

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO: PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO, A IMPARTIRSE EN VERACRUZ, VER. DEL 8 AL 12 DE OCTUBRE DE 1984.

- 1.- ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN (COORDINADOR)
GERENTE GENERAL
INGENIERIA QUIMICA APLICADA
AUGUSTO RODIN No. 105 DESPACHO 206
INSURGENTES MIXCOAC
MEXICO, D.F.
TEL. 598-13-01

- 2.- ING. ALBERTO BARAJAS RAMIREZ
TESSMAN Y CIA., S.A.
INSURGENTES SUR No. 591
MEXICO, D.F.
TEL. 672-89-99 ó 672-80-75

- 3.- ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA CALDERON
TEL. 687-20-01 y 587-24-11





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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

INTRODUCCION AL CONTROL AUTOMATICO PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

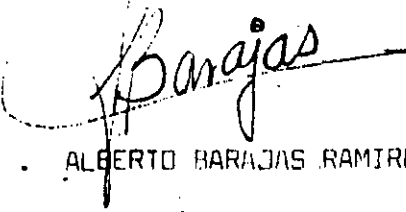
1

INTRODUCCION AL CONTROL AUTOMATICO
PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.

CENTRO DE EDUCACION CONTINUA

FACULTAD DE INGENIERIA

U. N. A. M.


AUTOR: ING. ALBERTO BARAJAS RAMIREZ.

AGOSTO DE 1983.

CONTROL

El propósito de este trabajo, es el de introducir al lector - en una forma simple al estudio y diseño de los sistemas de - control.

El término "aire acondicionado" cubre una muy amplia variedad de equipo, desde un simple calentador a base de petróleo hasta un sistema de control actuado por computadora.


Por esto hay que tomar en cuenta que el equipo y su sistema de control formarán un conjunto inseparable. Hay que tomar en consideración, como en todo, lograr un sistema de control confiable y barato. Ningún sistema de aire acondicionado es mejor que su sistema de control

¿Qué es Control ?

Aunque algunas veces los sistemas de aire acondicionado parecen muy complicados, pueden ser reducidos a elementos fundamentales.

Como en el caso del calentador a base de petróleo, por ejemplo, si tenemos frío, encendemos un cerillo y prendemos la mecha, para proporcionar mayor o menor calor abrimos más o cerramos la llave de combustible.

En este caso ya tenemos identificados los elementos de control de nuestro sistema.



la "variable controlada" es la temperatura del aire en el cuarto, la planta que lo procesa es el calentador, el "elemento controlado" es la flama, el sensor y controlador es la persona en el cuarto que efectuará esta función básica.

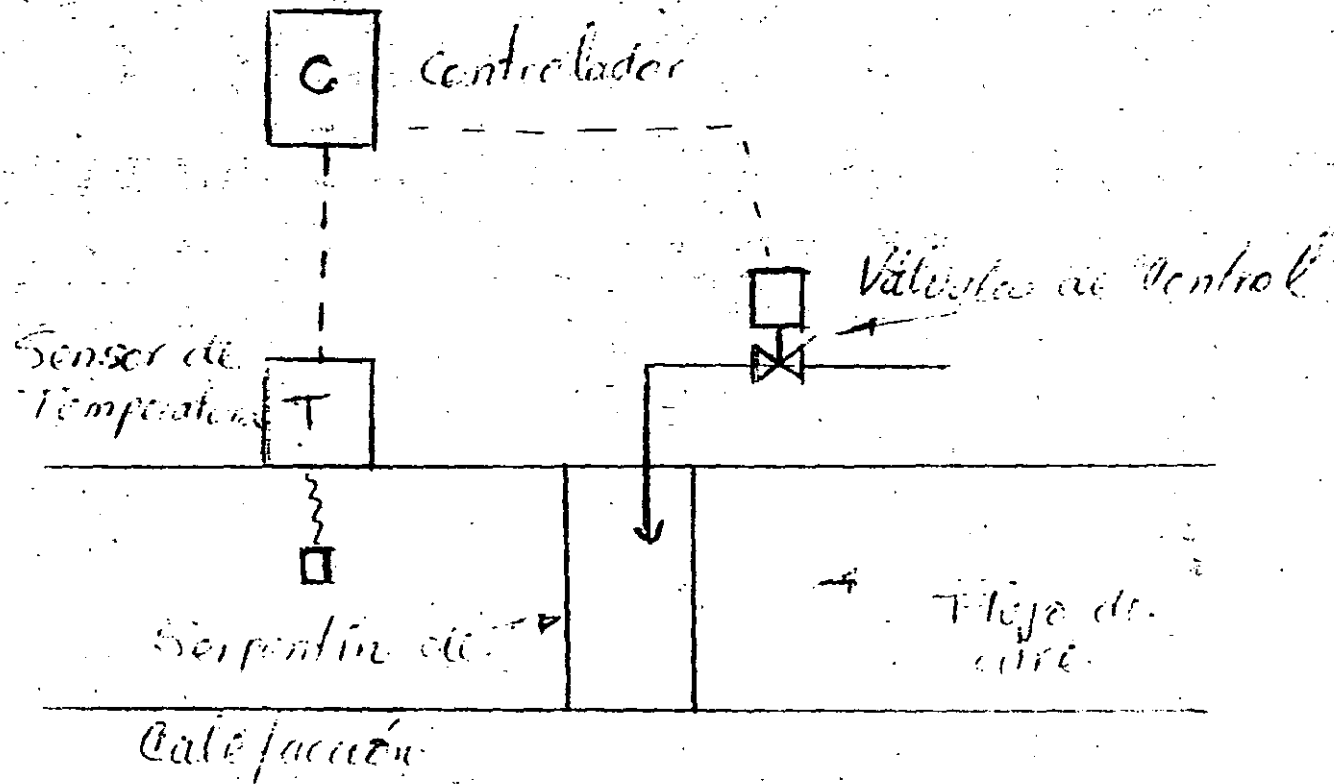
Como se notará una persona no es un controlador sensible. Sin embargo efectúa esta función de sensor controlador, la cual es medir la "variable controlada", compararla con un "punto de ajuste" (la sensación personal de confort) y ajustar el elemento controlado.

Nótese que solo son necesarios tres elementos para un sistema de control:

- a) Sensor
- b) Controlador
- c) Elemento Controlado

SISTEMA ELEMENTAL DE CONTROL.

En la fig. 1, se muestra este sistema, se muestra aire fluyendo a través de un serpentín de calefacción en un ducto. El sensor mide la temperatura del aire una vez que pasó por el serpentín, y pasa la información al controlador. El controlador compara la temperatura del aire con su punto de ajuste y envía la señal de abrir o cerrar la válvula de agua caliente (el elemento controlado), como se requiera para mantener una correspondencia entre la temperatura del aire y el punto de ajuste. Este es un "sistema cerrado", en el cual el cambio de



Sistema Elemental de Control

Figura 1.

[Handwritten signature]

temperatura motivado por un cambio en la posición de la válvula (y/o la carga) será sensado y se requerirán ajustes adicionales como sea necesario. La temperatura del aire se denominará "variable controlada".

Como se notará un sistema de control es simple, las mayores complicaciones resultan cuando se pretende obtener un "mejor" control; o sea, mantener la variable controlada tan cerca al punto de ajuste como sea posible.

La regla principal de los sistemas de control es mantenerlos tan simples como sea posible, evitando apilar "controles de los controles", relevadores, reajustes, etc.

PROPOSITOS DEL SISTEMA DE CONTROL.

Normalmente, se piensa que el propósito de los sistemas de control automático es el proveer control de la temperatura o humedad en un espacio. Pero estas no son las únicas funciones que el sistema puede proporcionar.

También puede controlar la presión relativa entre dos espacios una función muy útil cuando se pretende prevenir una difusión de un contaminante.

Controles de seguridad para prevenir la operación del equipo - cuando no se tienen condiciones seguras de operación. También puede actuar alarmas visibles o audibles para alertar al personal de condiciones anormales de operación.

Los sistemas de control operan más económicamente mientras la capacidad del equipo esté más próxima a la carga.

Un sistema de control automático minimiza la intervención humana y elimina la probabilidad de un error humano.

TIPOS DE CONTROL.

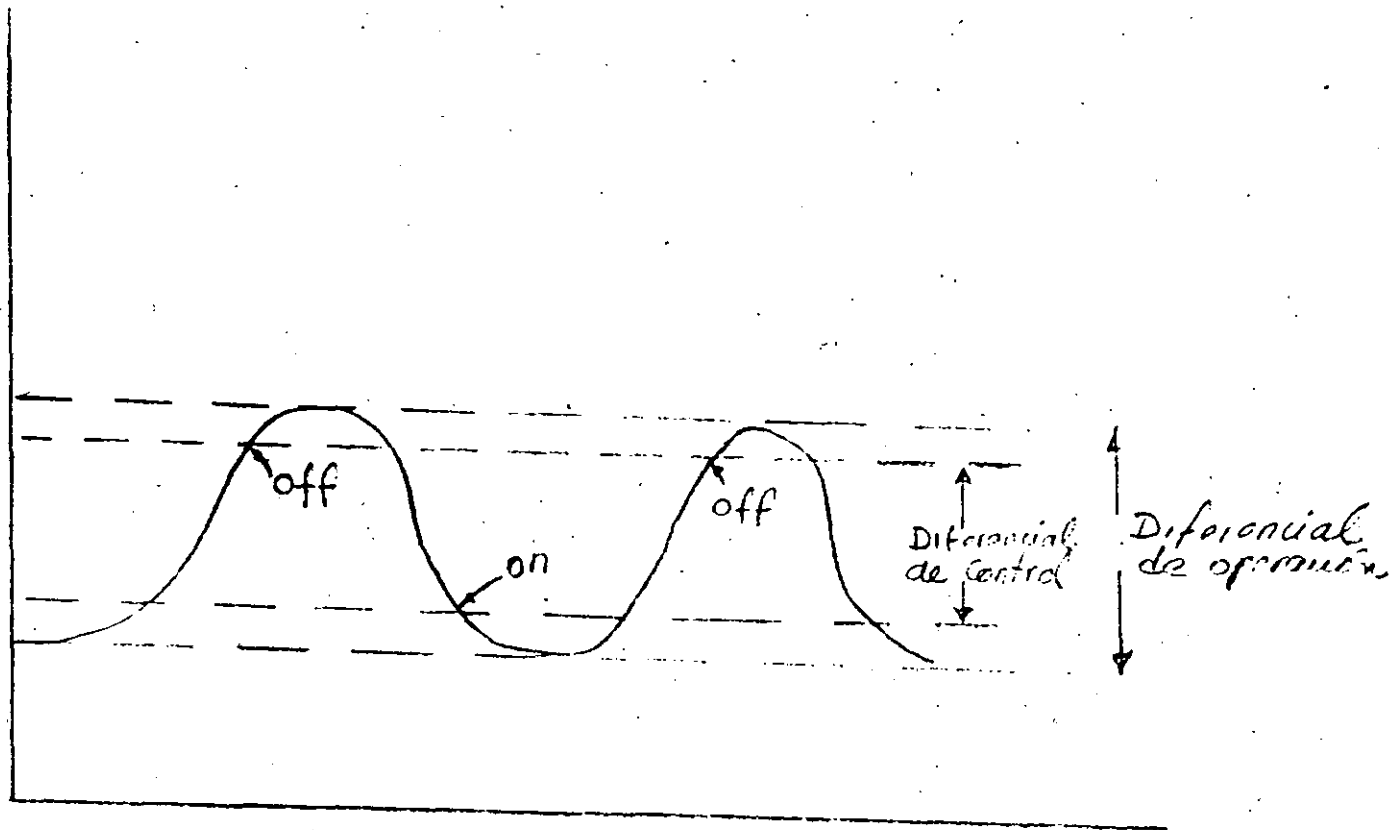
- 1) Control de dos posiciones ó acción "On - Off" (Fig. 2).

Este es el más simple y más obvio. Un ejemplo de acción de dos posiciones es un contacto abierto o cerrado, sin posiciones intermedias. Cualquier controlador de dos posiciones necesita una "diferencial" para prevenir un reciclaje demasiado rápido. Esta diferencial es la diferencia entre el ajuste al cual opera a una posición y el ajuste al cual varía a la otra.

En un termostato éste es expresado en grados de temperatura. El diferencial de cualquier controlador es normalmente menor que el diferencial de operación del sistema de aire acondicionado debido al atraso del instrumento y la respuesta del sistema.

- 2) Control Flotante. (fig. 3).

