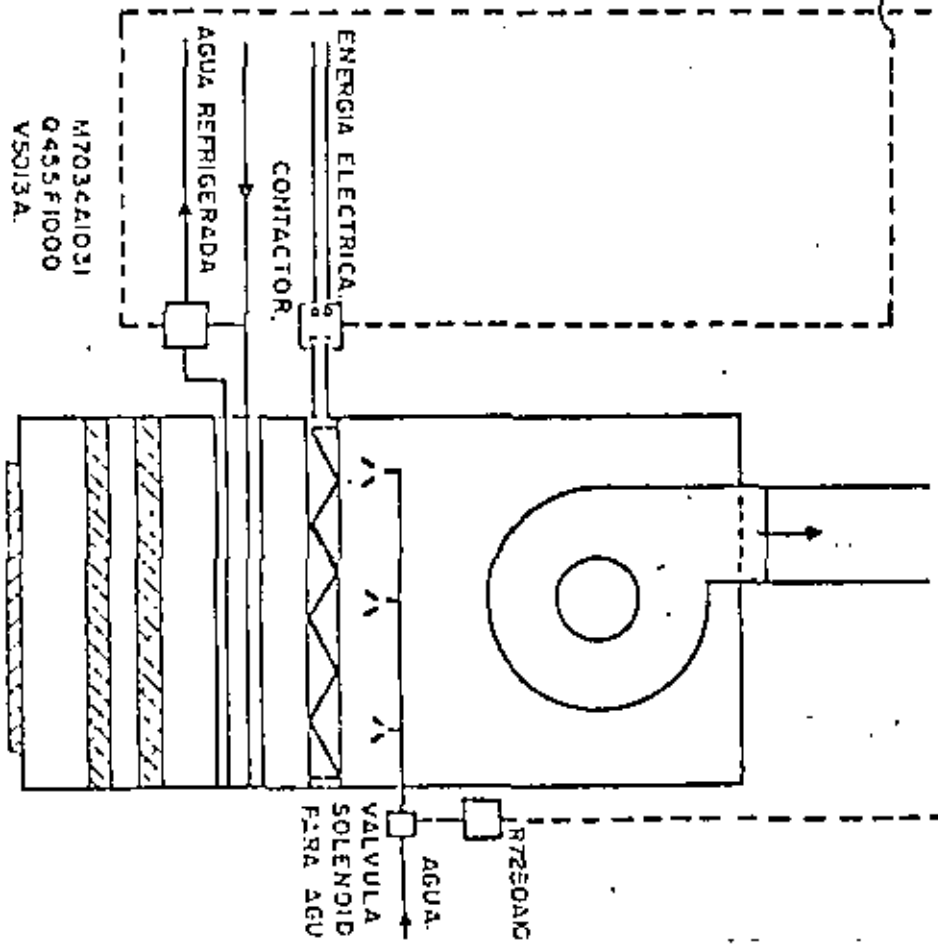
TTC211001

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
24

A CONDICIONADOR
UNIZONA.

1675A 1 ETAPA
678A 2 ETAPAS

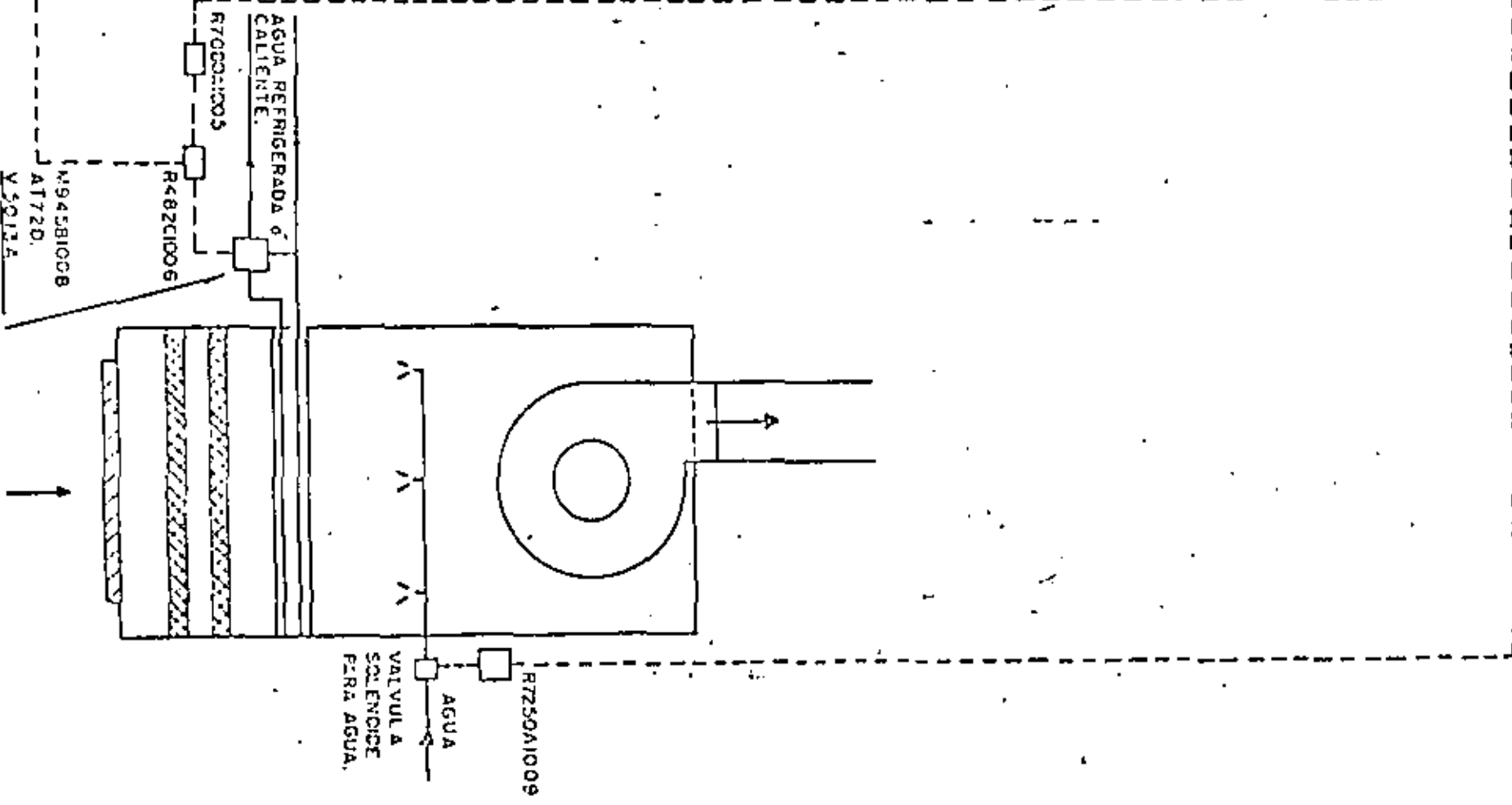
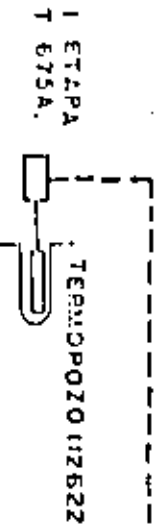
BULBO INSTALADO
EN EL DUCTO DE
EXTRACCION DE LA
SALA DE OPERA-
CIONES.



H700A1001

Q229A1046

T7018F1015





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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

MANTENIMIENTO

AGOSTO, 1983

MANTENIMIENTO

El criterio de mantenimiento se ha modificado en forma substancial durante las últimas décadas; ha pasado de ser correctivo a PREVENTIVO el criterio antiguo de personal improvisado, insuficiente y abrumado de trabajo con "soluciones para ayer" ha pasado a la historia como una PESIMA opción El costo de los equipos, refacciones y horas-hombre desperdiciados por este sistema debe ser erradicado como una pésima inversión ya que su productividad es muy escasa y siempre habrá problemas "urgentes" que no se podrán resolver.

En las instalaciones actuales se debe VIGILAR el equipo, no esperar a que falle y solucionarlo con medidas de emergencia.

Un director de mantenimiento de importante cadena hotelera comentaba "Estoy tranquilo tomando un café con usted por que SE que todo marcha bien "—Esta tranquilidad se debe a una excelente programación que se lleva a cabo en su departamento de mantenimiento. " Aquí no hay sorpresas" comentaba; los registros de los equipos se llevan a la perfección y los riesgos de falla se MINIMIZAN , se programa una revisión general de cada equipo cada determinado período de tiempo y se cuenta con las refacciones probables para no tener sorpresas. El "mantenimiento" normal como lubricación, verificación de presiones, tensión de bandas, análisis de aguas de caldera, etc; se realizan con

con un programa perfectamente definido, cada miembro del depto tiene asignados determinados equipos y un programa semanal para lubricación, verificación, etc . Se llevan registros de cada parte de equipo para saber su tiempo de operación, cambios refacciones, fallas comunes y un programa de reemplazo

De las observaciones que se han hecho anteriormente, se pueden establecer cuatro puntos fundamentales para la correcta instrumentación del mantenimiento.

- A) PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO
- B) BITACORAS DE OPERACION
- C) ANALISIS ESTADISTICO DE OPERACION Y REEMPLAZO
- D) CAPACITACION AL PERSONAL

A.- PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO

Es físicamente imposible revisar, lubricar y verificar todos los equipos diariamente; se deben establecer programas para los equipos con la frecuencia que se requiera y distribuirlos como tarea diaria para el personal de mantenimiento. Por ejemplo, si no hay personal encargado directamente de los equipos de tratamiento de agua, se programará una revisión al día, o tal vez por turno, si la instalación lo requiere; para calderas, unidades enfriadoras, etc. normalmente hay un encargado u operador por turno; él se deberá encargar del mantenimiento general de su equipo así como del equipo accesorio..

Es fundamental que cada equipo esté asignado a una

persona específica y que se lleve un informe de que se le hizo al equipo durante su mantenimiento; (Si se encontró en perfectas condiciones el informe debe decirlo NO SE HIZO NADA)

B) BITACORA DE OPERACION

Los equipos principales, enfriadoras, calderas, torres de enfriamiento, etc. deben llevar una bitacora de operación, en la cuál se registrarán sus condiciones de operación probablemente 3 ó 4 veces por turno; es fundamental la veracidad de la información de la bitacora, ya que el estado interno y las condiciones de operación se deben obtener de información de la bitacora. Cada fabricante presenta tipos de hojas de bitacora para sus equipos; todos ellos son buenos, sin embargo es conveniente tomándolas como base diseñarlas específicamente para cada caso o grupo de empresas; por ejemplo cadenas hoteleras, en donde se requerirá una copia para el jefe de mantenimiento y otra más para la Dirección corporativa de mantenimiento.

C) ANALISIS ESTADISTICO DE OPERACION Y REPLAZO

Este análisis a base de informes periódicos de mantenimiento y bitacoras de operación se realiza para prever reparaciones mayores a equipo, paros programados y substitución de unidades, en grandes cadenas hoteleras se centraliza este trabajo y se procesa por medio de computadora; para el caso normal el jefe de mantenimiento debe realizar estos estudios permanentemente

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.