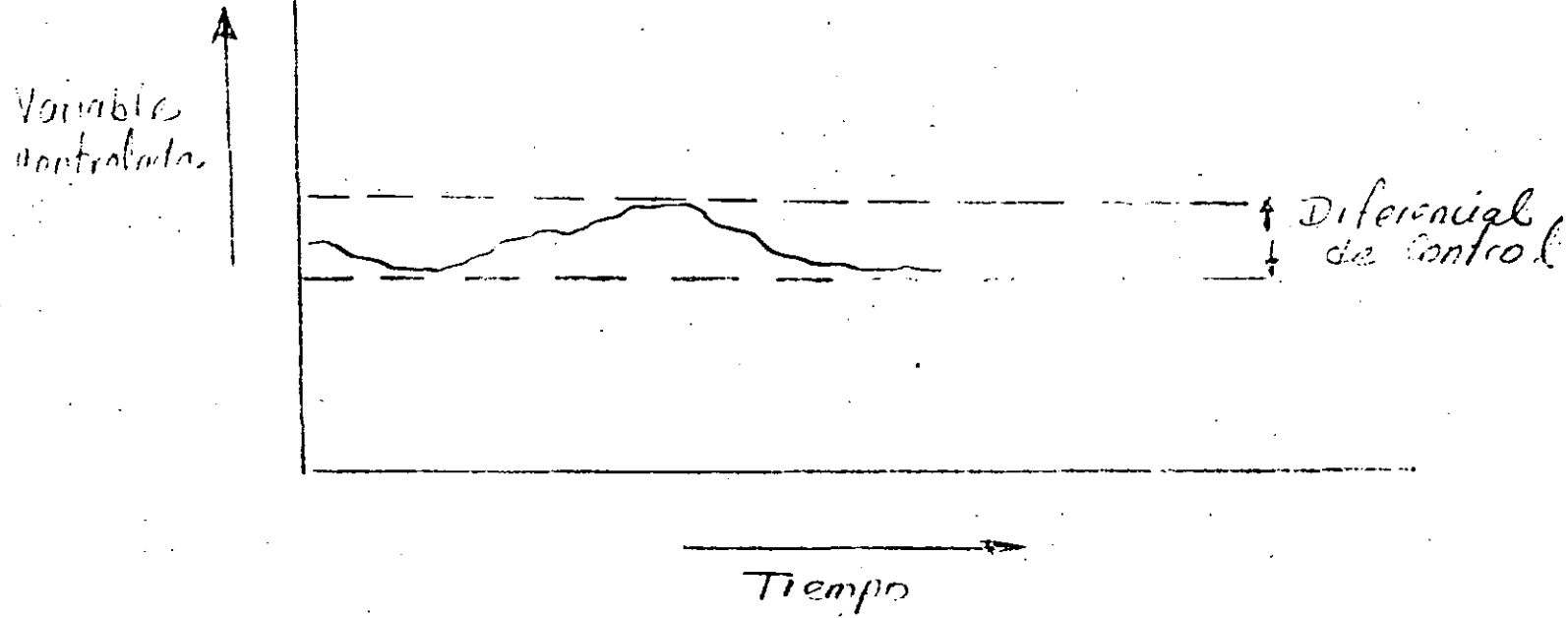
Variable
Controlada



Tiempo

Control de dos posiciones "on-off"
(Límite bajo)

Figura 2



Control de acción flotante
Figura 3

~~19~~

Este término se refiere a un elemento controlado, - el cual puede parar en cualquier punto de su carrera, y puede retroceder sin completar su carrera. - El controlador debe tener un punto muerto o zona - neutral en el cual no envía señales al elemento controlado en una posición parcialmente abierta. Para una buena operación, este sistema requiere una rápida respuesta en la variable controlada, de otra forma no parará en un punto intermedio.

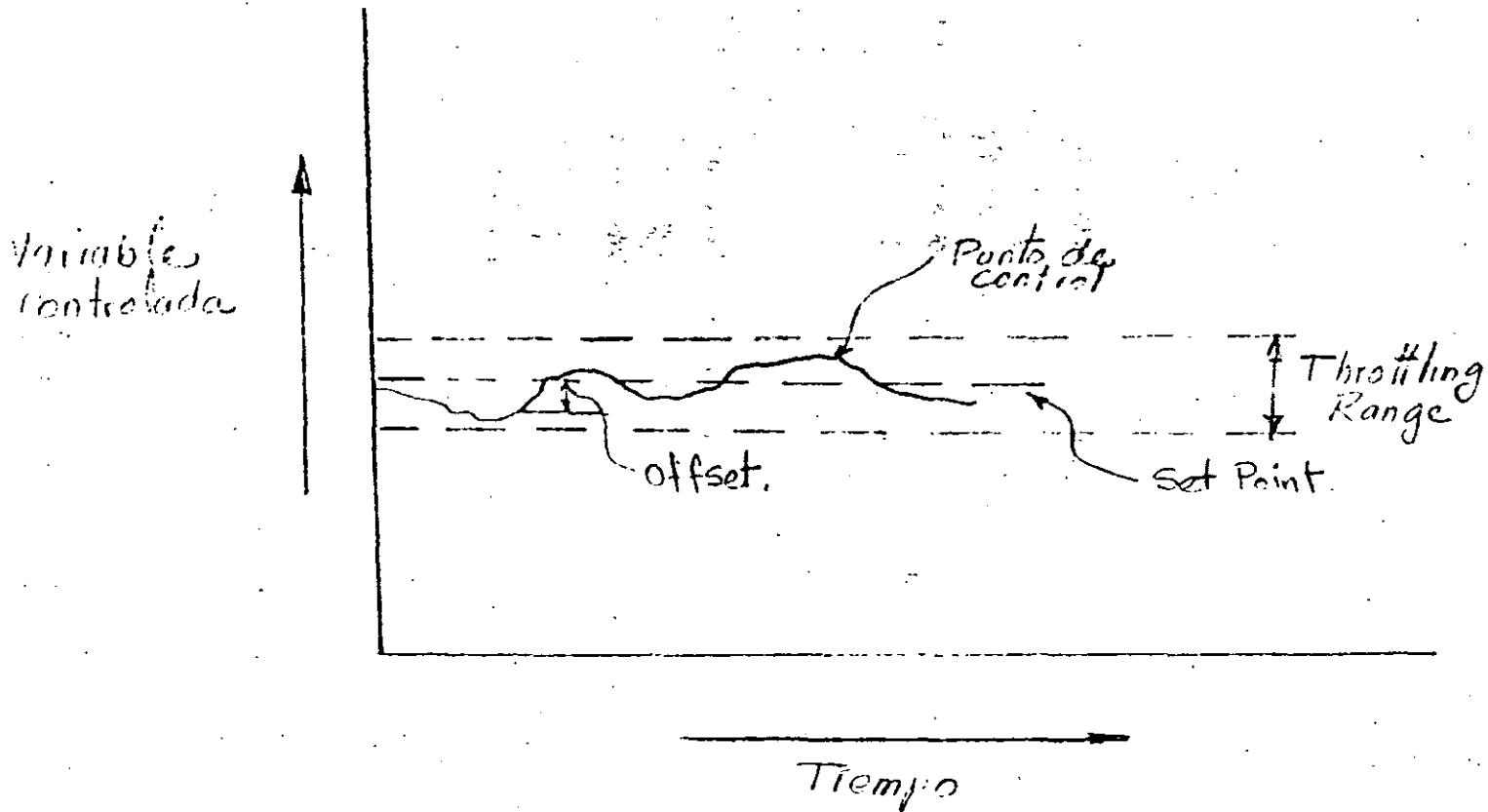
3) Control Proporcional (fig. 4)

El control proporcional no es otra cosa que el control flotante al cual se le integra una retroalimentación. El término retroalimentación significa que el actuador del elemento controlado se mueve solo - lo suficiente para satisfacer la variación de la variable controlada.

El término "control modulante" se utiliza normalmente para este tipo de control, aunque estrictamente hablando el control flotante también es modulante.

En el control proporcional, encontramos nuevos términos:

"THROTTLING RANGE", es el cambio en la variable controlada requerido para que el actuador del elemento controlado corra de un extremo a otro.



Control de acción proporcional
Figura 4

"SET POINT", es el ajuste del controlador y es el valor deseado de la variable controlada.

"PUNTO DE CONTROL", es el valor real de la variable controlada. Si el punto de control cae dentro del "THROTTLING RANGE", del controlador se dice que está en control. Cuando cae fuera, se dice que está fuera de control.

"OFFSET" es la diferencia entre el Set Point y el punto de control.

FUENTES DE ENERGIA PARA LOS SISTEMAS DE CONTROL.

SISTEMAS ELECTRICOS.

Los sistemas eléctricos proveen el control arrancando o suspendiendo el flujo de electricidad o variando el voltaje y corriente por medio de reóstatos o puentes.

SISTEMAS ELECTRONICOS.

Estos sistemas usan muy bajos voltajes (15 volts o menos) y corrientes para sensar y transmitir, con amplificadores electrónicos o servo mecanismos según requieran los elementos controlados.

SISTEMAS NEUMATICOS. - 12

Estos sistemas utilizan aire comprimido. Los cambios en la presión de salida del controlador motivan un cambio de posición en el elemento controlado.

Existen otros tipos de sistema, como son los hidráulicos, fluidicos o autocontenidos pero su aplicación no es muy común y su rango de aplicación es muy específico.

ACCESORIOS DE CONTROL ELECTRICOS Y ELECTRONICOS.

El control eléctrico se puede encontrar en una amplia variedad de formas, y puede ser utilizado en la mayoría de las aplicaciones de los sistemas de aire acondicionado. Todos ellos están basados en uno de los cuatro principios de operación, el interruptor, la bobina electromagnética o solenoide, el motor de dos posiciones y el motor modulante.

Es de desear que el lector comprenda los principios básicos de los circuitos eléctricos.

Cualquier circuito eléctrico incluye tres elementos; una fuente de poder, un interruptor y una carga (fig. 5). La carga representa la resistencia y el consumo de la fuerza. El "switch" o interruptor sirve para lograr las posiciones "on" u "off"

B

En un sistema de control para aire acondicionado, - la carga será un actuador o relevador, el interruptor será el sensor controlador. La fuente de poder es usualmente la corriente eléctrica del edificio, la cual puede ser usada a voltaje normal o transformada a un voltaje menor, normalmente 24 volts.

Algunos controles eléctricos usan corriente directa.

Esta puede ser suministrada por una batería o de -- una fuente de corriente alterna por medio de un - - transformador y un rectificador.

CONTROLES DE DOS POSICIONES:

Sensores.

El bimetalico es el más comunmente usado en termostatos eléctricos ya que puede servir para conducir electricidad.

En la fig. 6 se observa un termostato de 1 polo, 1 tiro. Cuando se usa para calefacción, una disminución en la temperatura del cuarto ocasionará que el bimetalico se incline hacia el contacto. Cuando el contacto está casi cerrado, un pequeño magneto permanente acciona el bimetalico lo suficiente para lograr un contacto rápido. Este magneto también cau-

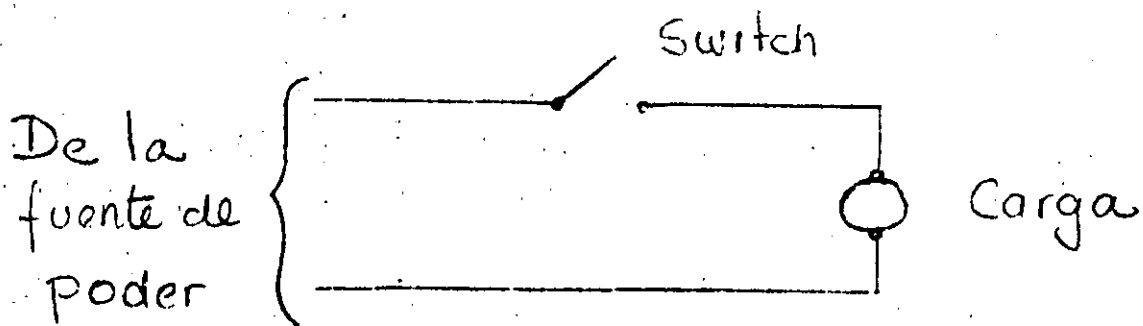


Figura ≡
Circuito Eléctrico.

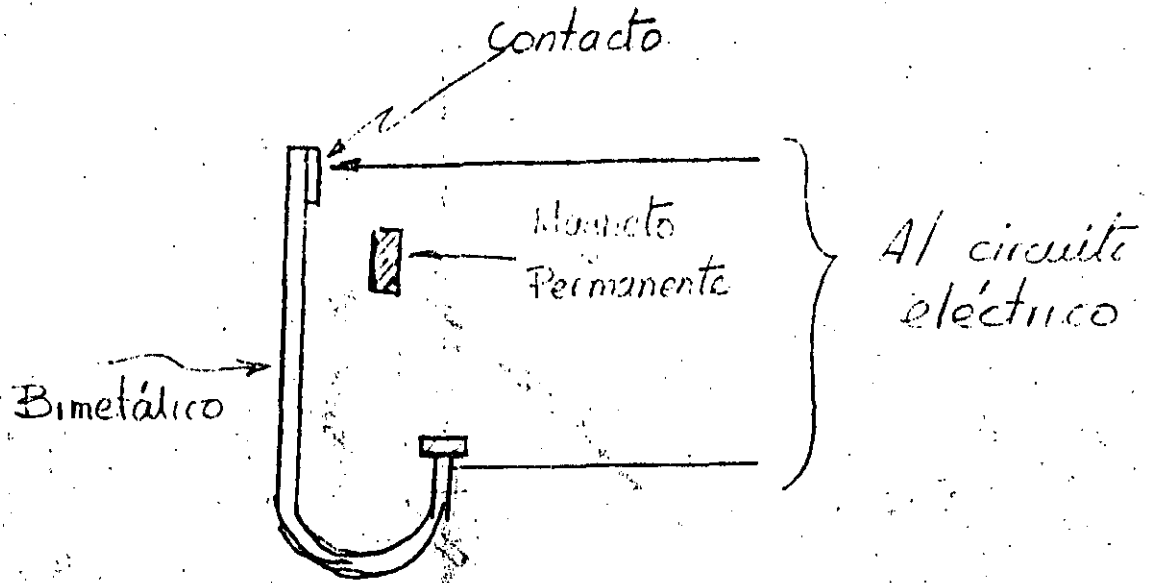


Figura 6

Sensor bimetalico, eléctrico

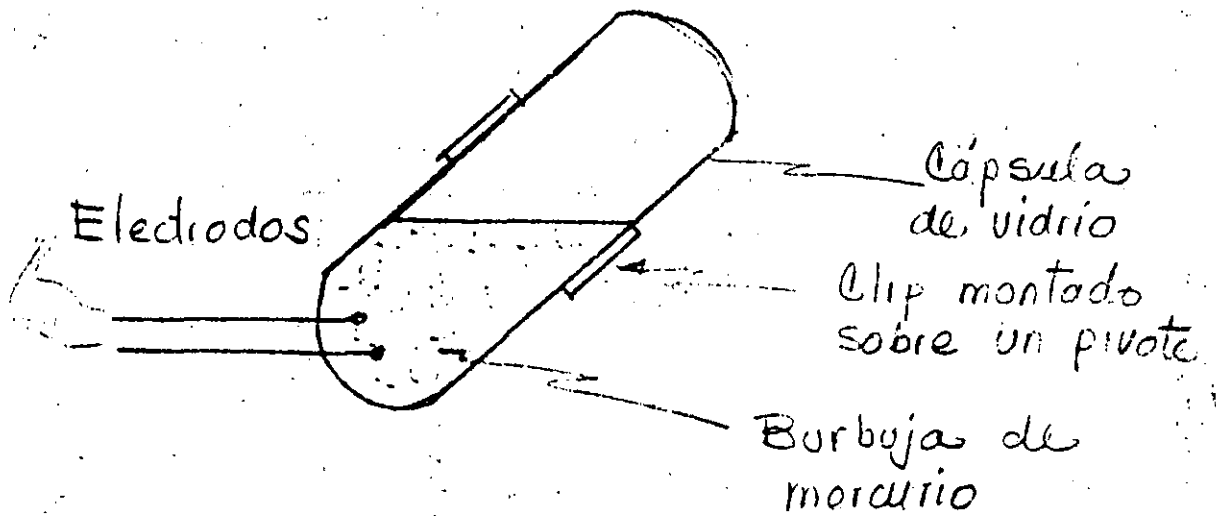


Figura 7
Switch de Mercurio

A handwritten signature or set of initials, possibly 'J.B.', located in the bottom right corner of the page.

sa un atraso al abrir el contacto, ocasionando que al abrir el bimetálico también lo haga rápidamente. Esto minimiza el arco eléctrico y flameo de los contactos y elimina el tableteo.