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO DE CALEFACCION

Septiembre 1983

Calificación

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

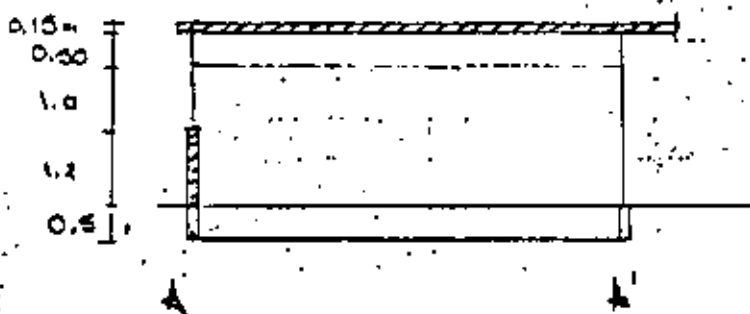
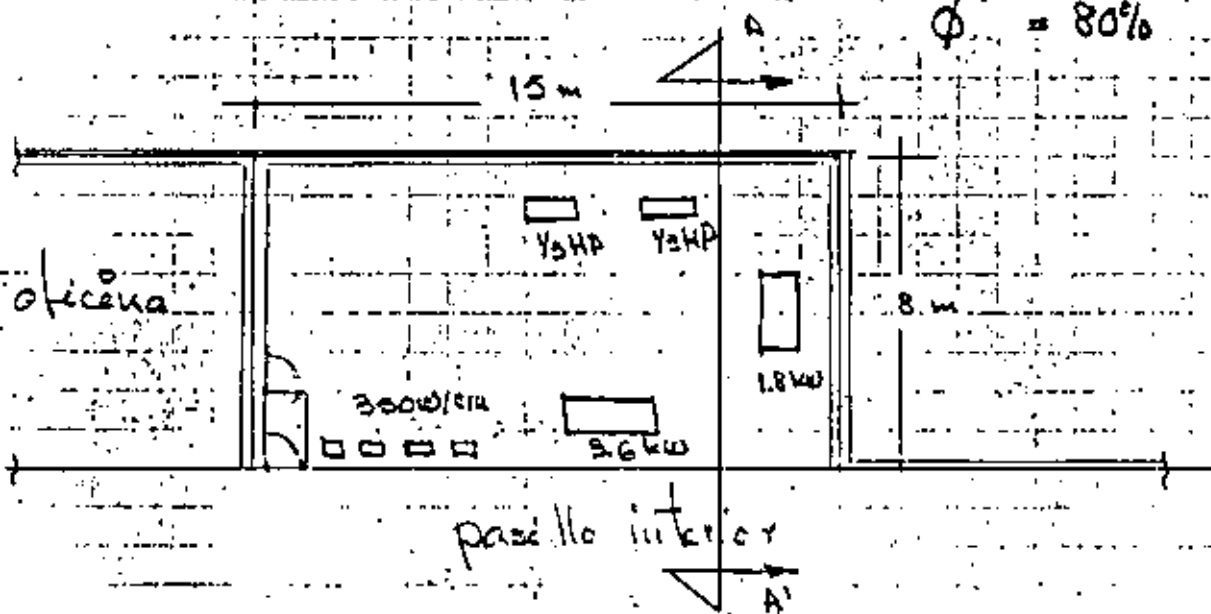
$$t_{bs} = 21^{\circ} \pm 2^{\circ}$$

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

Condiciones exteriores

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

$$\phi = 80\%$$



Cargas Internas

4 terminales, 300W cu

2 Impresoras, 13 HP cu

1 Computador tipo A 1.8 kW

1 Computador tipo B 3.6 kW

Iluminación 20 W/m² + hooks caba

Personal 17 personas

Materiales de Construcción

techo lisa de concreto armado 15 cm

pant. muro de concreto 15 cm

plafond de yeso 3 mm

ladrillos cerado normal 6 mm

Calculo de U

techo: la iluminación va colocada dentro del plafond por lo que el calor generado se pierde hacia el espacio que hay entre la lisa y el plafond.

No es conveniente considerar el plafond como resistencia, ya que el calor calculado sera 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 2 hi y ho, sea embargo, los que dan a la oficina y al pasillo deberán llevar 2 hi.

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

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

vidrios los vidrios deberán tener la misma consideración anterior.

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

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

Cálculo de pérdidas:

El calor que pierde una habitación está definido como:

$$q = UA \Delta T$$

Sea un bargo es necesario un Q_{max} para ΔT según

Caso de muros o vidrios al exterior, la diferencia

será la natural para el caso de Q_{max} un

Accondicionados. Configuración se de boro. Cual sea el

tipo de construcción y la hermetización de estas

locales. Algunos autores sugieren que se considere

como temperatura de estos locales sea una media entre

el área acondicionada y el exterior. Sea un bargo se

clavando acondicionada es muy grande este valor

de boro disminuirá y se es pequeña podría ser

la que vamos a usar. Sea Q_{max} mesgas de consider

en un Q_{max} cuando

frías

$$Q = 387 (15 \times 8) (21 - 0) = 9752 \text{ kcal/h}$$

Queros al exterior (partidas) $Q_2 = 3.87 (15 \times 12 + 8 \times 12) (21 - 0) = 2243 \text{ kcal/h}$

vidrios $Q_3 = 5.92 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

Queros al interior $Q_4 = 3.87 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

Queros al exterior $Q_5 = 3.87 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

Queros al interior $Q_6 = 3.87 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

Queros al exterior $Q_7 = 3.87 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

Queros al interior $Q_8 = 3.87 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

Queros al exterior $Q_9 = 3.87 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

pared interior

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

vidrios
inerciosos

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

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

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

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

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

$$q = 20 \text{ watts/m}^2 (120 \text{ m}^2) (1.17) (0.86 \text{ kcal/watt}) = 2413 \text{ kcal/h}$$

Personal

tipo de actividad: — trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_6 = 225 \text{ BTU/h persona} \quad 72 \text{ kcal/h pers.}$$

$$q_7 = 165 \quad \checkmark \quad 41 \quad \checkmark$$

7 personas.

$$q_8 = 7 (72) = 504 \text{ kcal/h}$$

$$q_9 = 7 (41) = 287 \quad \checkmark$$

Equipo

Computador "A" 1.8 kw

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

Computador "B" 3.6 kw

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

Terminales 1 a 4 300W @u

$$q = 4(300)(0.860) = 1204 \text{ kcal/h}$$

Impresoras 1 y 2 1/3 HP @u

Motors 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.

Cargas Totales

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

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

Carga total del local = Ganhos - 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 raros como de productos ligeros cónicos (madera, papel).

Área necesaria y condiciones de inyección

$$q_s = m c_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H_f$$

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

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

Procurando el gasto mínimo recomendable (10 camb/h)

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

densidad del aire:

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 @ 10^\circ\text{C y } 20^\circ\text{C}$$

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

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

$$q = m C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{m C_p} = \frac{8612}{2429(0.24)} = 14^\circ\text{C}$$

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

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:

$$T_{\text{os}} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{oh}} = 18.3^\circ\text{C}$$

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

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

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

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

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

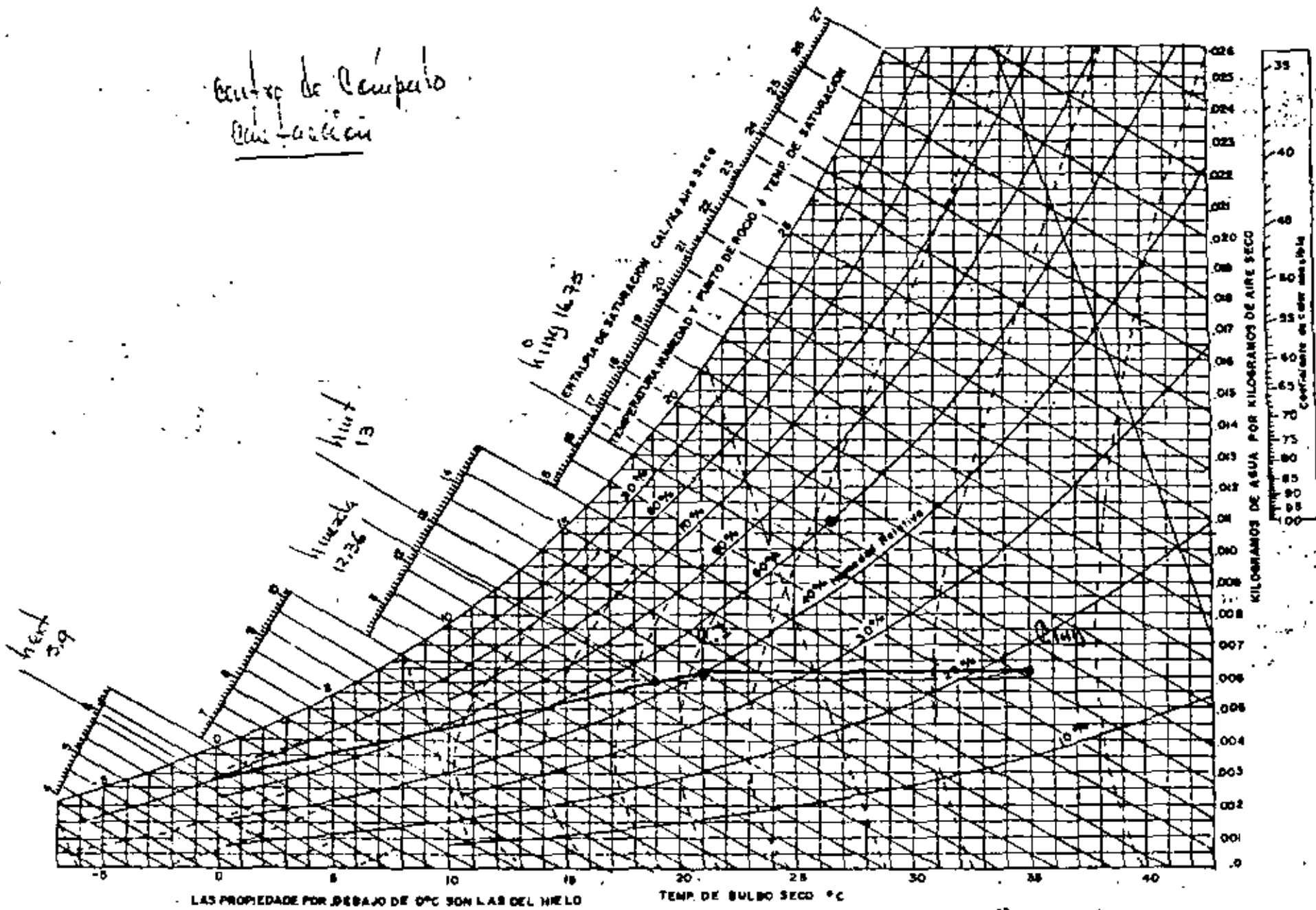
$$h_3 = \frac{217(5.9) + 2212(13)}{2429} = 12.36 \text{ kcal/kg}$$

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 en q_e se compensará con esta pequeña deficiencia.

Centro de Campesinos
 Olancho



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

TEMP. DE BULBO SECO °C

KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO

35
40
45
50
55
60
65
70
75
80
85
90
95
100
Centígrados de temperatura



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

26 AGOSTO, 1983

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; tbn
 - 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

$$q = U A \Delta T$$

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

$$q = m (h_{i2} - h_{i1})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

$$q = m (h_{i2} - h_{i1})$$

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)



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

TEMA COMPLEMENTARIO

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA

SEPTIEMBRE, 1983

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 mas).	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 .

3	1,79	1,28	1,00	0,81	0,68	0,59	0,52
2,5	1,60	1,18	0,93	0,77	0,66	0,57	0,51
2	1,38	1,15	0,85	0,72	0,61	0,54	0,49
1,75	1,24	0,98	0,80	0,68	0,60	0,52	0,47
1,50	1,17	0,91	0,75	0,64	0,56	0,49	0,45
1,25	0,97	0,80	0,69	0,59	0,52	0,47	0,42
1	0,82	0,69	0,60	0,53	0,47	0,42	0,39
0,75	0,64	0,56	0,50	0,45	0,41	0,37	0,34
0,50	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,30	0,28

TABLA 33. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K - VENTANAS, CLARABOYAS
PUERTAS Y PAREDES EN BALDOSAS O ADOQUINES DE VIDRIO
kcal/h·m²·°C

VIDRIO											
Espesor de la lámina de aire (mm)	Vertical							Horizontal			
	Sencillo	Doble			Triple			Sencillo		Doble	
		6	13	20 - 100	6	13	20 - 100	Varang	Invarang	Varang	Invarang
Chasis simple	5,5	3,0	2,1	2,4	2,0	1,7	1,6	4,7	4,8	2,4	2,4
Chasis doble	7,4							2,1	3,1		

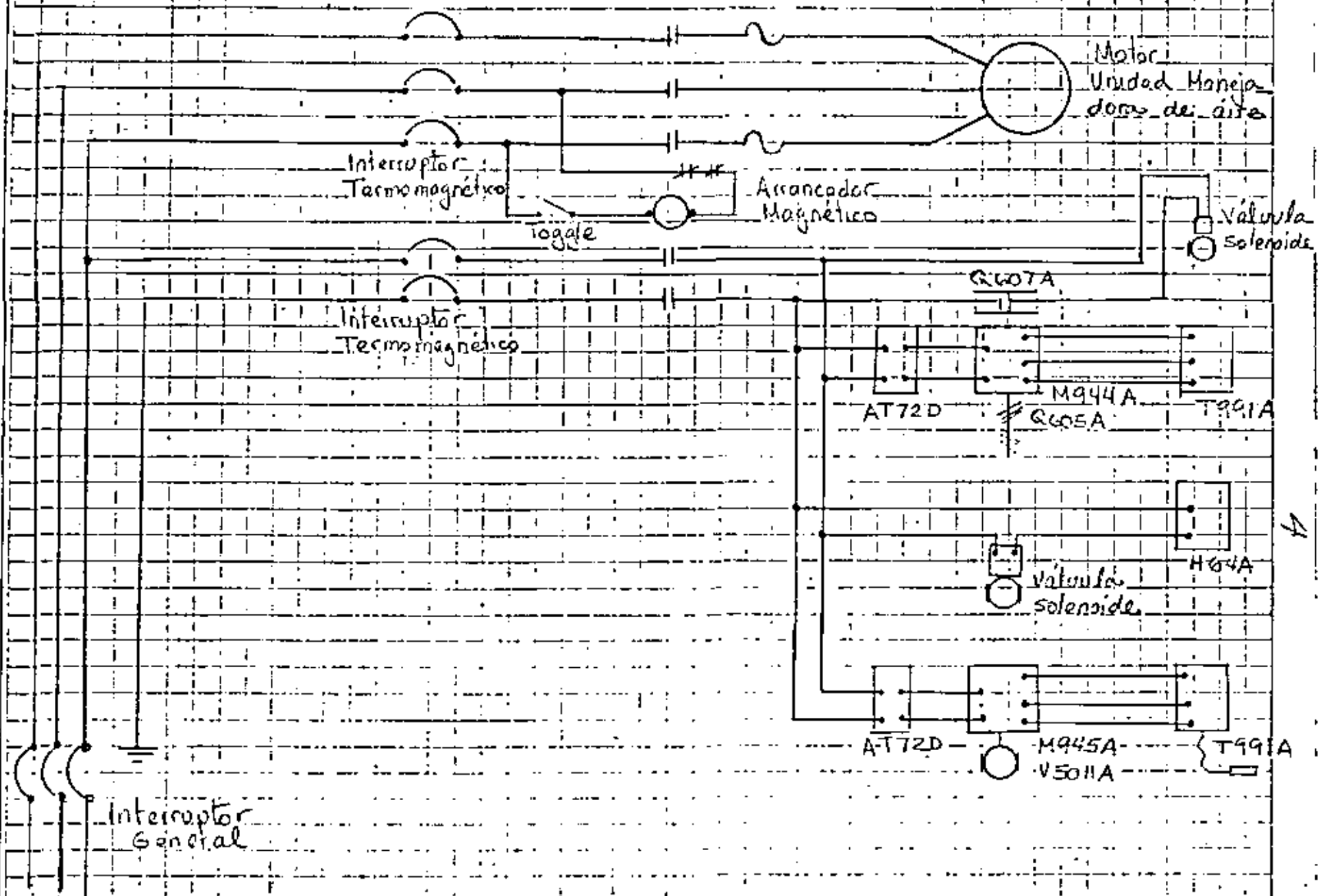
FUERTA		
Esesor de la puerta (cm)	Valor de K puerta sencilla	Valor de K puerta doble chasis o armada
2,5	3,4	1,7
3,2	2,9	1,6
3,8	2,4	1,5
4,4	2,3	1,5
5,1	2,3	1,4
6,3	1,9	1,2
7,6	1,6	1,1
Vidrio (hojuela de 18 mm)	5,1	2,1

PAREDES FORMADAS POR BLOQUES O BALDOSAS DE VIDRIO	
Especificaciones *	Valor de K
148 × 148 × 98 mm espesor Dimensiones nominales 150 × 150 × 100 (70)	3,0
197 × 197 × 98 mm espesor Dimensiones nominales 200 × 200 × 100 (70)	2,9
297 × 297 × 98 mm espesor Dimensiones nominales 300 × 300 × 100 (80)	2,5
197 × 197 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (70)	2,1
297 × 297 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (80)	2,1

Ecuación: Ganancia o pérdida kcal/h = (Área, m²) × K × (Temperatura exterior - Temperatura interior)

* Los números entre paréntesis corresponden al peso (kg) por unidad de superficie (m²)

Diagrama II



Motor
Unidad Mecedora de aire

Interruptor
Termomagnético

Arrancador
Magnético

Válvula
solenoide

Interruptor
Termomagnético

AT72D

Q607A

M944A

Q605A

T991A

Válvula
solenoide

H64A

Interruptor
General

AT72D

M945A

V5011A

T991A

Diagrama 2

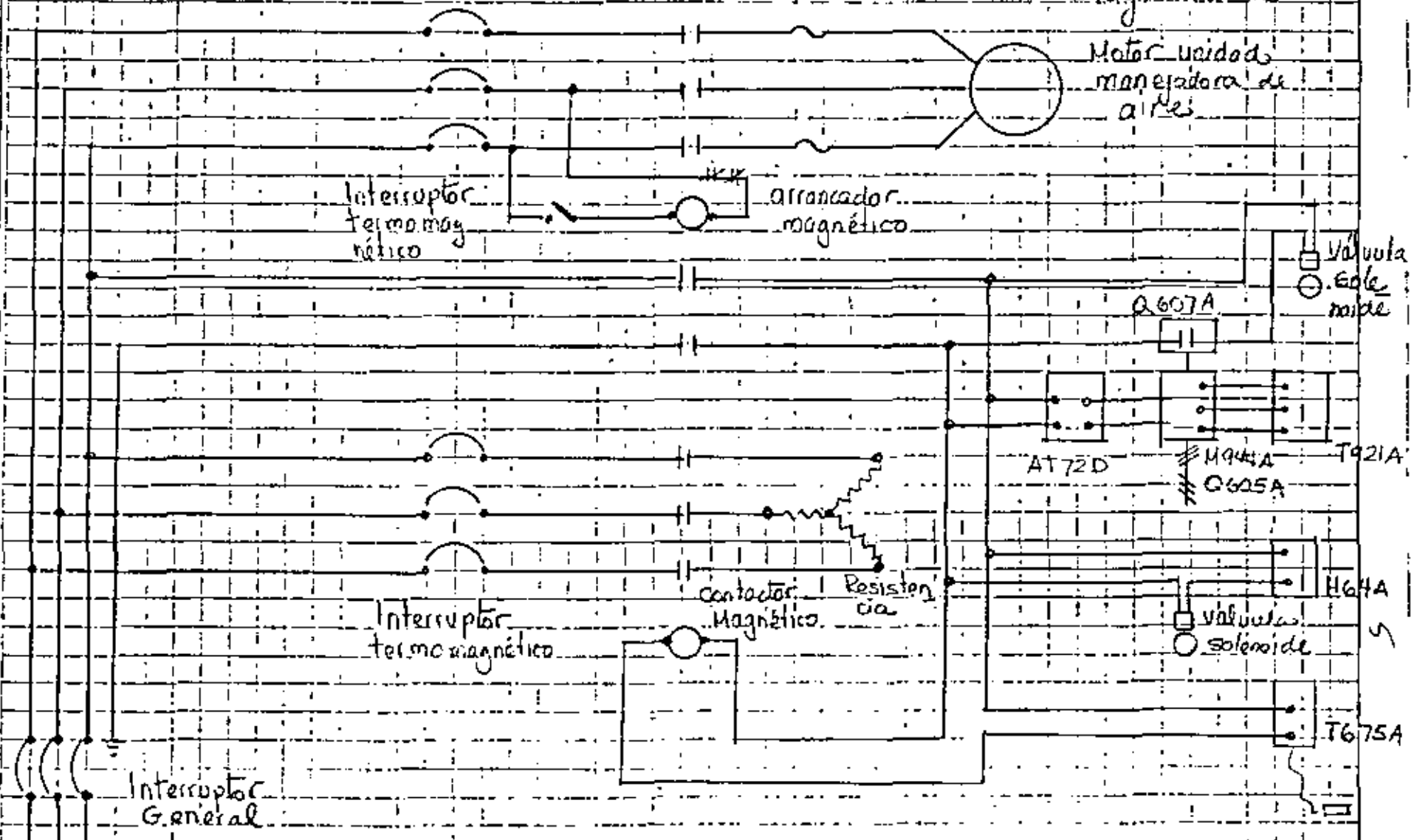


Diagrama 3

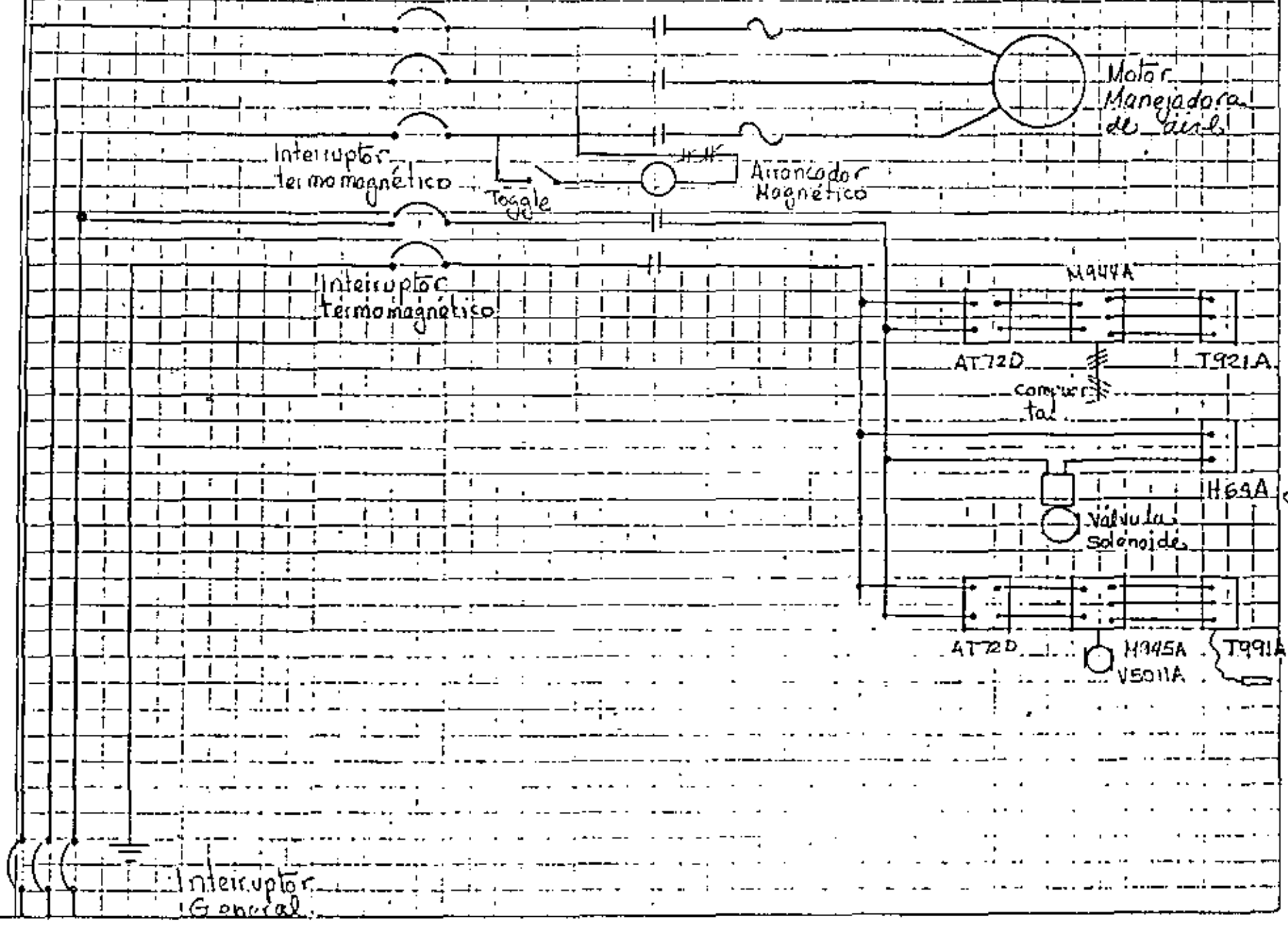
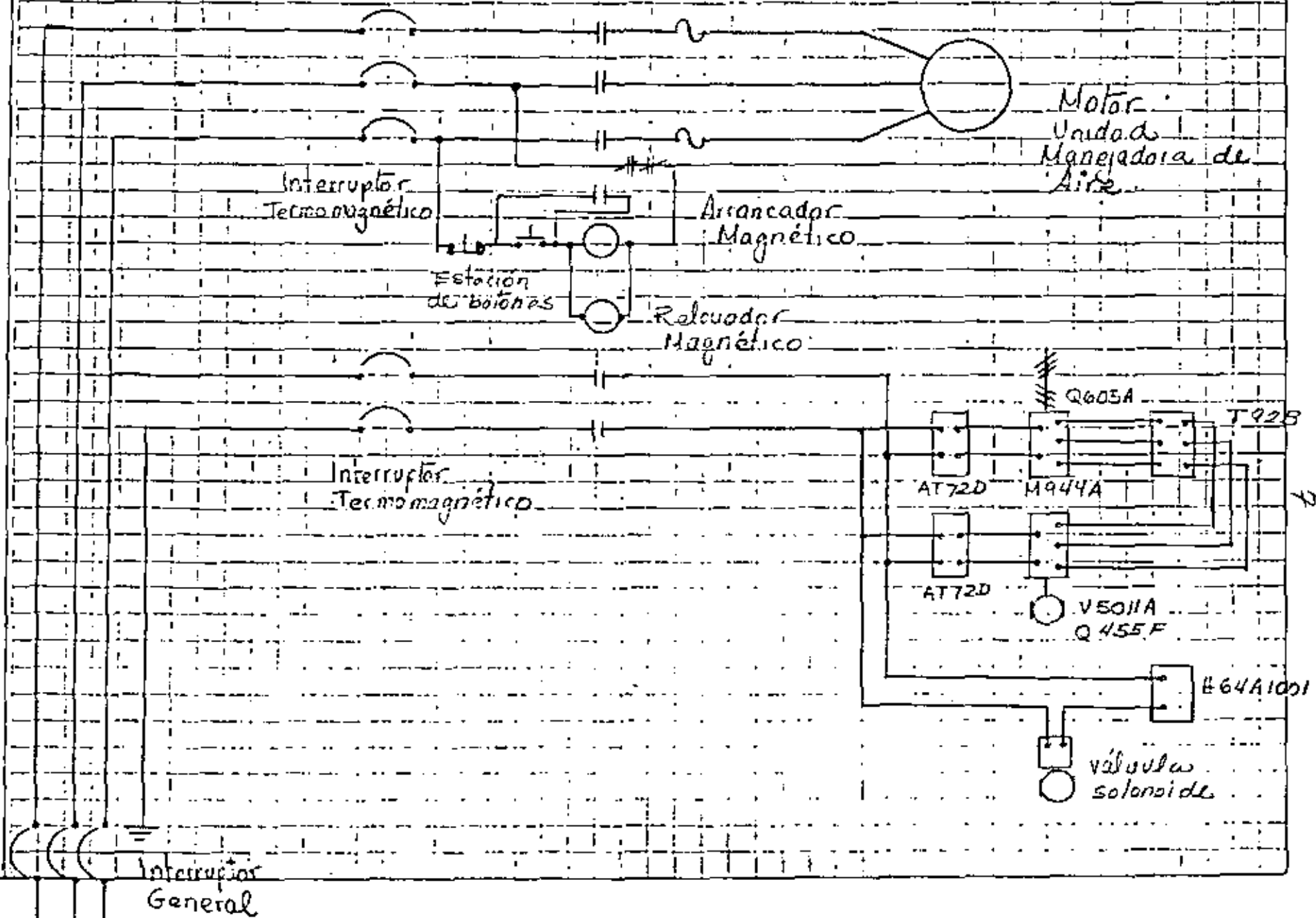