El bimetálico puede tener otro tipo de contacto, - puede encontrarse en forma de espiral fijo en un extremo y sujeto a un switch de mercurio en el otro - (fig. 7). El switch de mercurio es simplemente un tubo de vidrio lleno parcialmente de mercurio y con los cables en uno de los extremos. Este tubo está sujeto con un clip que remata en un pivote, en tal forma que cuando el bimetálico se dilata, el resorte se estira y el mercurio pasa a ocupar la parte inferior del bulbo, ocasionando el contacto, ya que el mercurio actúa como conductor para conectar los electrodos.

ACCESORIOS ELECTROMAGNETICOS DE CONTROL.

También se les conoce como accesorios electromecánicos, y entre ellos se cuenta a los relevadores, válvulas solenoides y los arrancadores de motores.

Todos estos elementos utilizan el principio del - - electromagnetismo. Cuando una corriente eléctrica fluye a través de un conductor se crea un campo magnético alrededor del mismo. Si el conductor se en-

rolla en forma de una bobina, el campo magnético se hace muy fuerte, y si se coloca un vástago de hierro dulce en el extremo de la bobina este puede ser guiado dentro de ella. Esto es la solenoide que puede ser usada para operar una válvula o un grupo de contactos.

RELEVADORES DE CONTROL.


Son fabricados para manejar pequeñas cantidades de corriente, normalmente no más de 15 amperes, sus bobinas pueden estar fabricadas para que actúen a voltajes muy variados. Normalmente los circuitos de control las utilizan a 127 volts. ó 220 volts.

CONTACTORES ELECTRICOS.

Son muy similares a los relevadores, la diferencia estriba en que sus contactos están fabricados para manejar cantidades mayores de corriente (50, 70 amperes o más).

ARRANCADORES DE MOTORES.

Ellos también usan el actuador de solenoide, y son similares a los relevadores con la adición de acceso



rios llamados "protectores de sobrecarga". Estos accesorios sienten el efecto calorífico de la corriente utilizada por el motor y están calibrados para abrir el circuito cuando la corriente excede el consumo de placa del motor.

RELEVADORES ATRASADORES DE TIEMPO.

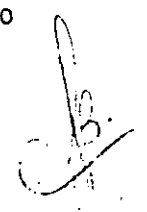
Como su nombre lo indica, proveen un atraso entre el tiempo en que la bobina es energizada o deenergizada, y el tiempo en que los contactos abren o cierran. Este atraso puede ser de una fracción de segundo o bien varias horas.

MOTORES DE DOS POSICIONES.

Los motores de dos posiciones son utilizados para la operación de compuertas o para válvulas que necesitan abrir o cerrar más lentamente que con una solenoide. Estos motores pueden ser unidireccionales ó de regreso con resorte.

MOTORES MODULANTES.

Estos motores son usados para control proporcional y flotante. Deben ser reversibles y capaces de parar y mantenerse en cualquier punto de su ciclo



ACCESORIOS DE CONTROL ELECTRONICO.

Los controles electrónicos se distinguen de los eléctricos por el uso de bajos voltajes (alrededor de 15 volts, pero es común encontrarlos a 5 volts) y el uso de placas de estado sólido y bulbos de amplificación.


Los accesorios electrónicos de control son usados primero como sensores y amplificadores controladores con relevadores para utilizar actuadores neumáticos o eléctricos.

SENSORES ELECTRONICOS

Los sensores electrónicos pueden ser fuelles o bulbos de tipo capilar, con salidas de los fuelles o diafragmas hacia un brazo articulado que conecta a un potenciómetro.

Sin embargo, también se utilizan devanados, ya que el alambre de cobre es sensible a la temperatura y la resistencia se incrementa cuando la temperatura aumenta.

Estos elementos se fabrican en varias formas, con o sin reajuste y calibración local.



Aunque la mayoría de las veces el reajuste y la calibración se efectúa en el amplificador.

Una forma de sensor de humedad utiliza un reactivo químico del tipo higroscópico aplicado como cubierta entre laminillas de oro. Cuando el reactivo absorbe o desprende humedad en respuesta a cambios en la humedad relativa del aire que lo rodea, la resistencia del sistema varía. Otra forma de sensor de humedad utiliza carbón granulado empacado entre dos terminales.

Cuando la humedad es absorbida los granos individuales se dispersan aumentando la resistencia.

Ocasionalmente se utilizan termopares en el control electrónico pero casi siempre como indicadores de temperatura.

SISTEMAS DE CONTROL ELEMENTALES.

Consideraremos solo pequeños segmentos de los grandes sistemas de control. Cada uno de ellos es un sistema de control en sí, y todos los grandes sistemas están formados por la unión de estos sistemas elementales.

CB

22

Además, en la mayoría de los casos la función puede ser efectuada utilizando cualquier tipo de energía-eléctrica, neumática, electrónica, etc.

CONTROLES DE AIRE EXTERIOR.

Antes de decidir como controlar es necesario saber porqué o cuanto aire requiere el sistema.

Por ejemplo, ciertas áreas como laboratorios y procesos especiales de manufactura pueden requerir del 100% de aire exterior. Los edificios comerciales - requieren solo un mínimo de aire para ventilación y reposición de oxígeno.

Los cuartos limpios como quirófanos requieren además del 100% de aire exterior, una presión positiva interna, para prevenir la infiltración.

Cuando se ha determinado el criterio y las necesidades, se utilizará alguno de los siguientes métodos.

a) Aire exterior mínimo.

Esto es lo más simple ya que se fija una compuerta a una posición mínima.

Esto provee la cantidad necesaria de aire -

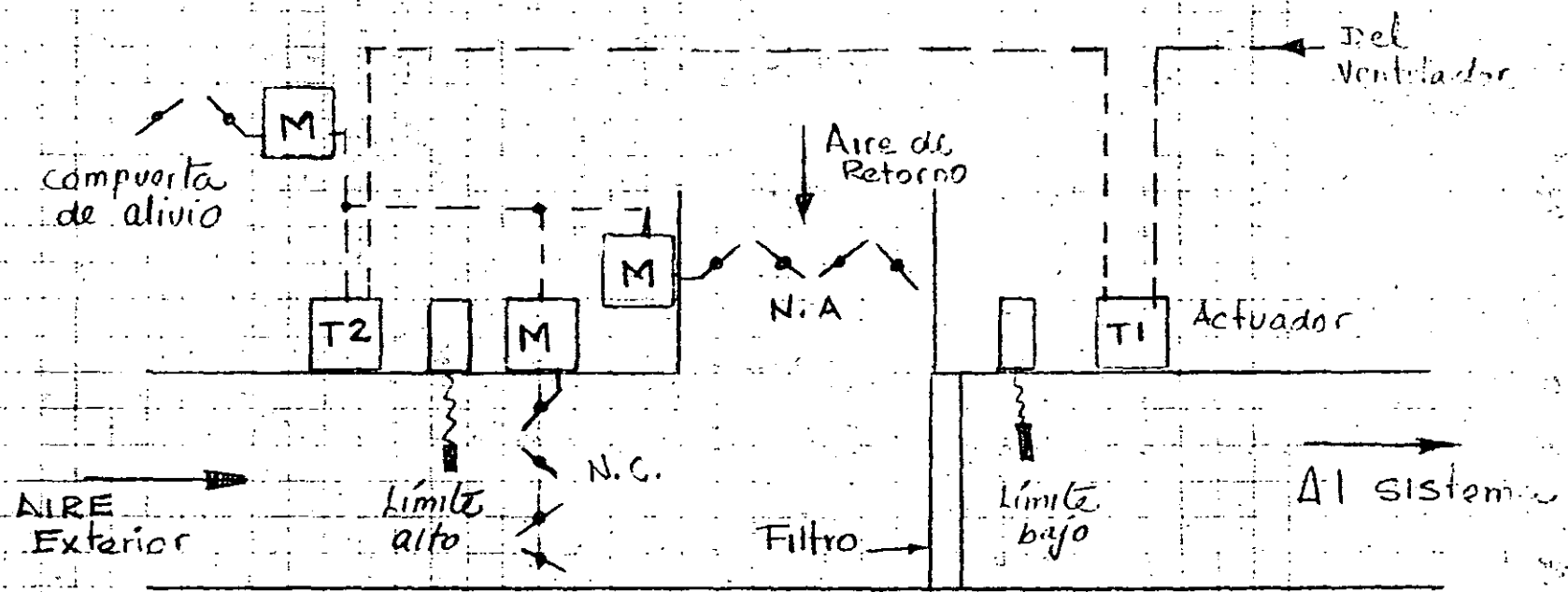
para ventilación ó extracción y no requiere de ajustes posteriores.

b) Sistema economizador con aire exterior.

Cuando se utilizan cantidades nominales o fijas de aire exterior, muchas veces cuando es necesario operar el serpentín de refrigeración aún cuando la temperatura del aire exterior es muy baja.

Esto da lugar al llamado "ciclo de economía" (fig. 8), con compuertas en el aire exterior, alivio de aire, y en el aire de retorno controladas por la temperatura del aire. Con el aire exterior a la temperatura de diseño de invierno, las compuertas de aire exterior y compuertas de alivio están en posición de abertura mínima, y la compuerta de aire de retorno está correspondientemente en posición abierta. Cuando la temperatura del aire exterior aumenta, el termostato de aire de mezcla (TI) abre gradualmente la compuerta de aire exterior para mantener la temperatura de mezcla de aire a un límite bajo constante. Las compuertas de retorno y alivio de aire actuarán en forma correspondiente. Cuando la temperatura del aire exterior está entre 50 y 60°F, se utilizará 100% de aire exterior para proporcionar la refrigeración.

Cuando la temperatura del aire exterior aumen



T1, T2 : Termostatos
 M : Motor
 N.A. Normalmente Cerrado
 N.C. Normalmente Abierto

Figura 8
 Ciclo de Economía con
 Aire Exterior

[Handwritten signature]

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, multizona o sistema de doble ducto, los cuales manejan todo o la mayor porción del aire entrando al sistema a temperaturas de 45, 50°F o mayores. En el caso de una unizona (fig. 9) la válvula de suministro es controlada por un termostato de cuarto (TI), frecuentemente se le agrega un termostato de límite alto (T2).

En unidades de doble ducto o multizonas la válvula de suministro es controlada por un termostato en el ducto caliente. Para mejorar el control, es deseable agregar un reajuste por temperatura del aire exterior, disminuyendo la temperatura del ducto caliente cuando la temperatura en el exterior aumenta.

Recalentamiento.

El recalentamiento es utilizado para control de humedad o control individual de zonas.

En ambos casos el control de la válvula se hace por medio de un termostato de cuarto.

Serpentines de Refrigeración.

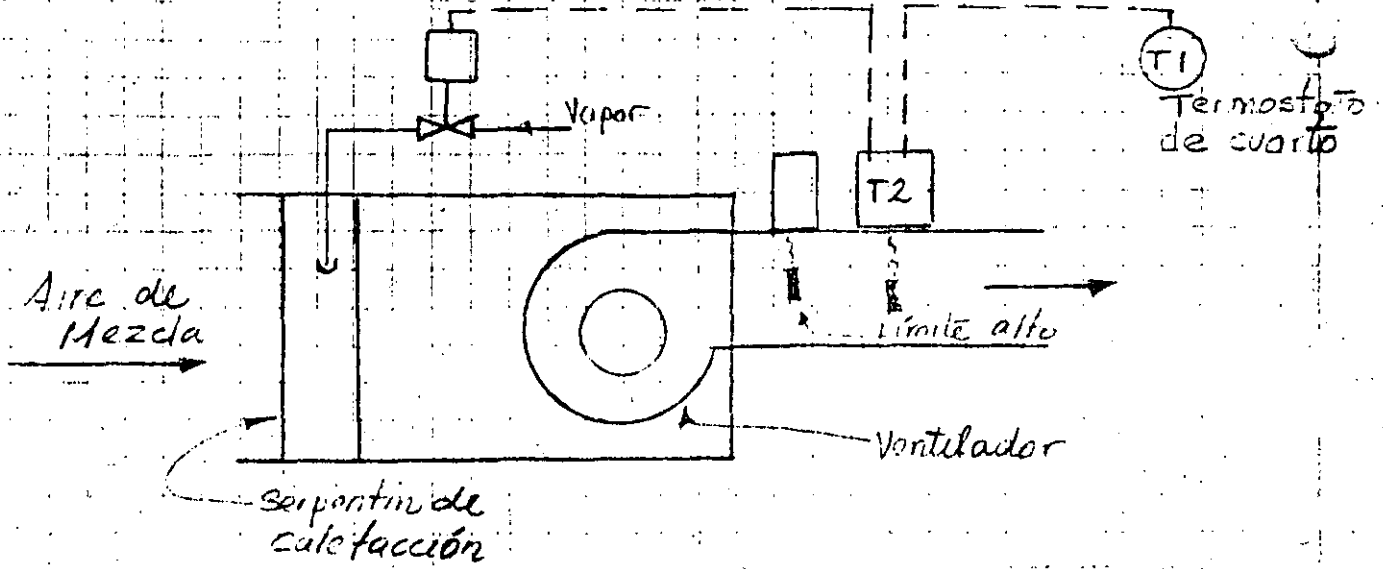
Los serpentines de refrigeración están generalmente confinados a la unidad manejadora de aire.

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

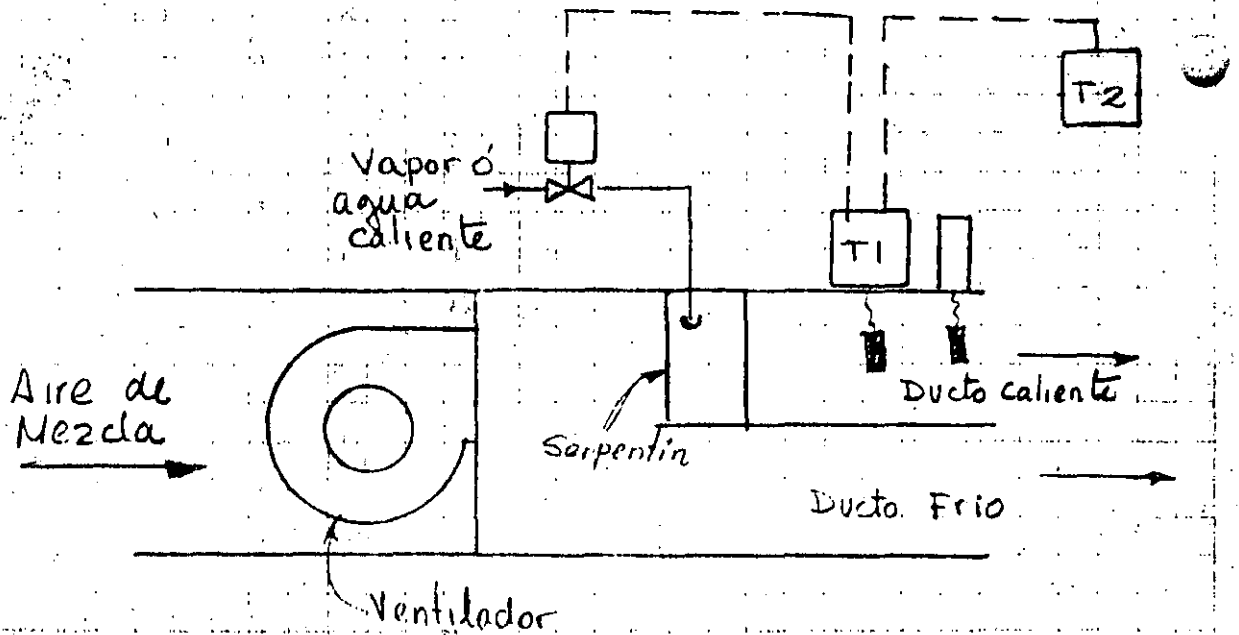
Serpentines de expansión directa.

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.

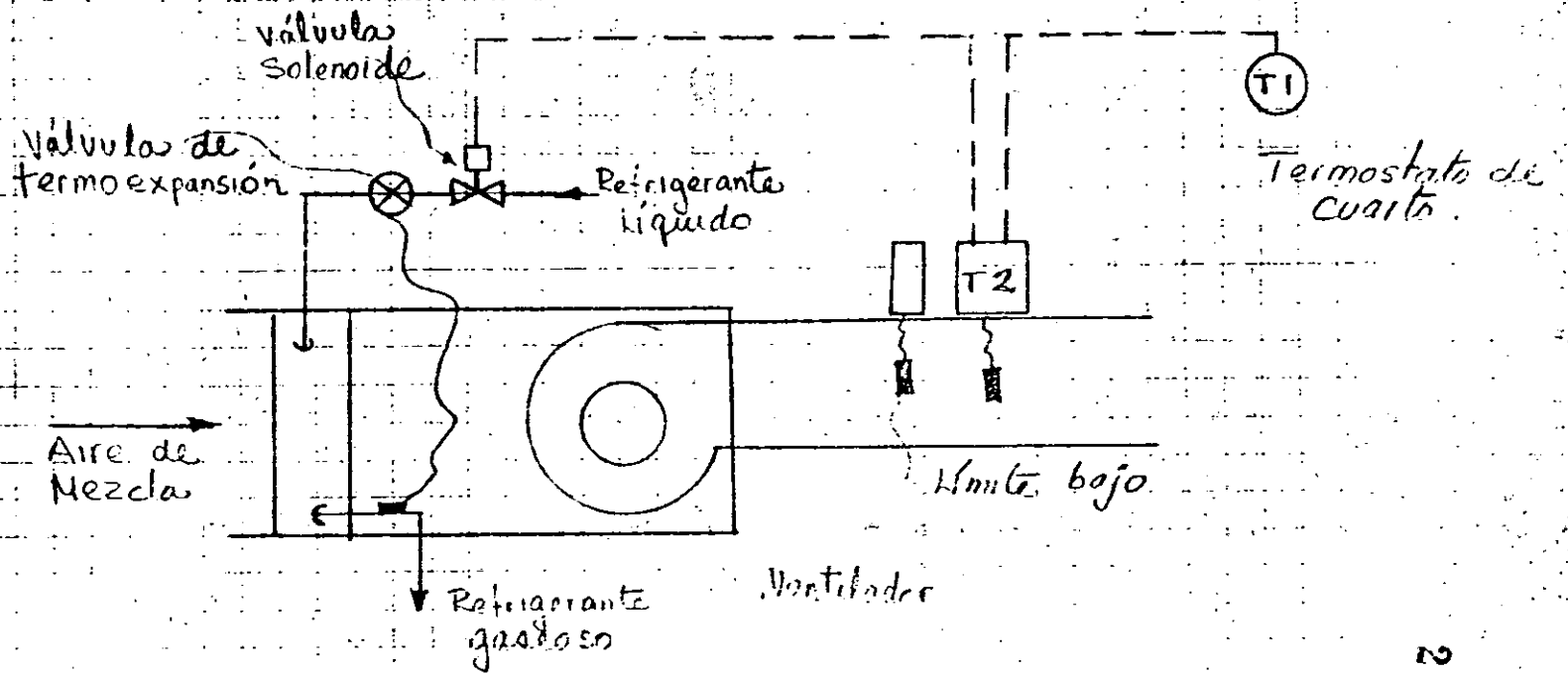


Calefacción Unizona



Calefacción , multi zona o doble ducto.

Figura 9



Refrigeración por Expansión Directa

Figura 10

Serpentines de agua helada.

Los serpentines de agua helada son controlados en forma similar a los de calefacción, con válvulas de 3 vías, modulantes o de dos posiciones, aunque en la mayoría de los casos es preferible usar válvulas de 3 vías para evitar problemas de desbalances de presión en el sistema de distribución de agua helada. (fig. 11).

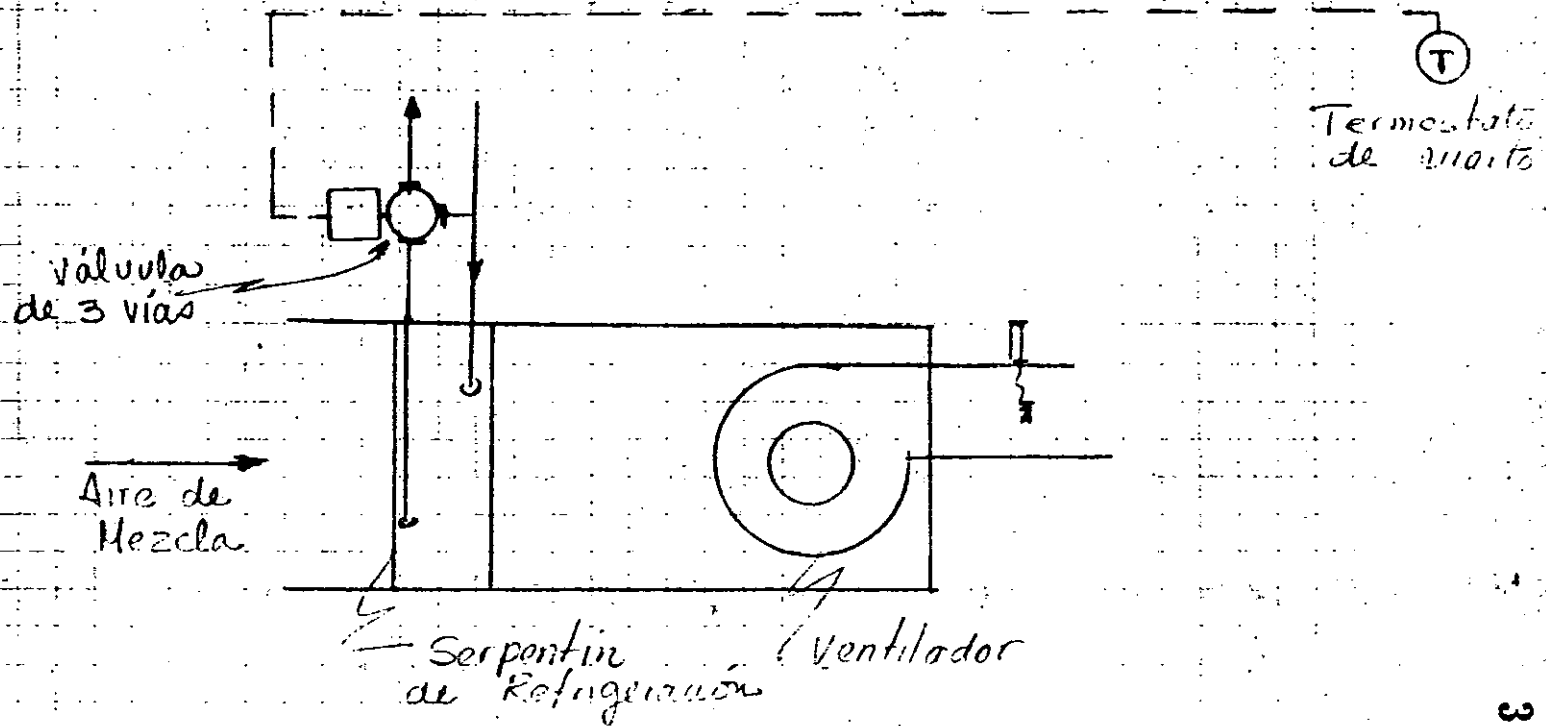
CONTROL DE HUMEDAD.

En algunas ocasiones y por diferentes razones puede ser necesario elevar o bajar la humedad del aire de suministro para lograr la condición seleccionada de humedad en el espacio.

Para elevar la humedad se dispone de humidificadores que pueden ser de espreas rociadoras de agua o bien de vapor, aunque también se utiliza con frecuencia humidificadores del tipo evaporativo.

AIRE LAVADO.

A este proceso se le llama también enfriamiento evaporativo. Desde una modesta unidad de tipo residencial hasta una complicada unidad de tipo industrial opera con el principio de enfriamiento adiabático. Esto es



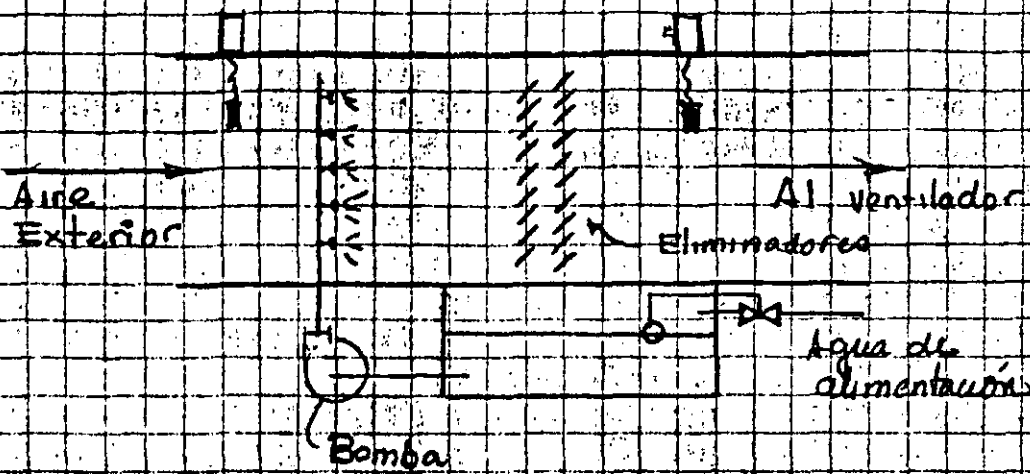
Sistema de Refrigeración por agua helada
con Válvula de 3 Vías.

Figura. 11

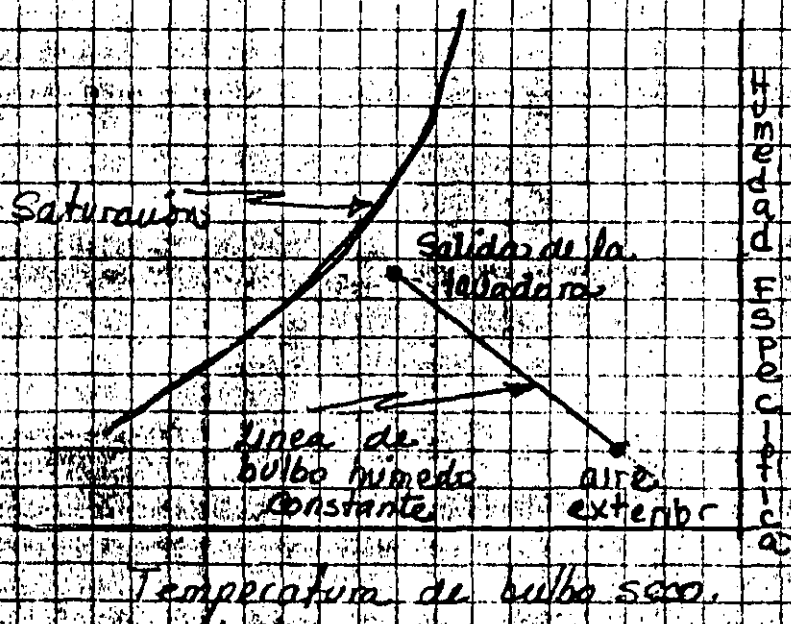
[Handwritten signature]

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.



Lavadora de aire o enfriador evaporativo



Proceso de enfriamiento evaporativo
Figura. 12

CPB

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	T 921 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 Etapa	T 675 A
--------------------------------	---------

Handwritten mark resembling a stylized 'S' or '3' with a horizontal line through it.