Diagrama 13



Tareas Pendientes

- 1. TAREA PARA ALGUNOS INDICIOS DE PENSAR (NO SE DEBE USAR)
- 2. TAREA DE TEM. EN DE DISEÑO DE LOS USUARIOS DE LA PÉDIDA ANOS
- 3. TAREA DE CUANTIFICACIONES DE REACCIONES DE LOS USUARIOS Ho y li
- 4. TAREA DE TEM. INDICADORES DE COMODIDAD PUNTO 6.2
- 5. TAREA DE MANEJOS DE EQUIPOS DE DISCO DEL Sog. Ancl. General.
- 6. TAREA DE INDICADORES RELATIVOS EN FUNCIÓN AL TIEMPO USUARIO.
- 7. TAREA DE USUARIOS DE U EN USUARIOS Y ALERTAS.
- 8. TAREA DE CARRERA PARA LOS USUARIOS DE P.
- 9. TAREA DE ESTADÍSTICAS DE DISCAMBIOS.

OK



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

TABLAS ANEXAS

SEPTIEMBRE, 1983

ESTADO	CIUDAD	Elevación metros (m)	DATOS SITUACION				DATOS VERANO							DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA Sobre el nivel del mar	PRESION BAROMETRICA	TEMPERATURAS				HUMID. RELAT. (%)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS		GRADOS DIA ANUALES (°C)		
			LATITUD N	LONGITUD W			DE CALCULO		MAX F° °C	MIN °C			DIF. CALOR	DIF. CALOR			
					B5	B4	B5	B4			°C	°C			°C	°C	
MICHOACAN	APATZIMCAN	1110	19° 03'	102° 12'	682	937	203	42.0	29	25	62	77	25	2,013	+13	+15	57
	MOCTEZUMA	1215	18° 42'	101° 07'	1,923	812	609	31.3	30	19	86	66	38	1,68	+16	+2	63
	ZAMORA	1720	19° 59'	107° 18'	1,633	840	570	32.8	35	20	95	68	27	2,20	+02	+4	59
	ZACAPU	1133	19° 48'	101° 45'	2,000	802	603	34.0	32	19	90	66	22	1,68	+04	+1	30
MORELOS	CUAUTLA	1750	18° 48'	99° 57'	1,294	834	655	47.4	42	22	108	72	20	2,25	+05	+9	48
	CUERNAVACA	1110	19° 53'	99° 12'	1,516	847	621	32.1	31	20	88	68	39	2,00	+07	+10	52
NAYARIT	SAN BLAS	1625	21° 32'	102° 19'	7	1013	760	36.0	35	20	91	79	60	1,602	+23	+15	52
	TEPIC	1164	21° 31'	100° 25'	908	912	604	38.4	36	26	97	79	47	2,00	+18	+6	48
NUEVO LEON	MONTANALEON	1124	21° 12'	99° 30'	432	993	720	41.2	29	25	102	72	35	1,68	+05	+9	41
	MONTEPULCAN	1151	21° 40'	100° 18'	334	950	715	41.5	30	26	100	79	47	1,68	+04	+6	32
OAXACA	DANACA	1700	17° 00'	96° 47'	1,563	806	635	38.0	35	22	95	72	38	2,00	+24	+7	48
	SAINTA CRUZ	1650	16° 12'	95° 12'	26	1,007	757	36.0	34	24	93	79	58	2,00	+16	+19	44
PUEBLA	PUEBLA	1915	19° 07'	98° 19'	2,150	790	683	36.0	20	17	84	68	25	1,64	+15	+9	47
	TENANCON	1200	18° 28'	97° 25'	1,436	733	627	37.0	24	20	93	68	30	1,70	+10	+10	37
QUERETARO	QUERETARO	1,270	20° 36'	100° 19'	1,642	819	614	31.0	35	21	91	70	38	1,59	+09	0	32
	COZUMEL	1830	20° 11'	98° 12'	3	1,013	760	35.0	33	27	97	81	65	1,70	+03	+16	57
QUINTANA ROO	PAYO ORTIZ	900	19° 28'	90° 30'	2	1,013	760	37.0	34	22	93	81	60	2,10	+09	+13	48
	SAN LEON POTOSI	1270	21° 00'	100° 30'	1,007	814	612	37.0	34	18	93	64	22	1,68	+07	+2	36
SIERRA LEONA	CULIACAN	1745	20° 48'	107° 36'	29	1,003	752	40.0	37	27	99	81	47	1,68	+03	+7	45
	MAZATLAN	1510	20° 11'	106° 25'	28	1,006	753	39.0	31	26	98	79	60	1,70	+12	+14	53
	TONTOLAPAN	1400	21° 11'	103° 03'	3	1,003	760	41.0	32	27	99	81	47	1,70	+08	+10	53
SOBRE	GUAYMAS	1645	27° 45'	110° 21'	4	1,013	760	47.0	47	22	108	72	47	1,60	+20	+11	32
	HERMOSILLO	1475	29° 05'	110° 38'	21	989	742	45.0	41	28	106	82	32	1,67	+20	+6	43
	LAGUNAS	1440	30° 21'	110° 38'	1,173	885	644	41.0	37	26	90	79	60	1,68	+00	+2	25
	CIUDAD OREGON	1775	27° 27'	109° 55'	40	1,009	733	48.0	43	28	109	82	52	2,03	+01	+04	59
TABASCO	VILLA HERMOSO	1200	19° 51'	97° 31'	10	1,012	759	41.0	32	20	94	78	42	2,00	+07	+15	50
	MATAMOROS	1100	21° 51'	97° 30'	12	1,012	759	39.0	34	26	97	79	46	1,68	+07	0	37
TAMAULIPAS	NUOVO SARDEDO	1500	23° 32'	97° 30'	40	987	710	45.0	44	26	106	72	22	2,00	+20	+2	20
	TAMPICO	1400	23° 12'	97° 51'	19	1,011	758	39.0	36	28	97	82	54	1,63	+07	+2	36
	CIUDAD VICTORIA	1510	23° 44'	98° 08'	37	977	733	41.0	38	26	100	79	40	1,70	+25	+2	36
TLAXCALA	TLAXCALA	1615	19° 12'	98° 10'	2,352	787	589	29.0	21	17	82	68	39	2,0	+14	+9	47
	JALAPA	1170	19° 32'	96° 39'	1,399	863	647	34.0	32	21	90	70	40	2,00	+22	+0	43
VERACRUZ	ORIZABA	1400	19° 51'	97° 08'	1,248	878	659	39.0	30	21	93	70	35	1,64	+05	+6	43
	VERACRUZ	151	19° 12'	96° 08'	16	1,011	758	35.0	35	27	91	81	65	1,63	+06	+13	58
	MEXIDA	1300	20° 38'	98° 31'	27	1,011	758	41.0	37	27	97	81	42	2,00	+10	+16	59
YUCATAN	PROGRESO	1210	21° 17'	89° 40'	14	1,012	759	38.0	36	27	97	81	30	1,68	+10	+10	41
	MEXIDILLO	2145	21° 10'	107° 43'	2,250	781	656	34.0	30	19	97	66	23	2,55	+05	+6	32
ZACATECAS	ZACATECAS	1645	23° 43'	102° 30'	2,612	710	561	29.0	20	17	82	68	39	2,0	+25	+2	25

CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO DE CARGAS MEXICO

ESTADO	ZAMBO BIAMO (Km)	CIUDAD	DATOS SITUACION					DATOS VERANO							DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR m.	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS					HUMED. RELAT. (MAYOR %)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)
			LATITUD N	LONGITUD W		mmHg	mm Hg	DE CALCULO							MAY. ENT. °C	MAY. ENT. °C	DE CALCULO	
					B5			B4	B3	B2	B1	B5	B4	B3				
AGUASCALIENTES	1800	AGUASCALIENTES	21° 33'	107° 12'	1570	716	672	36.8	34	19	93	66	70	26.8	+4.7	0	37	330
		335 BARRANCA	31° 52'	113° 38'	15	1012	752	36.1	34	24	93	79	35	109	+1.7	+5	41	492
		1616 MEXICALI	32° 28'	116° 30'	1	1011	760	37.8	35	25	107	82	33	1240	+3.7	+1	33	372
BASS CALIFORNIA		549 LA PAZ	24° 10'	110° 07'	16	1011	758	38.0	36	27	97	81	30	1022	+4.0	+15	56	
		2090 Tijuana	32° 28'	117° 03'	20	1040	738	38.2	35	24	95	79	30	754	+2.1	+2	36	342
		1245 GUAYMAS	29° 51'	106° 32'	25	1010	738	37.4	36	24	97	79	42	2087	+4.7	+16	51	
CAMPECHE		1938 CIUDAD DEL CARMEN	18° 36'	91° 48'	3	1013	760	41.0	37	24	99	79	42	2174	+4.0	+4	57	
		1245 MONTECITO	26° 05'	101° 26'	382	940	711	42.0	38	24	100	79	34	1349	+3.8	+1	27	312
		1605 NUEVA ROSITA	23° 55'	101° 47'	450	746	724	45.0	41	25	100	77	30	1387	+4.4	+3	27	481
COAHUILA		1470 MIERDES NARRAG	28° 47'	100° 31'	710	980	761	43.4	40	26	104	79	34	1547	+4.8	+0	21	478
		1940 ACATEPEC	23° 26'	101° 00'	620	842	682	35.0	35	20	95	72	34	208	+3.4	+0	25	513
		1440 CILUMA	19° 14'	103° 43'	490	745	715	39.5	36	24	97	75	35	1403	+3.8	+12	54	
COLIMA		1020 MANDAYALLO	19° 04'	104° 20'	3	1014	760	38.6	38	27	95	81	35	2247	+3.2	+15	59	
		1010 TAPACHULA	14° 04'	97° 16'	168	994	745	37.4	34	25	93	77	49	2081	+4.2	+16	61	
CHIASAS		1170 LUISA GUTIERREZ	16° 47'	99° 00'	54	955	748	38.5	35	25	97	77	44	1401	+3.7	+11	52	
		1945 COAHUILA	28° 38'	106° 44'	1423	845	746	38.5	35	23	95	73	38	651	+4.1	+0	21	748
CHIHUAHUA		1300 CIUDAD JUAREZ	31° 04'	106° 13'	1337	899	667	41.1	37	24	99	75	35	495	+3.0	+10	40	1089
		1811 MEXICO CHARLESPIE	19° 25'	99° 10'	2340	780	587	33.0	32	17	90	63	26	78	+4.8	0	32	847
DURANGO		1020 DURANGO	24° 01'	104° 45'	1470	810	710	35.4	33	17	91	65	23	100	+5.0	0	32	350
		1270 CIUDAD CERRO	25° 30'	103° 37'	1140	794	627	35.0	36	21	97	70	27	1082	+4.2	+1	34	131
GUANAJUATO		1044 CELAYA	20° 32'	100° 20'	1704	820	710	41.6	38	20	100	68	22	437	+4.5	0	32	134
		1894 GUANAJUATO	21° 31'	101° 15'	2037	801	681	33.0	32	18	90	64	20	49	+4.0	+5	41	241
		1651 SAN	21° 08'	101° 47'	1609	822	617	32.6	34	20	93	68	30	190	+3.1	+2	36	174
		1740 SALVATIERRA	20° 43'	100° 51'	1741	827	620	38.0	35	19	95	66	25	307	+3.0	+3	37	40
GUERRERO		1600 ACAPULCO (LITARA)	16° 20'	99° 00'	3	1013	760	35.8	33	17	91	61	25	243	+3.8	+19	42	
		1800 CHILPANCIAGO	17° 53'	99° 30'	1250	870	654	35.2	32	23	91	73	45	434	+5.0	+9	48	
		1940 TANGO	18° 23'	99° 50'	1735	813	671	36.5	34	20	93	68	30	518	+4.0	+12	54	
HIDALGO		1845 PACHUCA	20° 08'	98° 45'	1365	764	533	35.4	33	19	84	64	38		+5.8	+1	30	1007
		3100 TLANCHINGO	20° 08'	98° 22'	1385	787	590	34.7	32	19	80	64	32	12		+5.8	+1	30
JALISCO		1530 GUADALAJARA	20° 41'	103° 10'	1509	844	635	34.8	33	20	91	60	24	204	+3.7	+4	34	164
		2140 LAGOS	21° 23'	103° 36'	1880	816	612	43.0	39	20	102	68	20	574	+3.2	+2	36	142
		1170 PUERTO VALLARTA	20° 57'	103° 13'	2	1013	760	39.0	36	24	97	79	46	2090	+4.0	+14	57	
MEXICO		1945 TENOCHCO	19° 31'	98° 41'	2345	784	688	34.0	32	14	90	64	32	175	+4.0	+1	30	540
		1645 TOLUCA	19° 17'	99° 24'	2473	761	557	32.8	30	17	79	63	47		+3.0	+2	30	1570

CALCULO DE CARGAS



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

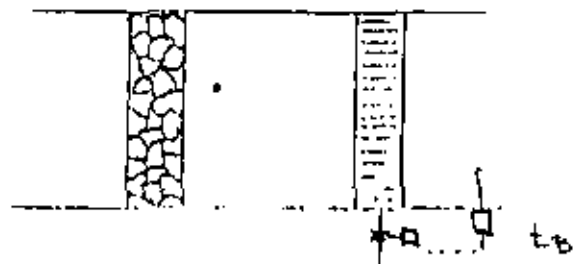
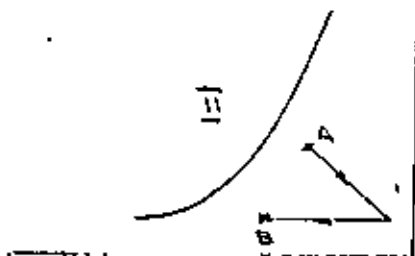
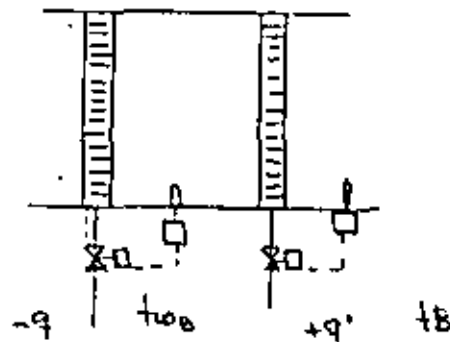
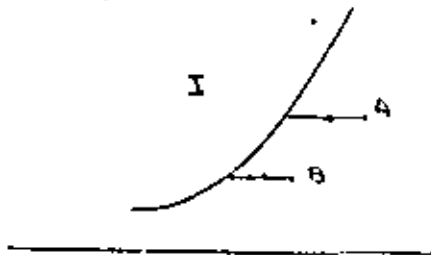
HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

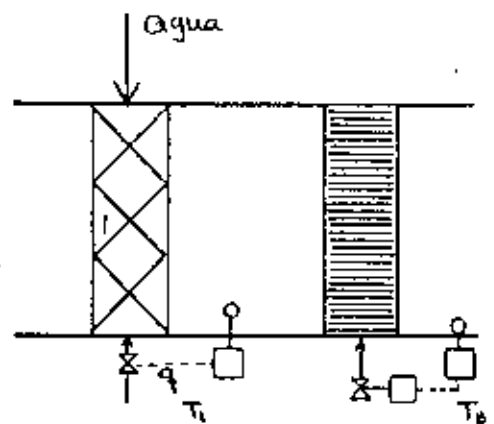
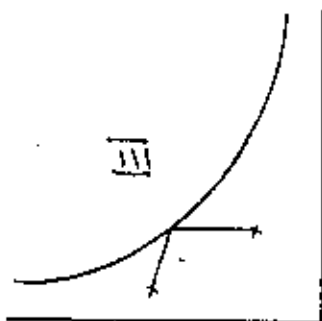
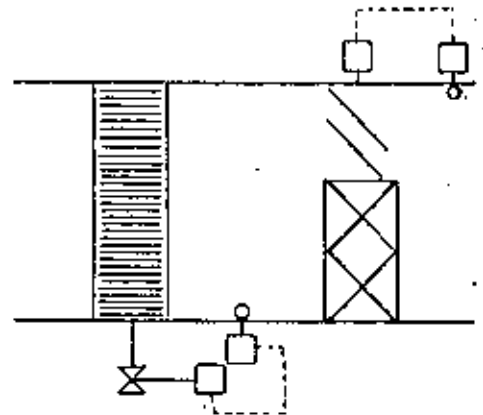
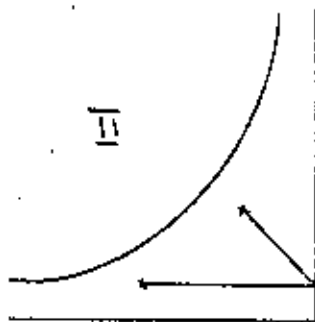
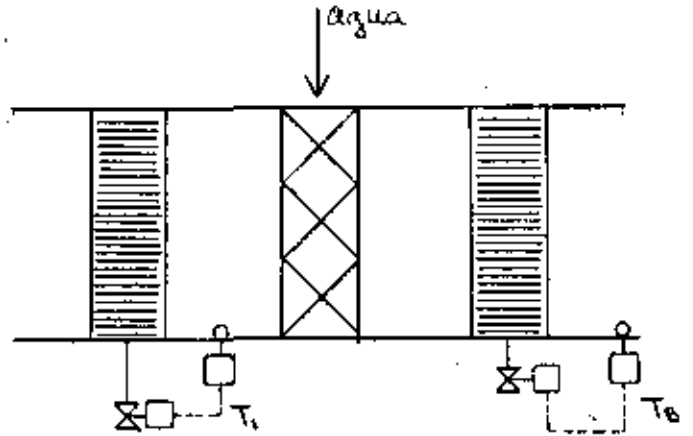
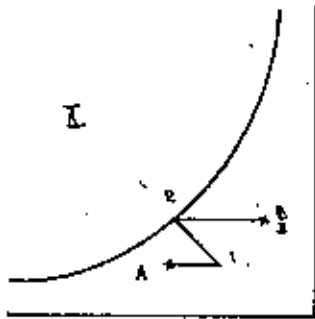
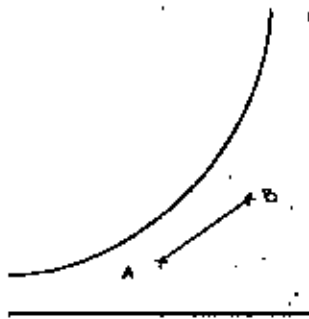
SEPTIEMBRE, 1983

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

En los problemas que se encuentran para el acondicionamiento de cualquier local, es muy frecuente la necesidad de humidificar a deshumidificar el aire con el que se cuenta. Para llevar al aire de una condición "A" a una condición "B" normalmente hay que modificarle su temperatura y su grado de humedad; esto se podrá realizar por medio de los siete procesos psicrométricos que se han descrito con anterioridad empleandolos de varias formas posibles o en secuencias.

Es importante hacer notar que para la solución de un determinado problema habrá una variedad de soluciones posibles, todas ellas buenas; algunas mas sencillas que otras o mejor controlables; en algun momento se encontrará que hay soluciones totalmente equivalentes y que se escojerá una solo por el criterio o gusto del diseñador.





CANTIDAD DE AIRE NECESARIO

El aire que se inyecta a un area acondicionada, tiene como finalidad "recojer" o " Suministrar " calor al espacio que se pretende acondicionar; si se tiene un problema de calefacción, el aire que se introduzca al local deberá tener una temperatura mayor que el ambiente que se pretende mantener, para que al mezclarse con el aire interior ceda calor compensando el calor que está perdiendo el local hacia el exterior. Si se encuentra el caso de enfriamiento requerido en verano, el aire deberá suministrarse mas frío que la temperatura interna del local que se pretende acondicionar

La cantidad de calor que puede tomar o ceder el aire, estará definida por la siguiente expresión:

$$q_s = m C_p \Delta T$$

En donde " q_s " será la cantidad de calor cedida o absorbida por el aire desde su temperatura de entrada hasta llegar a las condiciones interiores propuestas del local.

Este calor se llevará a cabo siempre a humedad constante

La humedad en el interior de un local es una de las variables que se requieren controlar para conservar las condiciones propuestas de diseño; el local normalmente tiene generación de humedad que se debe principalmente al metabolismo de los seres vivos que lo habitan; en el caso general, el aire que se suministre deberá tener una humedad absoluta inferior a la pretendida para el local, con objeto de que al absorber la humedad generada alcance el valor propuesto en el interior del local.

La humedad en el aire representa una cantidad de calor, ya que ésta se encuentra en forma de vapor de agua, se define de la siguiente forma:

$$q_1 = m \Delta H \lambda$$

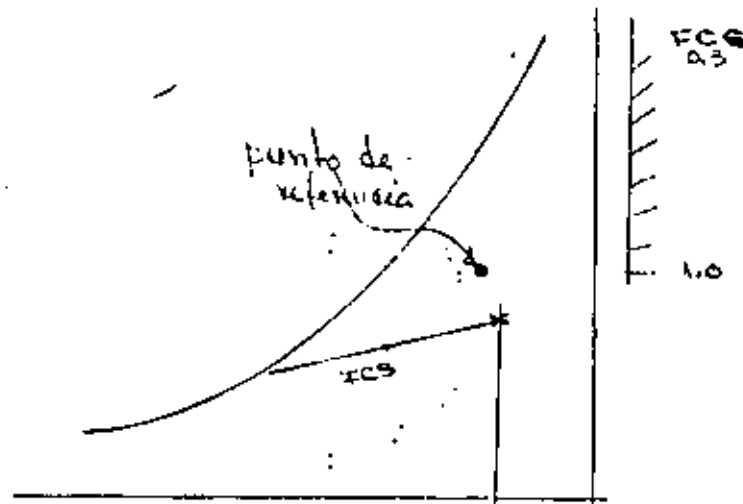
El calor "latente" o calor de vaporización del agua varía con la temperatura, presentándose un problema adicional; sin embargo para el rango que se estima en aire acondicionado (0 a 40 °C) el valor no varía substancialmente, y tomar como "constante" un valor medio es perfectamente permisible.

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

Evidentemente, no es posible introducir una magnitud de aire para recoger el calor sensible y otra para el calor latente; por lo que es necesario considerar que la misma cantidad de aire que se suministre deberá 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

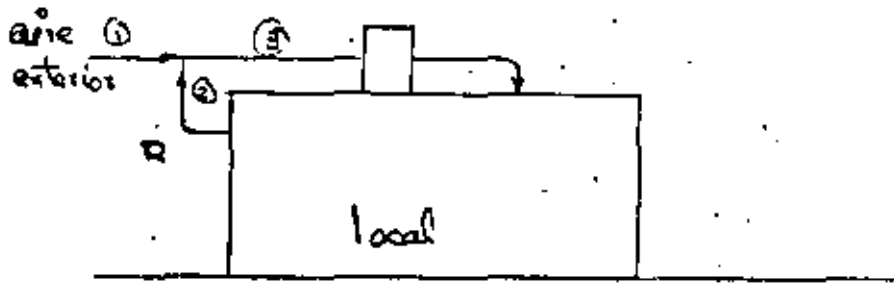


Para el caso de verano la línea de calor sensible tendrá como origen la curva de saturación de la carta psicrométrica y como final el punto que define las condiciones interiores del local. En el caso de calefacción en invierno, se presenta un problema de indefinición de las variables; si el suministro de aire es "muy grande" la diferencial de temperatura será "muy pequeña" y viceversa; el problema estriba en definir que es "muy grande" o que se considera "muy pequeño"; a este respecto se hace necesario el empleo de un criterio auxiliar consistente en el movimiento interno del aire en el local, un flujo excesivo causará corrientes molestas y desagrado, un flujo demasiado pequeño provocará falta de homogeneidad en el ambiente con zonas frías y calientes en el local, lo cuál es sumamente desagradable. La ASHRAE y otros autores han definido que el movimiento de aire en un local debe ser de 10 a 20 veces el volúmen del local por hora y a este criterio se le llama "Cambios por hora" En el caso de calefacción este criterio ayudará a establecer los valores necesarios para el gasto de aire y la temperatura de inyección.

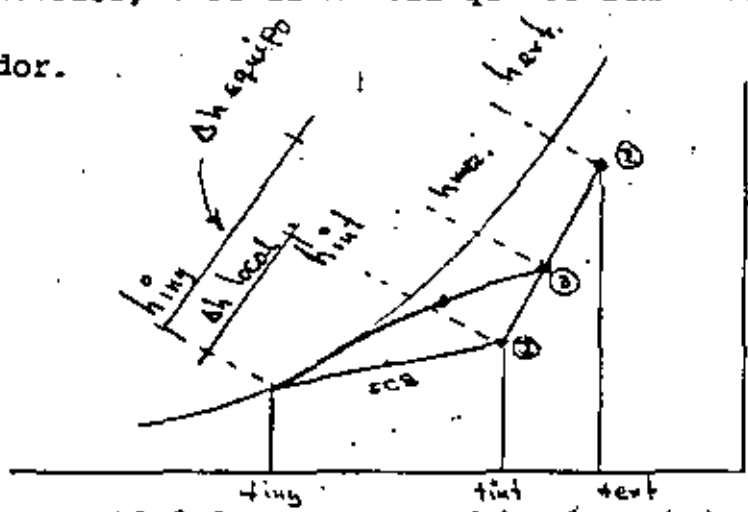
CICLO COMPLETO DEL AIRE'

El aire una vez que 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 economía de importancia; no es posible recircular todo el aire por lo que se retornará solamente el máximo permisible. Se deberá mezclar este aire de recirculación con el mínimo posible de aire exterior (éste estará en función del número de personas y el tipo de actividad que se desarrolla)



La mezcla de aire obtenida del aire de recirculación y al aire exterior, será la mezcla que se suministre al equipo acondicionador.



La cantidad de calor que deberá suministrar o quitar el equipo de acondicionamiento será la diferencia de entalpias entre el aire de mezcla y las condiciones de inyección; normalmente la carga del equipo es diferente de la carga del local



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

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO

TABLAS PARA CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR
A TRAVES DE PAREDES

SEPTIEMBRE, 1983

TABLA IX-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes

Latitud norte Pared hacia el:	TIEMPO SOLAR										Latitud sur Pared hacia el:
	A.M.					P.M.					
	8	10	12	2	4	6	8	10	12		
Color exterior de la pared (0=oscuro, 1=claro)											
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0											

Tabla de 6 pies																		
NE	25	10	21	12	11	10	12	10	11	14	11	10	10	6	4	2	2	SE
E	30	14	30	14	37	16	12	17	11	14	14	10	10	6	4	2	2	E
SE	13	6	26	16	24	18	21	10	14	11	11	10	10	6	4	2	2	NE
S	-1	-1	4	0	22	12	30	20	26	20	17	14	10	10	6	4	2	N
SO	-4	-4	0	-2	0	4	28	22	19	24	12	25	21	20	6	4	2	NO
O	-1	-4	0	0	8	6	27	12	40	28	18	33	22	22	6	4	2	O
NO	-4	-4	0	-3	8	4	12	10	24	20	49	28	31	24	6	4	2	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	4	4	10	10	11	11	12	12	8	8	4	4	0	S (sombra)

Tabla de 8 pies																		
NE	-2	-4	24	12	20	10	6	12	10	11	14	12	17	10	6	4	4	SE
E	2	0	30	14	31	17	11	11	12	12	11	11	12	10	6	6	6	E
SE	-2	-2	20	10	34	16	24	14	14	11	11	12	12	10	6	6	6	NE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	21	16	24	19	20	18	12	12	6	4	4	N
SO	0	-2	0	-3	2	2	12	8	32	22	18	26	31	21	10	6	6	NO
O	0	-2	0	0	4	2	19	8	26	18	40	28	42	24	16	14	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	30	23	31	21	12	10	6	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	0	0	10	10	12	12	12	8	8	4	4	S (sombra)

Tabla de 10 pies																		
NE	0	0	0	0	20	10	16	10	10	6	12	10	11	12	10	6	4	SE
E	4	2	12	4	24	12	26	14	24	12	12	10	11	12	10	10	6	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	11	12	11	12	10	6	6	NE
S	0	0	0	0	12	6	24	11	26	15	20	11	12	10	6	6	6	N
SO	2	0	2	0	2	0	8	4	12	10	26	18	20	20	18	6	6	NO
O	4	2	4	2	4	2	6	4	10	8	18	11	30	22	22	14	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	30	22	10	SO
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	0	6	6	10	10	10	10	6	6	6	S (sombra)

Tabla de 12 pies																		
NE	2	2	2	2	10	2	16	8	14	8	10	10	10	10	6	6	6	SE
E	8	4	8	4	14	8	18	10	18	10	11	10	11	10	12	10	6	E
SE	8	4	8	4	14	10	18	12	16	10	10	10	10	10	6	6	6	NE
S	4	2	4	2	4	2	18	6	16	10	16	12	12	10	6	6	6	N
SO	8	4	8	4	4	4	10	6	12	20	12	21	16	20	14	6	6	NO
O	8	4	8	4	4	4	10	6	11	20	16	21	16	24	16	6	6	O
NO	2	2	2	2	2	2	4	2	4	8	10	16	11	18	14	6	6	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	S (sombra)

Tabla de 14 pies																		
NE	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	SE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	14	10	11	10	12	10	6	E
SE	10	8	10	8	10	8	10	6	10	8	12	8	10	10	12	8	6	NE
S	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	N
SO	10	8	10	8	10	8	10	6	10	8	10	8	12	8	11	10	6	NO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	8	10	8	12	8	10	10	6	O
NO	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	SO
N (sombra)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	S (sombra)

284 refrigeración

TABLA IX-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes (conclusión)

Latitud norte Pared hacia el:	TIEMPO SOLAR										Latitud sur Pared hacia el:
	A.M.					P.M.					
	8	10	12	2	4	6	8	10	12		
Color exterior de la pared (0=oscuro, 1=claro)											
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0											

Concreto 6 pulgadas de 8 p/g. O bien bloque de concreto de 8 u 8 p/g																			
NE	4	2	4	0	16	3	11	5	10	8	12	8	12	10	10	6	6	SE	
E	8	4	14	8	22	12	21	12	18	10	11	10	14	10	17	10	10	6	E
SE	8	2	6	4	16	10	11	12	18	12	14	12	12	10	12	10	6	NE	
S	2	1	2	1	4	1	12	6	10	12	18	12	11	12	10	6	6	N	
SO	5	2	4	2	8	2	8	4	11	10	22	16	24	16	22	16	6	NO	
O	8	4	8	4	8	4	8	6	12	8	20	14	29	18	28	18	11	10	O
NO	4	2	4	2	4	2	4	4	6	6	12	10	20	14	22	16	6	6	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	6	6	4	4	S (sombra)

Concreto 6 pulgadas de 12 p/g																			
NE	8	4	8	2	8	2	11	5	11	5	10	5	10	8	12	10	6	6	SE
E	10	6	8	6	10	6	18	10	19	12	14	10	12	10	14	10	14	10	E
SE	8	4	8	4	8	4	11	5	16	10	15	10	11	10	12	10	12	10	NE
S	8	4	8	4	8	4	12	6	16	8	11	10	10	12	14	10	10	6	N
SO	8	4	8	4	8	4	6	4	8	6	10	8	19	14	20	14	19	12	NO
O	10	6	8	6	8	6	10	6	10	6	12	8	18	10	24	14	22	11	O
NO	8	4	8	2	8	2	6	4	8	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	6	6	6	6	S (sombra)

NOTAS:

{

 Ganancia total de calor
 debida a la radiación so-
 lar y a la diferencia de
 temperaturas en Btu/h-
 pie²
}
{

 Coeficiente de trans-
 misión de calor de la
 pared en Btu/h-pie²-°F

}
{

 Temperatura dife-
 rencial tomada de
 la tabla

}

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

161 condiciones de comodidad

condiciones recomendables en habitaciones para calentamiento con y sin humidificación.

La *humedad permisible* para diferentes tipos de ventanas también está tabulada (tabla VII-2). Esta humedad que se lee en la tabla evita condensaciones en los cristales, lo cual obviamente trae consigo muchos problemas de humedades.

TABLA VII-2. Humedad relativa máxima permisible para diferentes tipos de ventanas, suponiendo una temperatura interior de 70°F

TIPO DE VENTANA	U*	Temperatura exterior (°F)				
		30	20	10	0	-10
Marco sencillo y cristal sencillo	1.25	33%	24%	18%	13%	9%
Marco doble y cristal sencillo	0.50	65%	58%	52%	47%	42%
Marco metálico sencillo, cristal doble	1.00	42%	33%	26%	20%	15%
Marco de madera sencillo, cristal doble	0.60	60%	52%	45%	40%	35%
Bloque de cristal (de 4")	0.65	57%	49%	42%	37%	32%

* Se permiten altos valores de U para efectos de viento considerables.
De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Rea E. Churne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

La siguiente expresión se puede usar para obtener la *temperatura de rocío permisible* y no tener condensaciones.

$$t_w = t_i - (t_i - t_e) U/f \quad (\text{VII-1})$$

t_w — temperatura de rocío a la que ocurre la primera condensación en °F.

t_i — temperatura de bulbo seco interior.

t_e — temperatura de bulbo seco exterior.