Control de temperatura 2 Eta
pas T 678 A

3. Acondicionador Multizona con serpentín para agua refrigerada,
con serpentín de calefacción por vapor o agua caliente, humi-
dificación 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 et <u>a</u> pa.	T 675 A
Control de temperatura 2 et <u>a</u> pas.	T-678 A

Handwritten signature or initials

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

11
L.B.

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

Termostato

T 7023 A 1001

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

AGOSTO DE 1983.

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS

ACONDICIONADOR
MULTIZONA

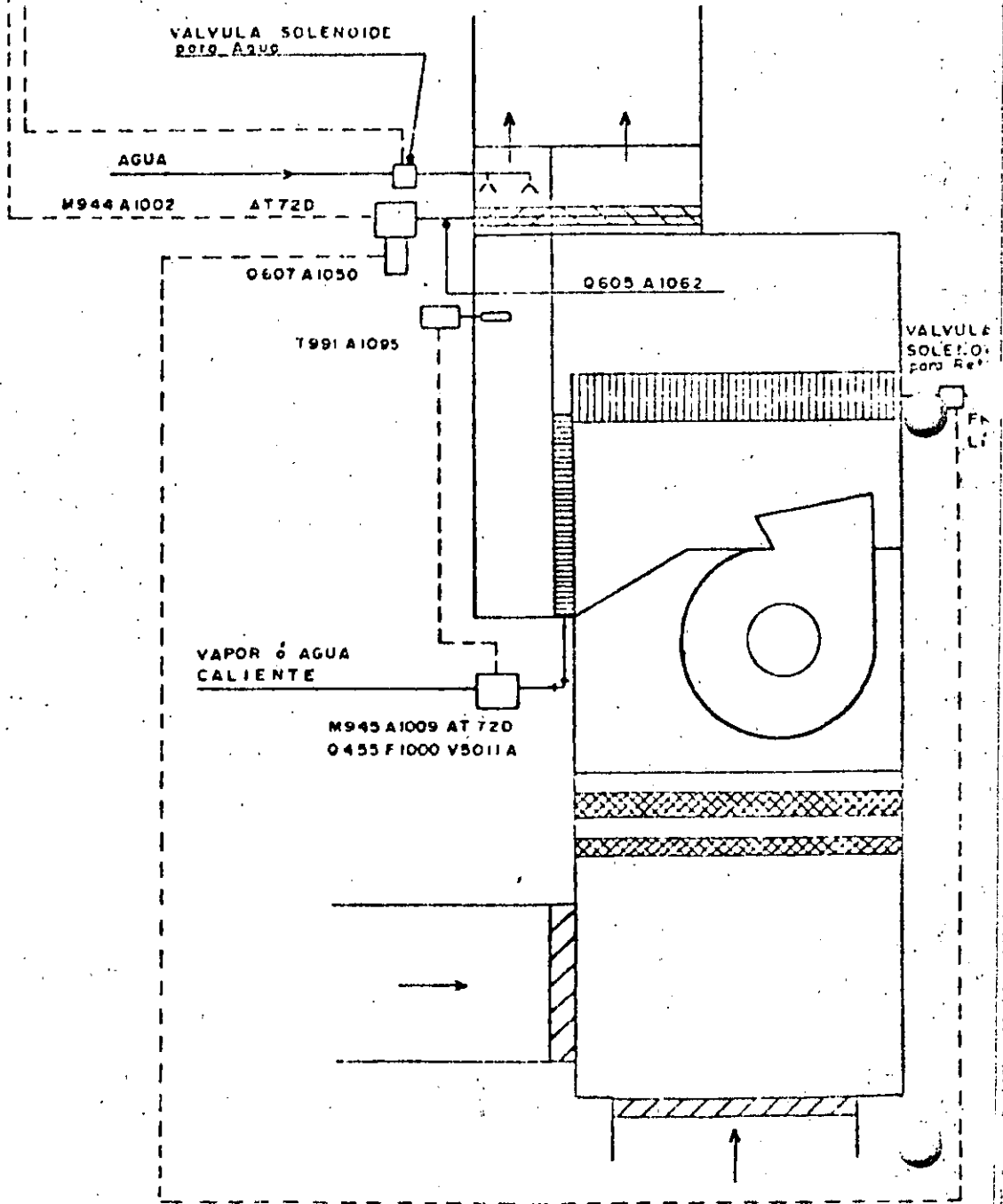


DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
2

ACONDICIONADOR
MULTIZONA

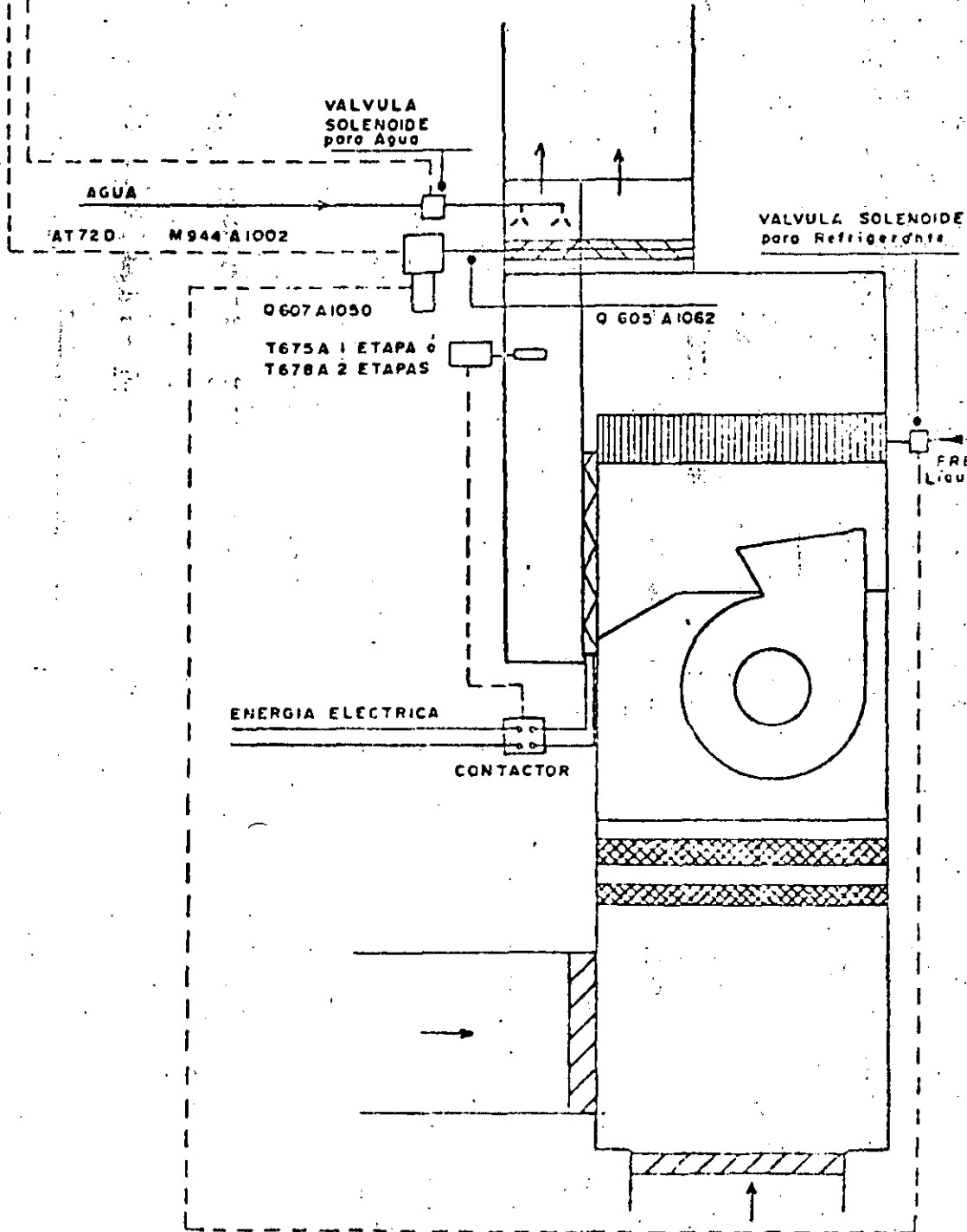
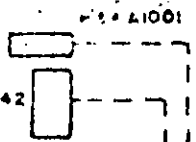
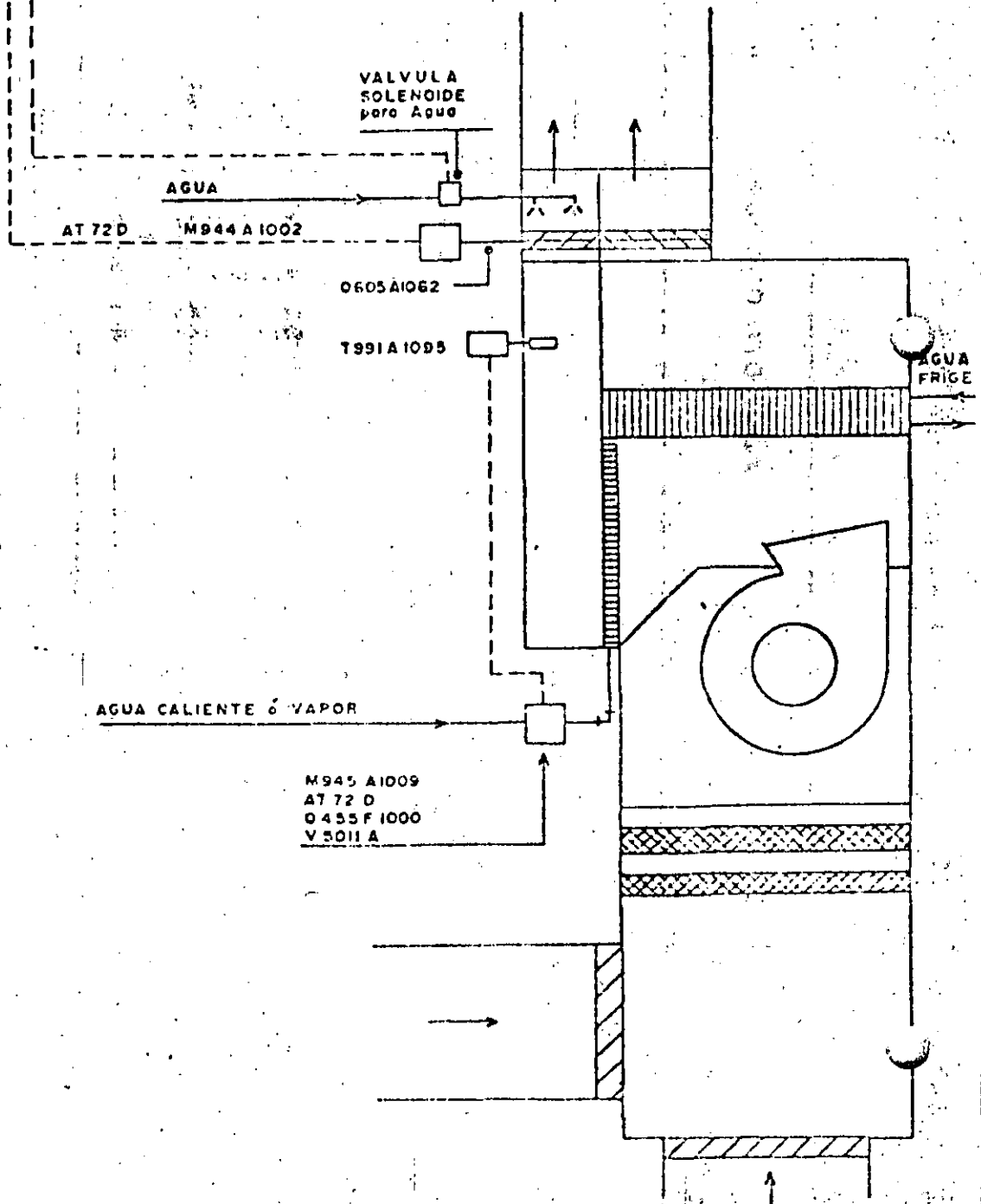
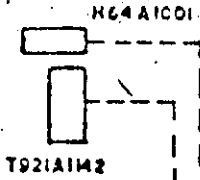


DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
3

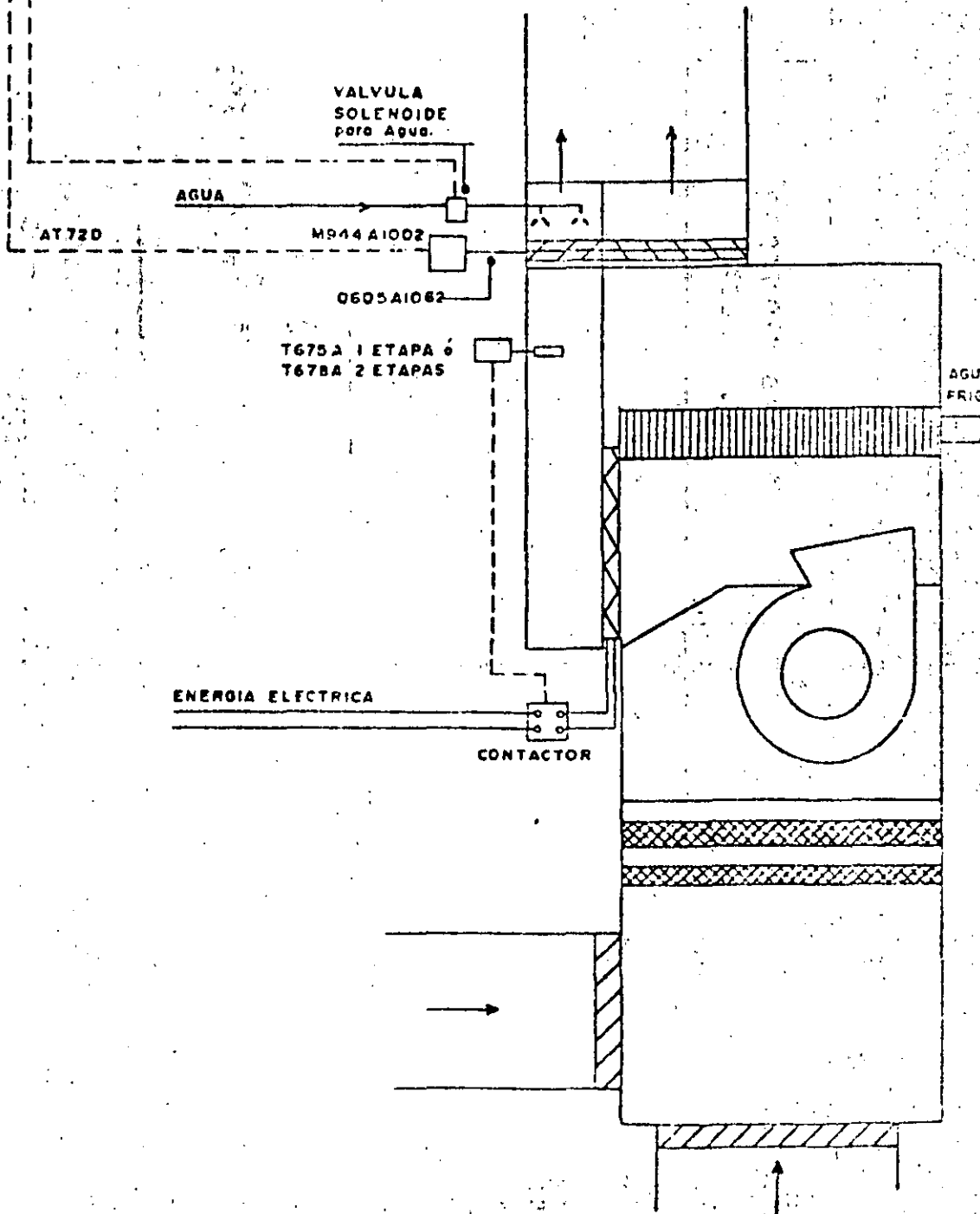
ACONDICIONADOR
MULTIZONA



M64 A102
T521A1142

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS

ACONDICIONADOR
MULTIZONA



MESAJERO
TS21A1142

ACONDICIONADOR
MULTIZONA

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
5

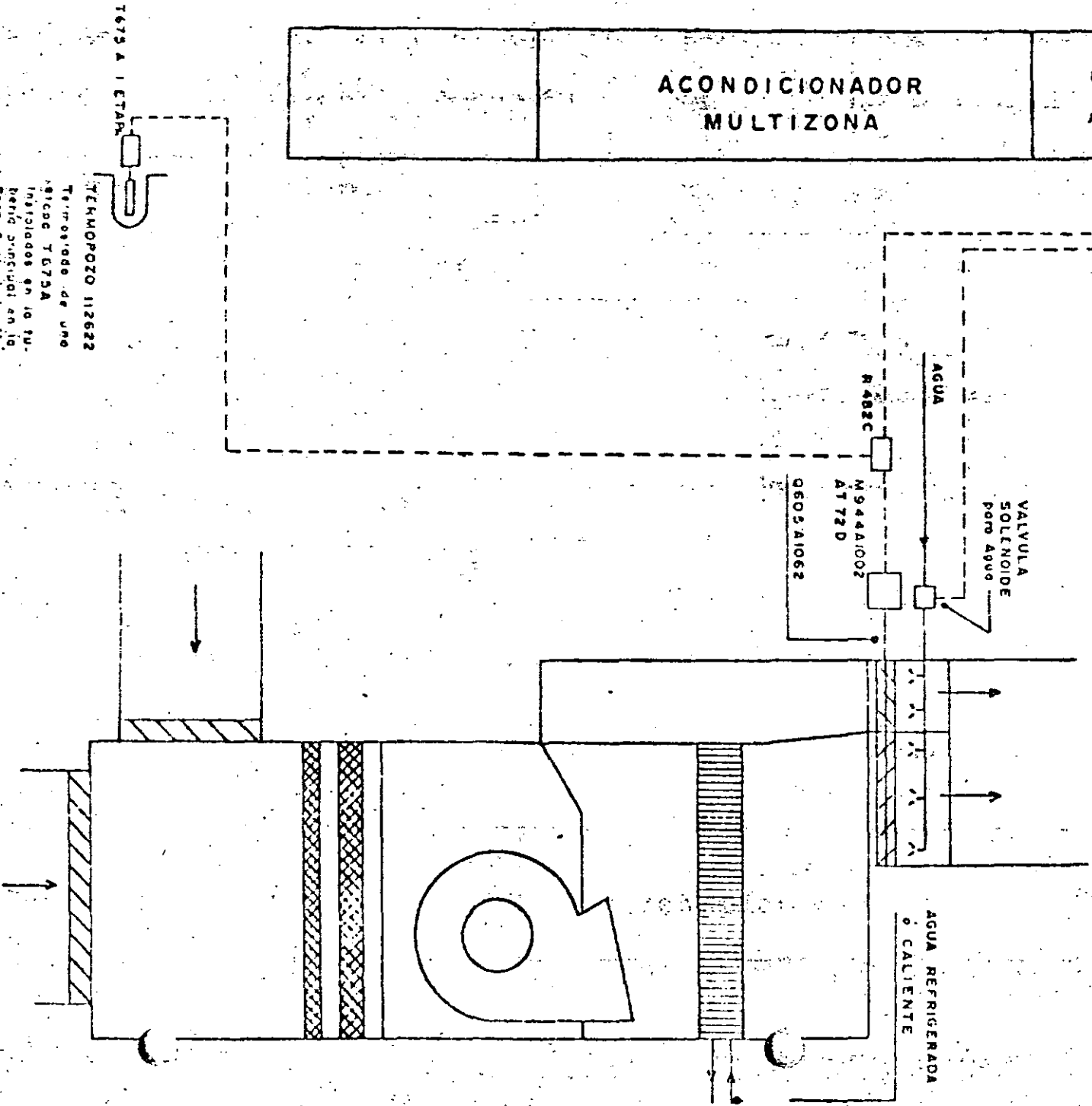
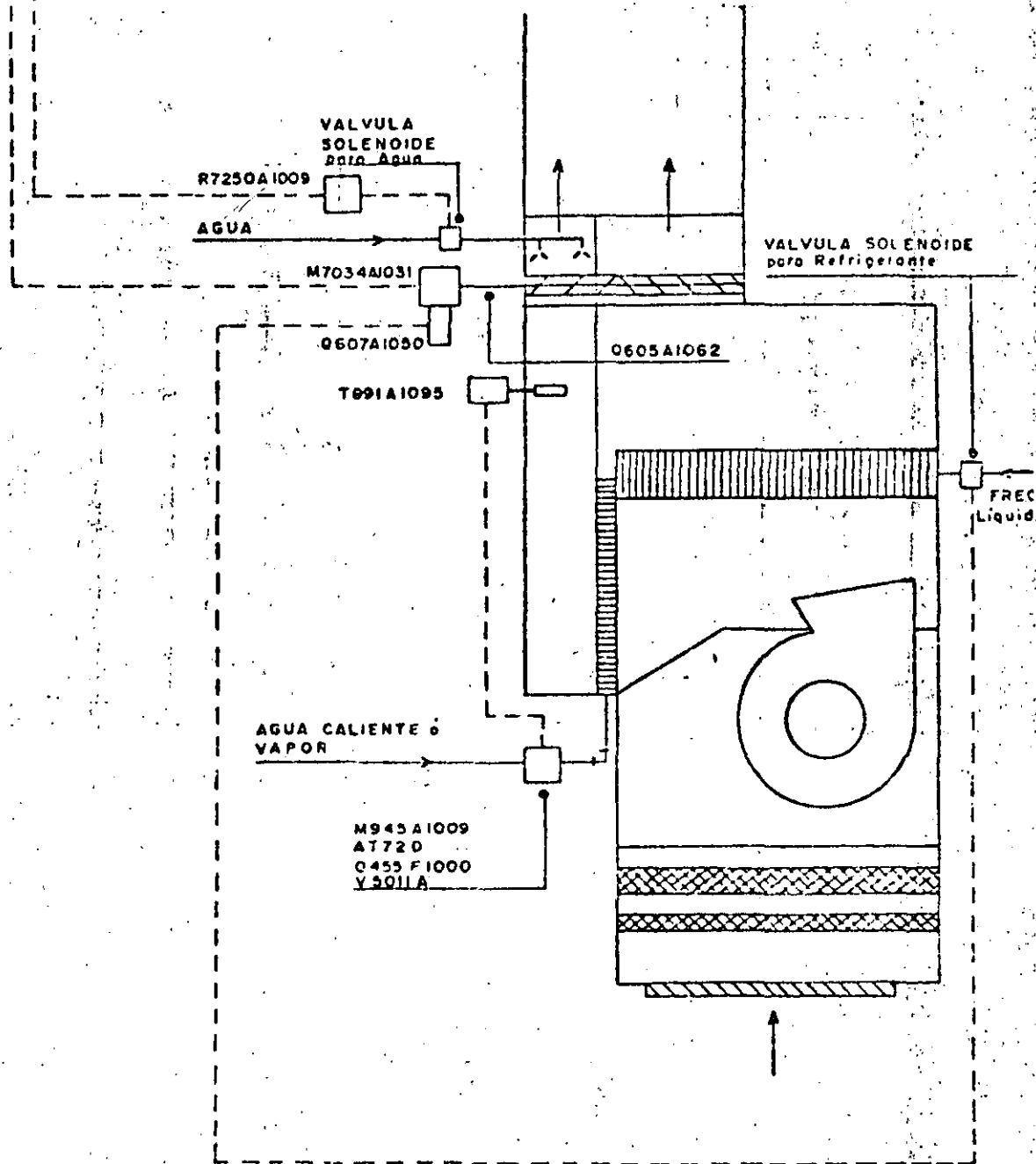


DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
6

ACONDICIONADOR
MULTIZONA

T7023A1001

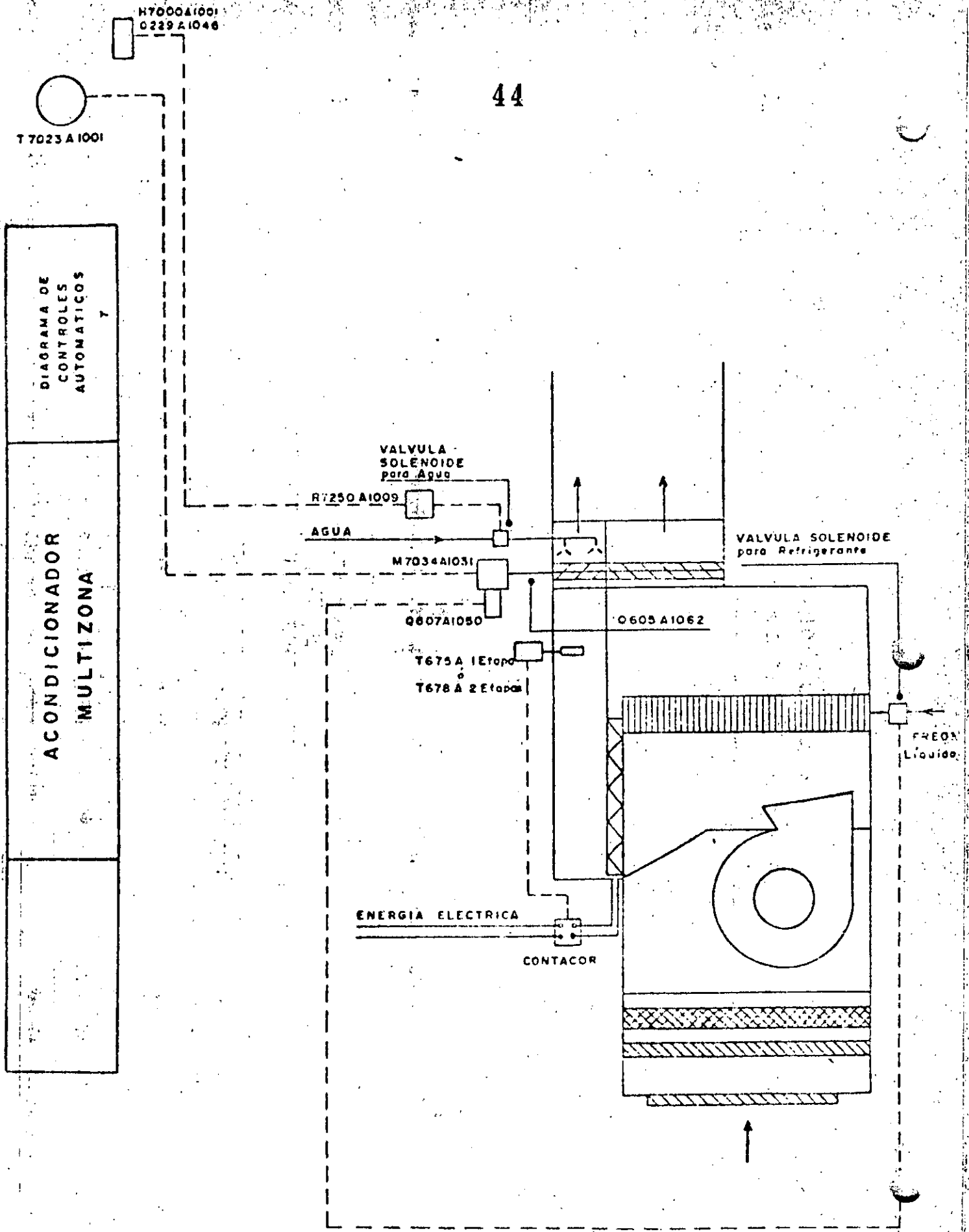
T7023A1001
C222A1048



AGUA CALIENTE o
VAPOR

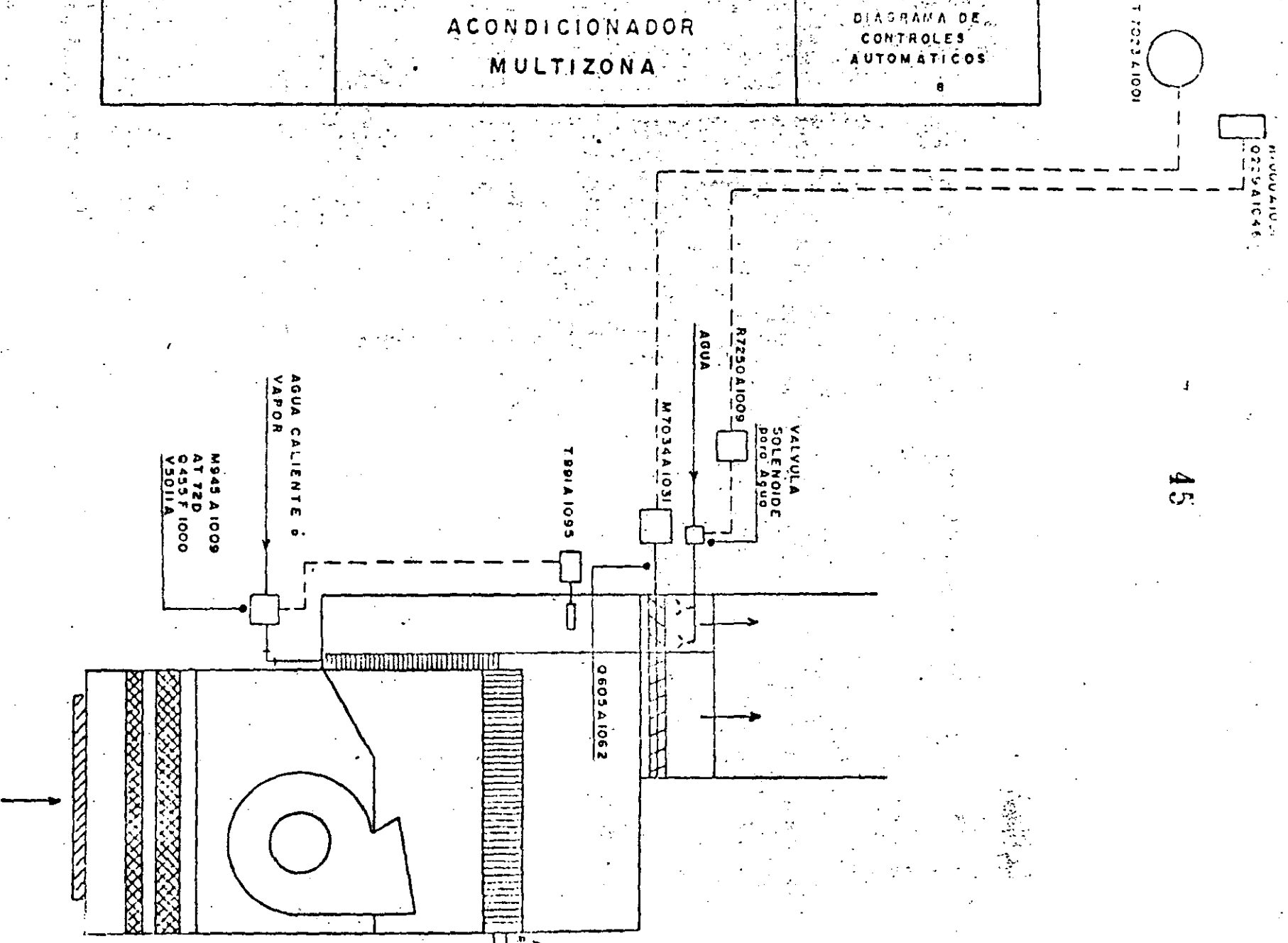
M945A1009
AT72D
C455 F1000
Y3011A

FREC
Liquid



ACONDICIONADOR MULTIZONA

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

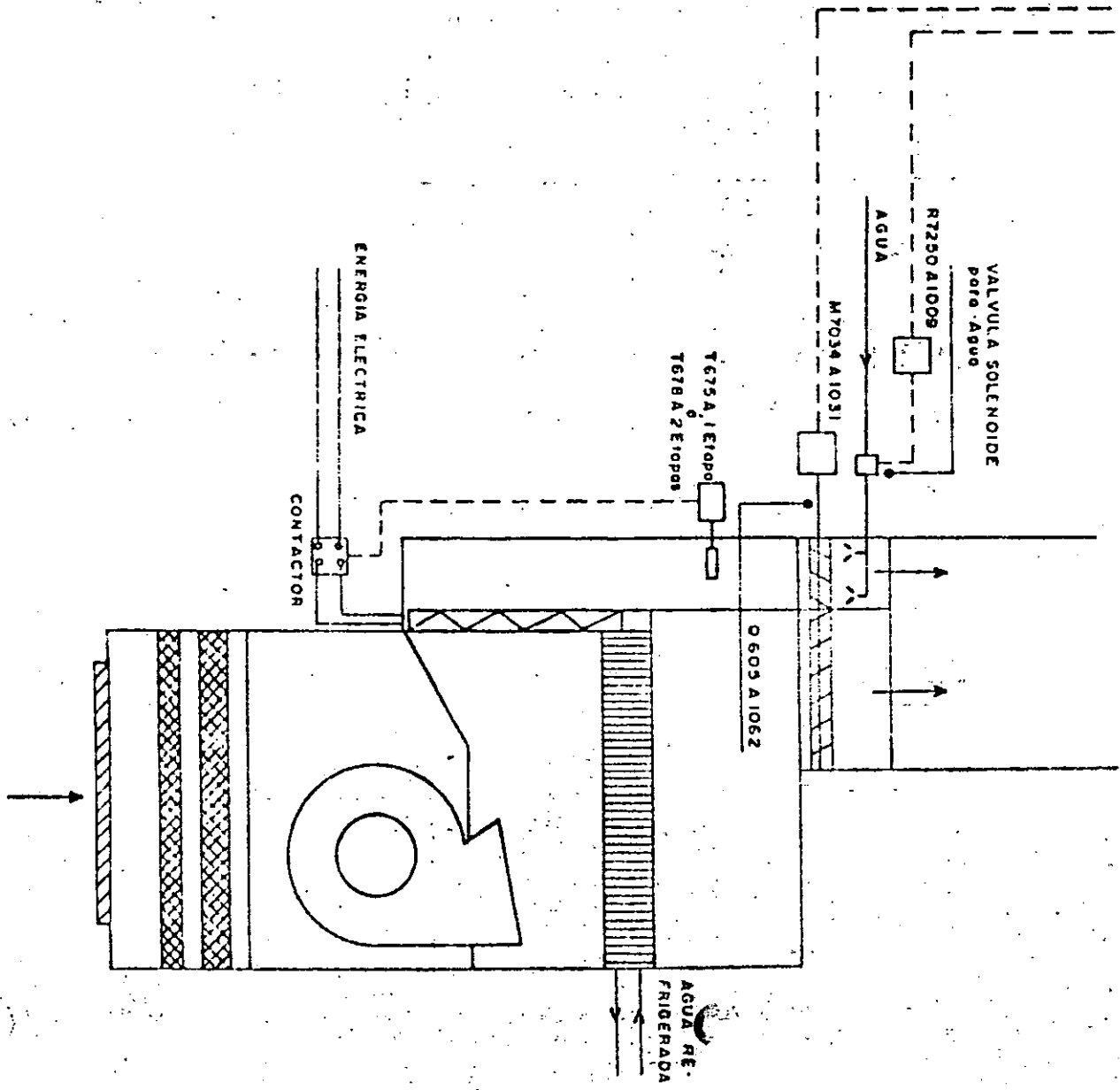


ACONDICIONADOR MULTIZONA

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

7 70231A1001

M7000 A 1001
0.225 A 1046



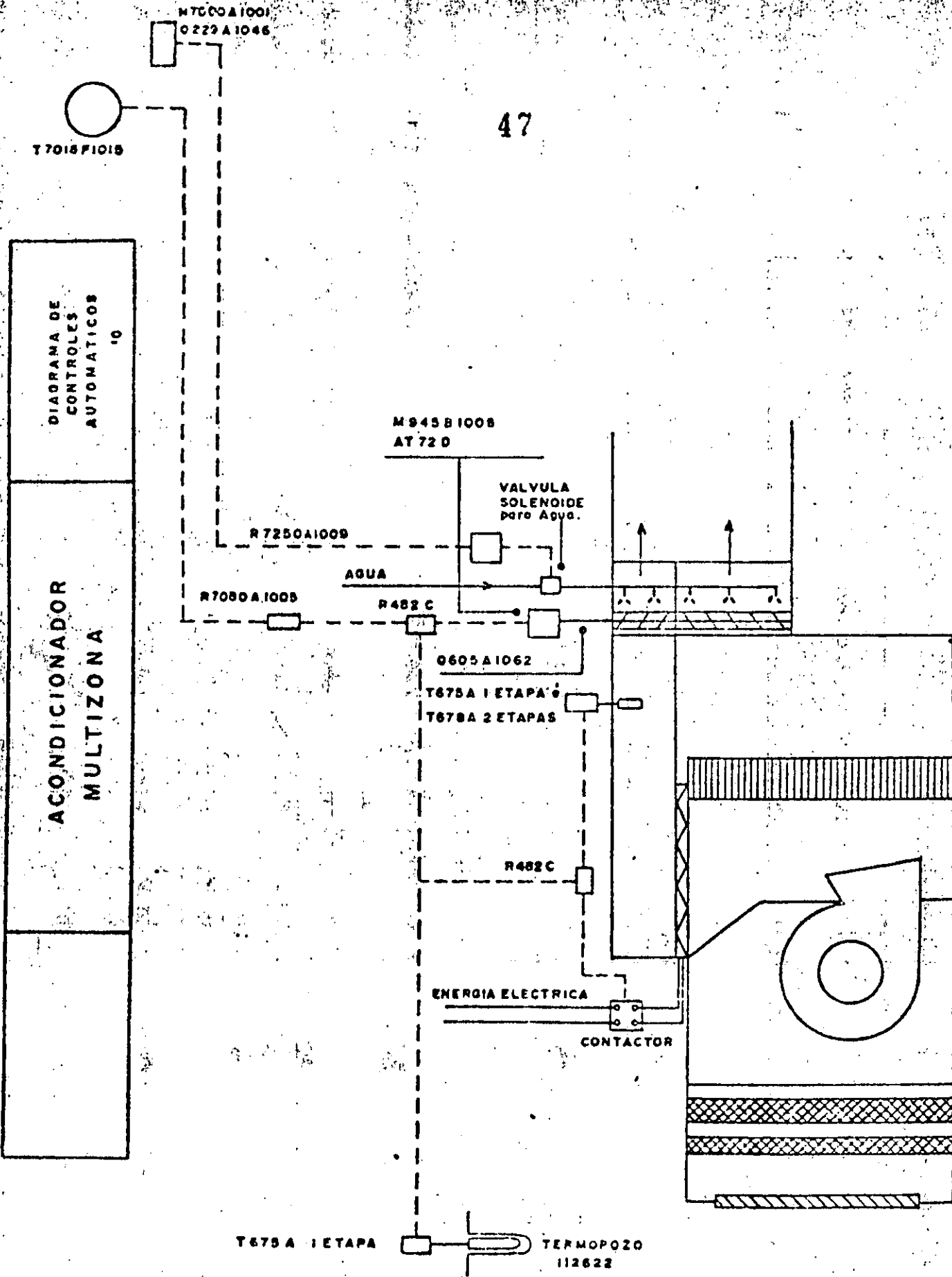


DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

ACONDICIONADOR MULTIZONA

M945B1008 AT 72 D

VALVULA SOLENOIDE PARA AGUA.