U — coeficiente de transmisión (Btu/h-pie²°F).

f_i — coeficiente de la película interior.

VIII. CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL MOVIMIENTO DE AIRE

La ASHRAE ha establecido como límite una *velocidad de 15 a 40 pies/min* cuando las personas están sin hacer alguna actividad física; arriba de 40 pies/min causa sensaciones de chiflón y se usa solamente en lugares donde se realizan trabajos físicos.

VII.9 CONDICIONES DE VENTILACIÓN

Hay poca necesidad de ventilación para diluir el CO₂ de la

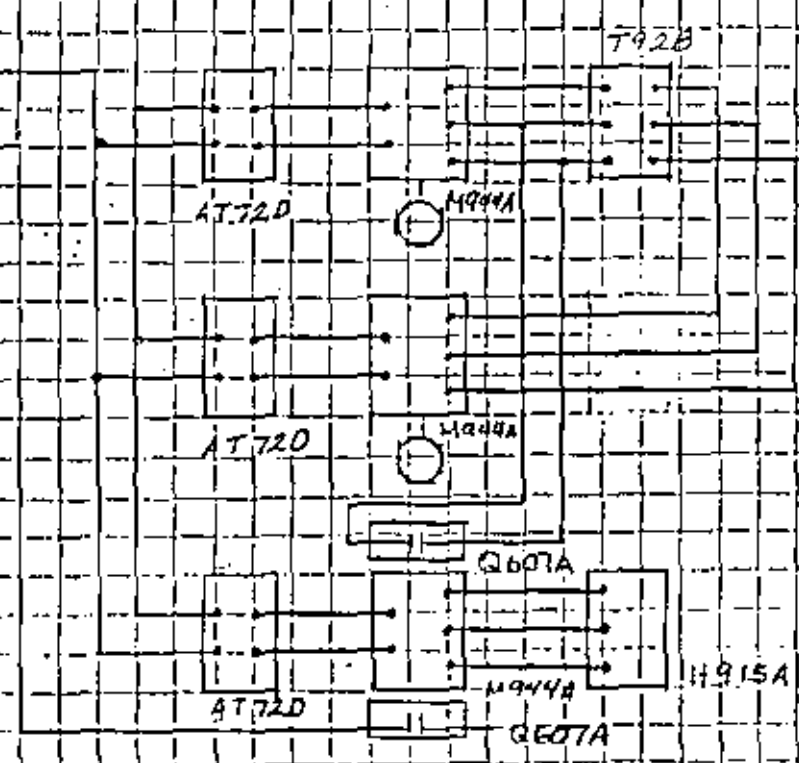
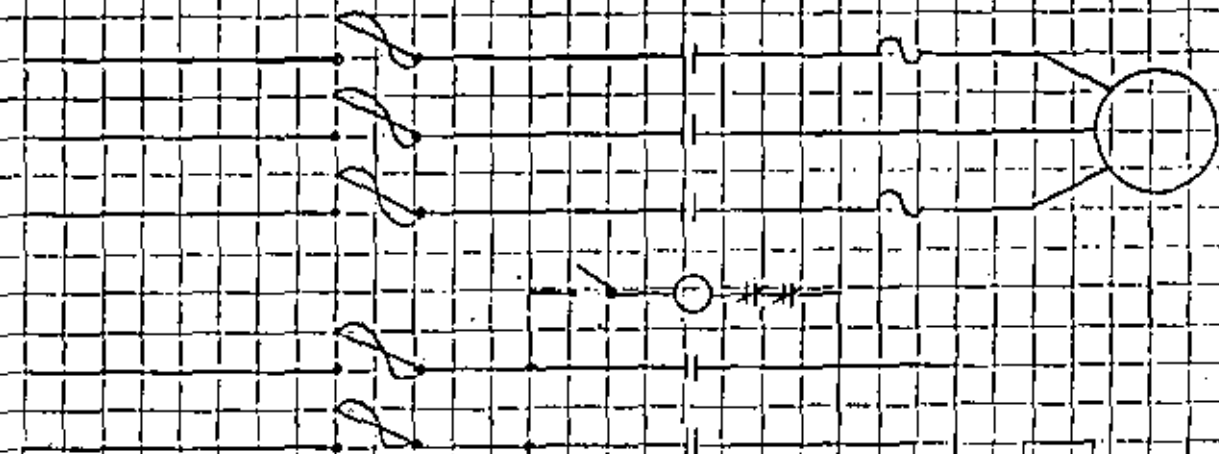
TABLA IX-5. Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos

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%.



DIRECTORIO DE ALUNNOS DEL CURSO "PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO" QUE SE IMPARTIO IMPAKPIO EN EL PALACIO DE MINERIA DEL 12 AL 24 DE SEPTIEMBRE DE 1983.

- 1.- ASCENCIO GARCIA RAYMUNDO
S. P. P.
RESIDENTE DE MANTENIMIENTO
DIRECCION DE POLITICA INFORMATIVA
761-77-03 EXT. 231
AZUCENAS No. 52
COL. VILLA DE LAS FLORES
COACALCO EDO. DE MEXICO
05770 EDO. DE MEXICO
875-24-76
- 2.- AGUIRRE GOMEZ LUIS ORENCIO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
MISSISSIPPI No. 71
11o. PISO
NORTE 21 No. 52
COL. MOCTEZUMA
762-00-75
- 3.- ARTEAGA ARRIAGA GERARDO
M.C. INSTALACIONES Y CONSTRUCCIONES
CREPUSCULO No. 43 P. DE CARRASCO
COL. P. DE CARRASCO
655-15-17 y 655-19-99
AV. LAZARO CARDENAS No. 590 DEPTO. 203
COL. ALAMOS
579-80-44
- 4.- BAZAN GAYTAN JORGE
AEROPUEBTOS Y SERVICIOS AUXILIARES
PROYECTISTA
AV. 602 No. 161
COL. SAN JUAN DE ARAGON
DELEGACION GUASTAVO A. MADERO
762-74-44 ext. 153
LEON GUZMAN No. 107
COL. CONSTITUCION DE LA REP.
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
781-20-41
- 5.- BECERRA GUTIERREZ GERMAN H.
ELECTROCONSTRUCTORA, S.A.
GERENTE DE PROYECTO
LEIBNITZ No. 34-4o. PISO
COL. ANZUREZ
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11500 MEXICO, D.F.
514-19-94
AV. ARTEAGA Y SALAZAR No. 6281
COL. CONTADERO
DELEGACION CUAJIMALPA
05500 MEXICO, D.F.
812-17-09
- 6.- BERMUDEZ CARBAJAL ALEJANDRO
MULTIBANCO COMERMEX
GERENTE MANTENIMIENTO MAYOR
XOCINGO No. 65-7o. PISO
COL. TRANSITO
761-20-11 EXT. 314
ALONDRA No. 184
COL. PARQUE RESIDENCIAL COACALCO
EDO. DE MEXICO
874-64-65
- 7.- CAMPOS FRANCISCO JAVIER
O.T.E.P.I., S.A.
SUPERVISOR DE OBRA ELECTROMECHANICA
ANGEL URRAZA No. 307
COL. DEL VALLE
03100 MEXICO, D.F.
543-67-41
EDIF. E-15 DEPTO. No. 22
TORRES DE MIXCOAC
DELEGACION ALVARO OBREGON
01480 MEXICO, D.F.
651-61-13

- 8.- CASTILLO MATUS JOSE LUIS
CONSTRUCCIONES Y MANTENIMIENTO
MECANEL, S.A.
DELEGADO DE MANTENIMIENTO
INSURGENTES SUR No. 189-803
COL. ROMA
06700 MEXICO, D.F.
514-62-36
- 9.- CONTRERAS MIER Y TERAN C.
INGENIERIA Y PROCESAMIENTO
ELECTRONICO, S.A.
ING. DE PROYECTO
SAN LORENZO No. 153-7o. PISO
COL. DEL VALLE
03100 MEXICO, D.F.
575-77089
- 10.- CORTES GIRON VALDEMAR G.
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
ESPECIALISTA EN TURBO MAQUINARIA
EJE CENTRAL LAZARO CARDENAS No. 152
567-66-00 ext. 2583
- 11.- CARRANCO MUÑOZ CARLOS M.
ESTUDIOS Y DESARROLLOS INMOBILIARIOS
COORDINADOR DE PROYECTOS
MINERIA No. 145
COL. ESCANDON
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11800 MEXICO, D.F.
271-12-37
- 12.- CASTILLO LOPEZ SABAS
FUERZA Y CLIMA, S.A.
SUPERVISOR
CALZADA MEXICO TACUBA No. 392
COL. POPOTLA
396-39-72
- 13.- CONTRERAS SANCHEZ FERNANDO
CENTRO DE ESTUDIOS TECNOLOGICOS
PROFESOR
AV. 661 S/N
UNIDAD SAN JUAN DE ARAGON
07920
- 14.- DEL COLLADO GUTIERREZ FRANCISCO
INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL
ASESOR DEPARTAMENTO INGENIERIA
CENTRO MEDICO LA RAZA VALLEJO
Y JACARANDAS
583-31-51
- 15.- DIAZ MORALES RUBEN
CENTRO BANCOMER
SUPERVISOR
AVENIDA UNIVERSIDAD No. 1200
COL. XOCO
534-00-34 ext. 5655
- CERRO COPORO No. 64
COL. CAMPESTRE CHURUBUSCO
DELEGACION COYOACAN
04200 MEXICO, D.F.
549-87-50
- EMPRERADORES AZTECAS No. 14
COL. MAGDALENA ATLAZOLPA
IZTAPALAPA 0942
657-57-49
- EDIF. 17-102
UNIDAD HABITACIONAL POVISSSTE
COL. SAN PEDRO MARTIR
DELEGACION TLALPAN
- ODISFA No. 54
COL. LOMAS DE AXOMIATLA
DELEGACION VILLA ALVARO OBREGON
01820 MEXICO, D.F.
593-99-64
- ASTURIAS No. 43
COL. ALAMOS
- BLVD. PRADOS DE ARAGON LOTE 70 mza. 10
FRACC. PRADOS DE ARAGON
CD. NETZAHUALCOYOTL
57170 MEXICO, D.F.
- RIO GUADIANA No. 6
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION CUAUHTEMOC
06500 MEXICO, DF.
535-59-70
- 1er. CALLEJON 5 DE MAYO No. 19
BARRIO STA. BARBARA
IZTAPALAPA D.F.
09310
670-08-50

- 16.- ESCALERA BELMONTE ELEUTERIO
CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO
INGENIERO DE OPERACION
MELCHOR OCAMPO No. 171 OF. 212
COL. TLAXPANA
DELEGACION CUAUHEMOC
546-80-85
- C.U.P.A. EDIF. C-321
COL. DEL VALLE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03100 MEXICO, D.F.
524-26-19
- 17.- FERNANDEZ LOZANO AGUSTIN
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
JEFE DE CENA. PROYECTOS ARQUITECTONICOS
TERRESTRES
AV. 100 MTS. (LAZARO CARDENAS No. 152)
COL. INDUSTRIAL VALLEJO
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
567-66-00
- SELENE No. 3
COL. VALLE ENSUENOS
CUAUTITLAN IZCALLI
EDO. DE MEXICO
87-3-86-42
- 18.- FERNANDEZ HERNANDEZ ELIGIO
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
INGENIERO DE DISEÑO ELECTRICO
AV. EJE CENTRAL LAZARO CARDENAS 152
COL. SAN BARTOLO ATEPEHUACAN
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
07730 MEXICO, D.F.
567-66-00 EXT. 2297 y 2394
- NETZAHUALCOYOTL No. 140-6
COL. CENTRO
DELEGACION CUAUHEMOC
585-73-63
- 19.- FLORES PEREZ BENITO
ESTUDIOS Y DESARROLLOS INMOBILIARIOS
GRUPO ICA
SUPERINTENDENTE DE INSTALACIONES
MINERIA No. 140
COL. ESCANDON
271-12-371
- ORIENTE 49 No. 302
COL. VILLA DE CORTES
03530 MEXICO, D.F.
579-22-63
- 20.- GARCIA ROSALES DANIEL JULIAN
PEMEX CIA. TRANSPORTES AEREOS
TECNICO ESPECIALIZADO ELECTRONICA
AERONAUTICA
HANGAR PEMEX PTA. 9 AEROPUERTO INTERN.
COL. AVIACION CIVIL
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
558-29-99
- ATZAYACATL No. 16-3
COL. ANAHUACA
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11370 MEXICO, D.F.
535-47-80
- 21.- GARIBAY ORZCO GUILLERMO RADAMEZ
FACULTAD DE ARQUITECTURA UNAM
PROFESOR DE ASIGNATURA
CIUDAD UNIVERSITARIA
- AV. UNIVERSIDAD No. 2014
PARAGUAY A-901
UNIDAD INTEGRACION LATINOAMERICANA
COYOACAN 04000
544-60-94 y 658-18-76
- 22.- GOMEZ MARTINEZ JOSE JESUS
AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES
PROYECTISTA
AV. 602 No. 161
COL. SAN JUAN DE ARAGON
- ORIENTE 168 No. 165
COL. MOCTEZUMA 2a. SECCION
VENUSTIANO CARRANZA
15500 MEXICO, D.F.
571-91-39

- 23.- GOMEZ RUIZ I. ADOLFO
 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
 INGENIERO PROYECTISTA
 MISSISSIPI.No. 71 - 12o. PISO
 COL. CUAUHTEMOC
 573-51-33 EXT. 2798
 ESPERANZA No. 758-401
 DELEGACION BENITO JUAREZ
 536-49-05
- 24.- GOMEZ JACOME FRANCISCO G.
 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
 LAGUNA VERDE
 SUPERVISOR
 7-95-98
 GRAL. MIGUEL ALEMAN No. 49
 XALAPA, VER.
- 25.- GONZALEZ MARTINEZ ALEJANDRO FAUSTO
 3 M MEXICO, S.A. DE C. V.
 INGENIERO DE PROYECTOS
 CALZADA SAN JUAN DE ARAGON No. 516
 COL. CARRERA LARDIZABAL
 07070 MEXICO, DF.
 577-21-00
 TAPICERIA No. 67
 COLONIA 10 DE MAYO
 DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
 789-06-69
- 26.- GONZALEZ TORRES EMILIO
 CONSTRUCTORA GARBO, S.A.
 RESIDENTE DE OBRA
 NICOLAS SAN JUAN No. 328
 COL. DEL VALLE
 06100 MEXICO, D.F.
 SAN CAMILITO No. 25-615
 COL. CENTRO
 DELEGACION CUAUHTEMOC
 06010 MEXICO, D.F.
 536-24-15
- 27.- GUERRERO CHAVEZ GENARO
 UNIVERSIDAD AUTONOMA DE PUEBLA
 INGENIERO QUIMICO
 BOULEVARD ATLIXCO No. 64
 COLONIA LA PAZ
 PUEBLA, PUEBLA
 48-11-40
- 28.- GUTIERREZ LUNA SALVADOR
 BANCOMER
 JEFE DE AIRE ACONDICIONADO
 AV. UNIVERSIDAD No. 1200
 COLONIA XOCO
 DELEGACION BENITO JUAREZ
 534-00-34 EXT. 5655
 PALLARES Y PORTINO No. 172-B-201
 COL. COYOACAN
 DELEGACION COYOACAN
 549-80-40
- 29.- HERNANDEZ CASTRO MARIO
 CLE DE MEXICO, S.A.
 JEFE DEPARTAMENTO MECANICO
 AMSTERDAM No. 46-4o. PISO
 COL. HIPODROMO
 DELEGACION CONDESA
 553-40-27
 INSURGENTES SUR No. 4411 E44-2
 COL. TLALCOLIGIA
 DELEGACION TLALPAN
 14430 MEXICO, D.F.
 655-58-21
- 30.- HERNANDEZ GALVAN JUAN LUIS
 INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIONES NUCLEARES
 PROYECTISTA
 BENJAMIN FRANKLIN No. 161
 COL. CONDESA
 271-30-01 y 518-23-60 EXT. 316
 ZURBARAN No. 11-1
 COL. MIXCOAC
 DELEGACION BENITO JUAREZ
 C.P. 03910 MEXICO, D.F.
 598-66-79

- 31.- HERNANDEZ IBARRA JUAN GABRIEL
A. DE MEXICO, S.A.
INGENIERO DE PROYECTO
VICENTE GUERRERO No. 128
COL. SAN MIGUEL IZTAPALAPA
691-71-15 y 691-71-27
CASTILLA No. 157-1
COL. ALAMOS
DELEGACION BENITO JUAREZ
03400 MEXICO, D.F.
538-77-00
- 32.- JARAMILLO CASTRO FRANCISCO
BANOBAS
SUPERVISOR
INSURGENTES NORTE No. 423
COL. GUERRERO
583-00-22 EXT. 153
AGUSTIN GUTIERREZ No. 43-1 B
COL. GRAL. ANAYA
DELEGACION BENITO JUAREZ
03340 MEXICO, D.F.
688-28-80
- 33.- LOPEZ ESPINOSA LUIS ALFONSO
AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES
JEFE DE DEPARTAMENTO
AV. 602 No. 161
COL. SAN JUAN DE ARAGON
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
762-79-44 EXT. 729
GEMELOS No. 14
COL. PRADOS CHURUBUSCO
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
04320 MEXICO, D.F.
522-31-18
- 34.- LUNA CALVA ARMANDO
CIA. DE LUZ Y FZA. DEL CENTRO
TECNICO PROYECTISTA
MELCHOR OCAMPO No. 171
COL. ANAHUAC
DELEGACION CUAUHTEMOC
559-15-37
MEYERBEER No. 133-303
COL. GUADALUPE VICTORIA
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
C.P. 07790 MEXICO, D.F.
559-15-37
- 35.- MANDUJANO WILCH CARLOS S.
INGS. MANDUJANO Y MENDOZA, S. DE R.L.
GERENTE DE INGENIERIA
HEROES DE PADILLA No. 16
COL. TACUBAYA
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
515-87-40 y 277-89-00
ESPIGONES No. 9
COL. LAS AGUILAS
DELEGACION VILLA A. OBREGON
593-00-92
- 36.- MEDINA JOSE MIGUEL
- 37.- MARTINEZ LICONA GERARDO JESUS
TELEVISA, S.A.
JEFATURA AIRE ACONDICIONADO
AV. CIAPULTEPEC No. 18
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
512-24-47
PCO. DEL PASO Y TRONCOSO No. 66 E-1
COL. JARDIN BALBUENA
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
C.P. 15900 MEXICO, D.F.
762-55-73
- 38.- MARTINEZ VELAZQUEZ GABRIEL
ROFOMEX
INGENIERO MECANICO
LINARES No. 90
COL. ROMA SUR
DELEGACION CUAUHTEMOC
DR. MARTINEZ DEL RIO No. 65-11
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
761-60-29

- 39.- MENDOZA MARTINEZ VICTOR MANUEL
INGE. MANDUJANO Y MENDOZA S. DE R.L.
GERENTE DE INSTALACION
HEROES DE PADIENNA No. 16
COL. TACUBAYA
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11870 MEXICO, DF.
515-87-40
- VALPARAISO No. 419
COL. VALLE DORADO
DELEGACION TLALIHUEPANTIA
379-03-20
- 40.- MONTES CRUZ MANUEL RAUL
I.S.T.M.E., S.A.
JEFE DE SECCION DE AIRE ACONDICIONADO
LEGARIA No. 252
COL. PENSIL
399-69-22
- CALLE 1 No. 373 - 9
COL. AZCAPOTZALCO
DELEGACION AZCAPOTZALCO
02930 MEXICO, D.F.
556-76-20
- 41.- MORELOS GARCIA JOSE LUIS
DIRECCION GENERAL DE TELECOMUNICACIONES
S. C. T.
SUPERVISOR DE INSTALACIONES Y EQ. COMPUTO
AV. LAZARO CARDENAS No. 567-4o. PISO
EDIFICIO ANEXO
COL. NAVARTE
530-30-60 EXT. 358 y 636
- MAGNOLIA No. 146 INT. 7
COL. GUERRERO
DELEGACION CUAUHTEMOC
06300 MEXICO, D.F.
546-20-80
- 42.- NAVARRO RODRIGUEZ GUSTAVO
FONDO NACIONAL DE FOMENTO AL TURISMO
JEFE DEL DEPTO. ELECTRO MECANICO
DINAMARCA No. 84-6o. PISO
COL. JUAREZ
DELEGACION CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
546-75-92
- TONALA No. 307-202
DELEGACION CUAUHTEMOC
06760 MEXICO, D.F.
- 43.- NIVON SOLIS DIDIER
IPESA
COL. DEL VALLE
575-77-89
- AGUASCALIENTES No. 5
COL. ROMA
DELEGACION CUAUHTEMOC
574-44-80
- 44.- ORENCIO AGUIRRE LUIS
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
(republica)
- 45.- PAREDES CARBAJAL ARMANDO
PROYECTOS E INGENIERIA PYCOR, S.A.
INGENIERO DE DISEÑO
RIO RHH No. 44
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION CUAUHTEMOC
06500 MEXICO, D.F.
566-26-00
- RIO LERMA No. 50 INT. F
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION CUAUHTEMOC
06500 MEXICO, D.F.
514-54-06
- 46.- PEREZ RUIZ ENRIQUE
AEROMEXICO
TECNICO ELECTRICISTA 3a.
AEROPUERTO
- EUGENIA No. 1402 -6
COL. NAVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03020 MEXICO, D.F.
687-07-40

- 47.- PONCE MAGDALENA GERARDO
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE AGUASCALIENTES
MAESTRO
AVENIDA UNIVERSIDAD S/N
7-05-05
ROBLE No. 119
COL. LOMAS DEL VALLE
2-24-42
- 48.- PRIETO DAVILA MARIO
KODAK MEXICANA, S.A.
SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO
CALZADA DE TLALPAN No. 2980
COL. ESPARTACO
DELEGACION COYOACAN
677-32-44
AV. 503 No. 297
COL. UNIDAD ARAGON
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
551-27-79
- 49.- RANGEL JAUREZ JOSE
MITUTUOYO MEXICANA, S.A. DE C.V.
ASESOR TECNICO
WALTER C. BUCHANAN No. 236-A
NAUCALPAN DE JUAREZ EDO. DE MEX.
576-87-99
SUR 113-A No. 759
COL. SECTOR POPULAR
DELEGACION IZTAPALAPA
582-70-29
- 50.- SALAZAR SALAZAR RUBEN DARIO
GRUPO CARLSON, S.A. DE C. V.
GERENTE DE PROYECTOS
NUEVA YORK No. 310 PENT-HOUSE
COLONIA NAPOLES
DELEGACION BENITO JUAREZ
687-36-66
PETEN No. 558 DEPTO. B
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
553-64-84
- 51.- SANDOVAL OLIVARES HUMBERTO
U. N. A. M.
PROFESOR
CIUDAD UNIVERSITARIA
PLAZUELA SAN JUAN No. 16
COL. KOCHICALCO
16000 MEXICO, D.F.
676-21-87
- 52.- SOTO JAVIER
ESTUDIOS Y DESARROLLOS INMOBILIARIOS
- 53.- VALDEZ JAUREZ ROSENDO
A.P.T. INGENIERIA, S.A.
JEFE DE SERVICIOS
ORIENTE 67 - A No. 2926-3
COL. ASTURIAS
DELEGACION CUAUHTEMOC
538-44-36
AV. CENTRAL No. 149-303 A
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
06720 MEXICO, D.F.
- 54.- VALLEJO SANTIN RICARDO JOAQUIN
BIP, S.A.
INGENIERO DE PROYECTOS
BENJAMIN FRANKLIN No. 222-401
516-63-24
INGENIO DE SAN GABRIEL No. 115
RINCONADA COAPA
594-56-03
- 55.- VARGAS SOTO SALOMON
SISTEMA NACIONAL PARA DESARROLLO
DE LA C.
MAESTRO ACTIVIDADES ESPECIALES
EMILIANO ZAPATA No. 340
COL. PORTALES
DELEGACION BENITO JUAREZ
C. ORIENTE 217-A No. 14
COL. AGRICOLA ORIENTAL
DELEGACION IZTACALCO

56.- VILLAVERDE CARRION JESUS
DIRECCION GENERAL DE OBRAS
U. N. .A .M.
SUPERVISOR
AV. REVOLUCION No. 2045
CIUDAD UNIVERSITARIA
550-57-63

SAHUARIPA No. 25
COL. ALVARO OBREGON
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
768-32-37