R7250A1009

AGUA

R7080A1005

R482 C

Q605A1062

T675A 1 ETAPA

T678A 2 ETAPAS

R482 C

ENERGIA ELECTRICA

CONTACTOR

AGUA FRIGIDA o CALIENTE

T675A 1 ETAPA

TERMOPOZO 112622

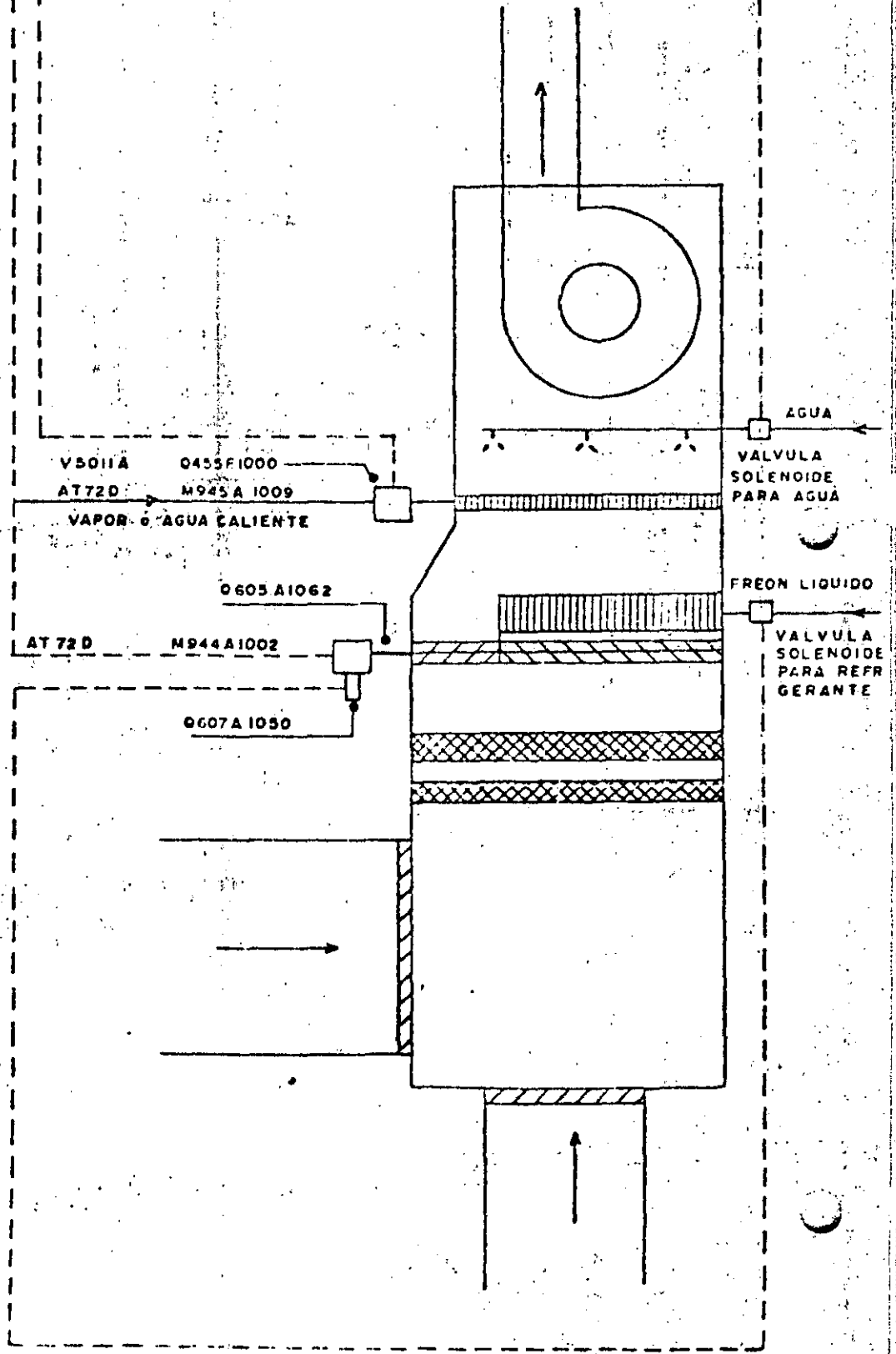
M44A1001

T928

48

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
II

ACONDICIONADOR
UNIZONA



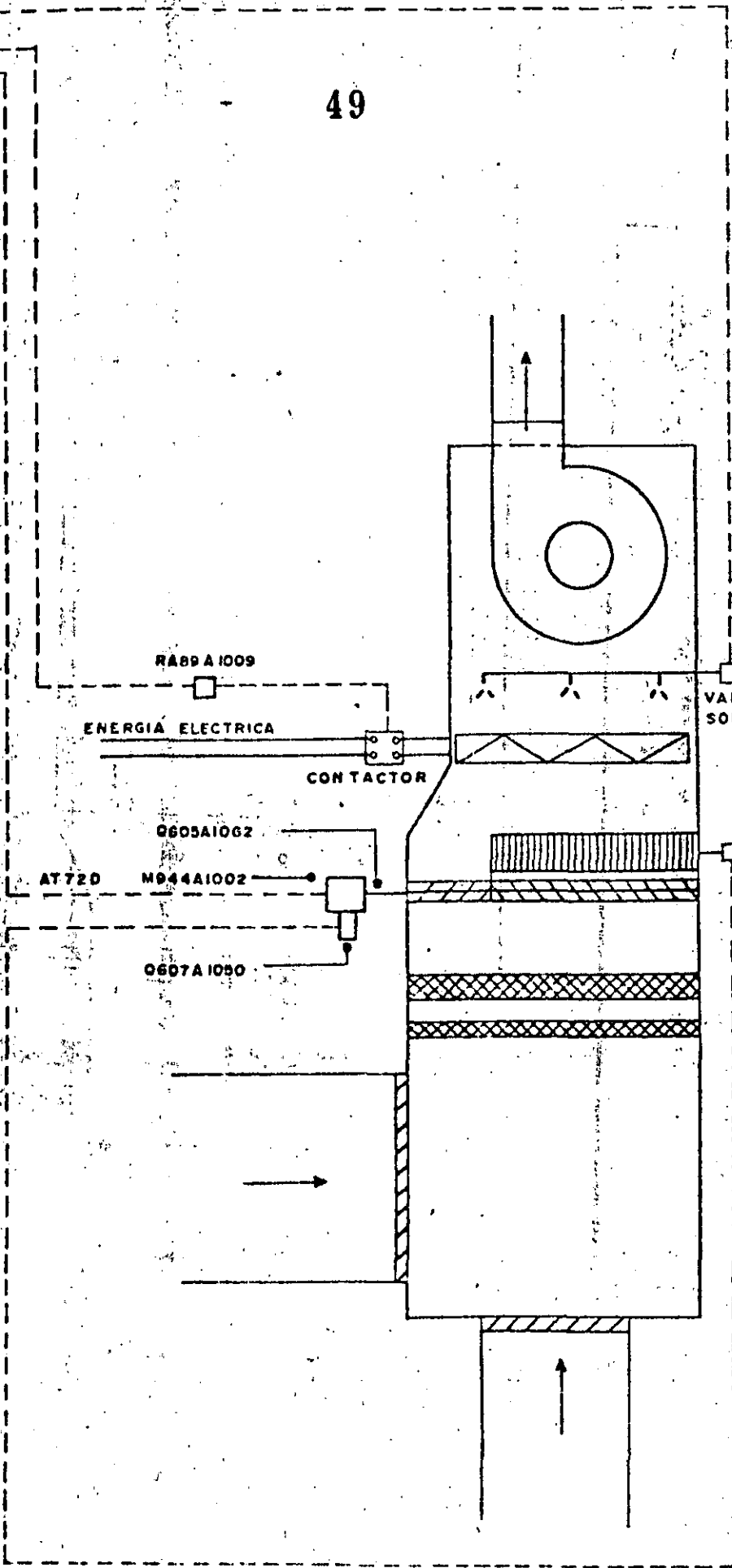
M54A1001

192G1017

49

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
12

ACONDICIONADOR
UNIZONA



RABPA 1009

ENERGIA ELECTRICA

CONTACTOR

Q605A1062

AT720

M944A1002

Q607A1050

AGUA

VALVULA
SOLENOIDE PAR
AGUA

FREON
LIQUIDO

VALVULA SO-
LENOIDE PAR
REFRIGERAN
TE

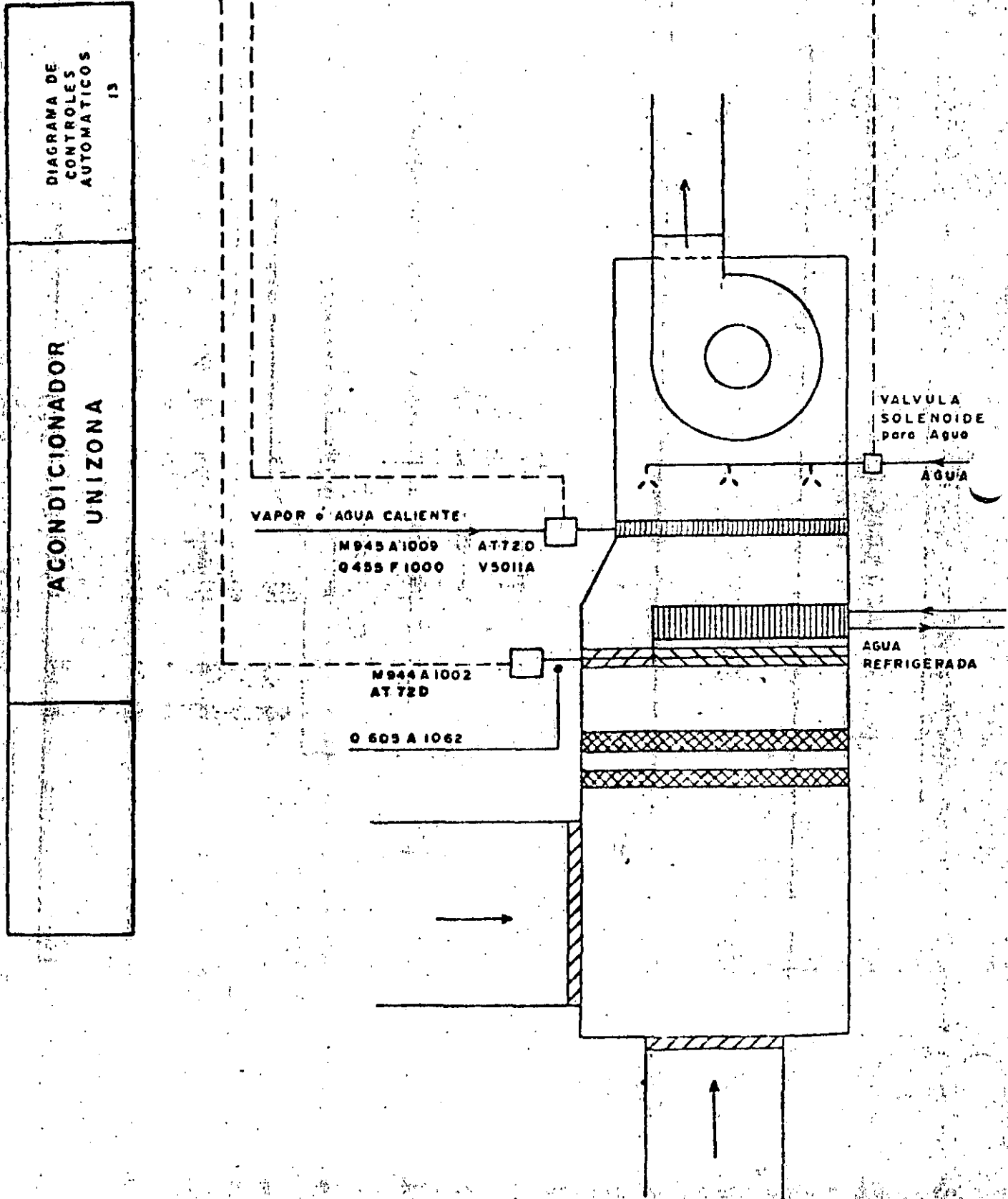
M64A 1001

T92B

50

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
13

ACONDICIONADOR
UNIZONA



H64A1001

T92G1017

51

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
14

A CONDICIONADOR
UNIZONA A.

RAB9A1009

ENERGIA ELECTRICA.

CONTACTOR

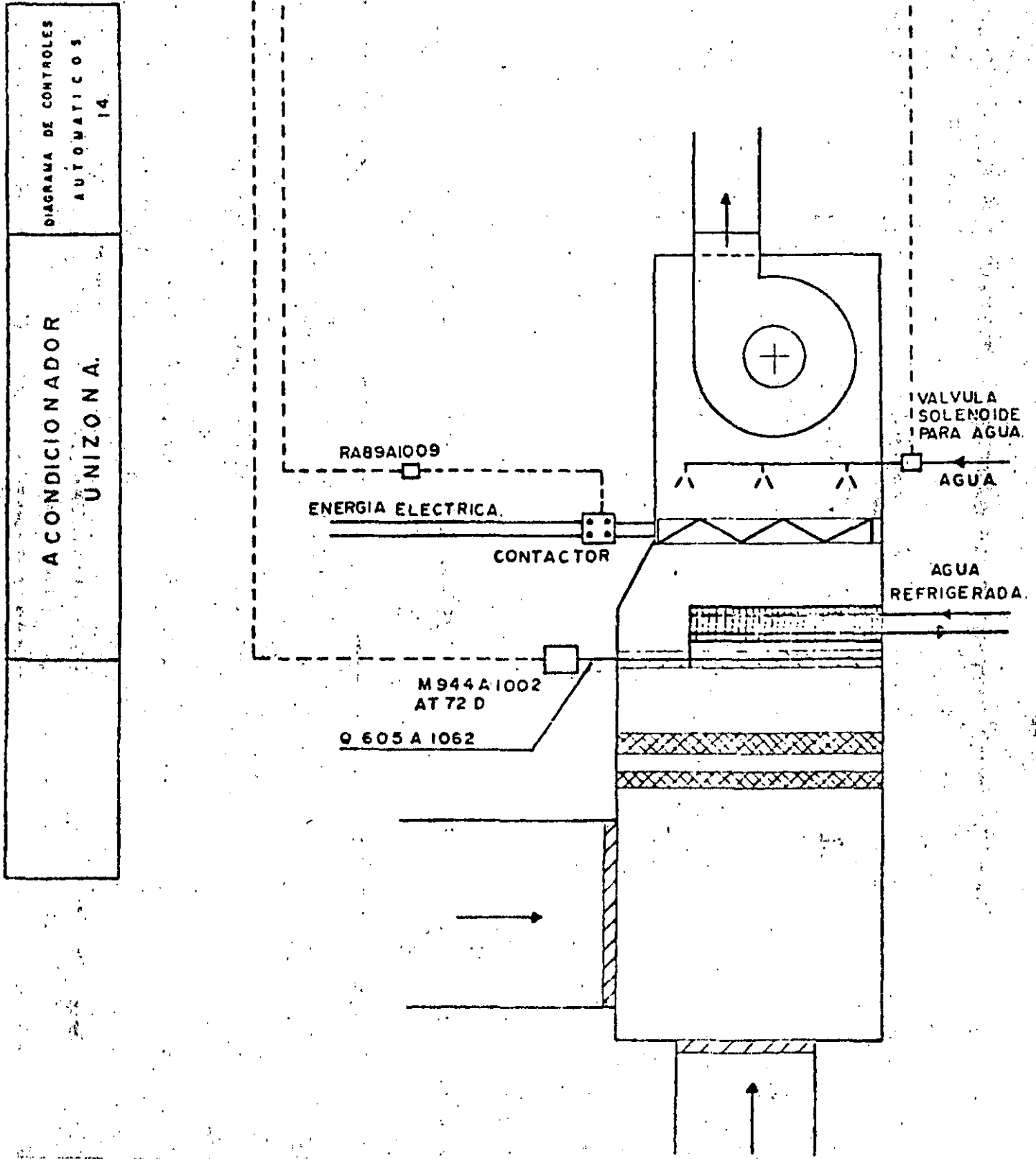
M944A1002
AT 72 D

Q 605 A 1062

VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA

AGUA

AGUA
REFRIGERADA.



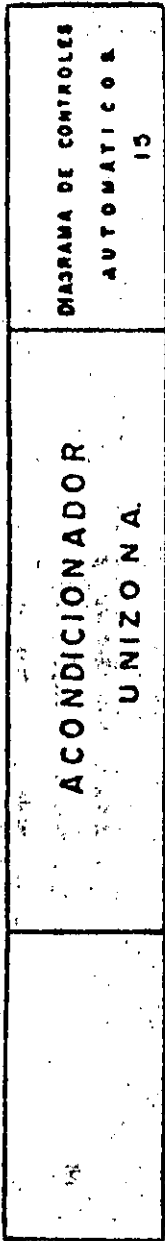
H64A1001

T921A1142

52

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICO R
15

ACONDICIONADOR
UNIZONA



ETAPA T675A TERMOPOZO 112622.

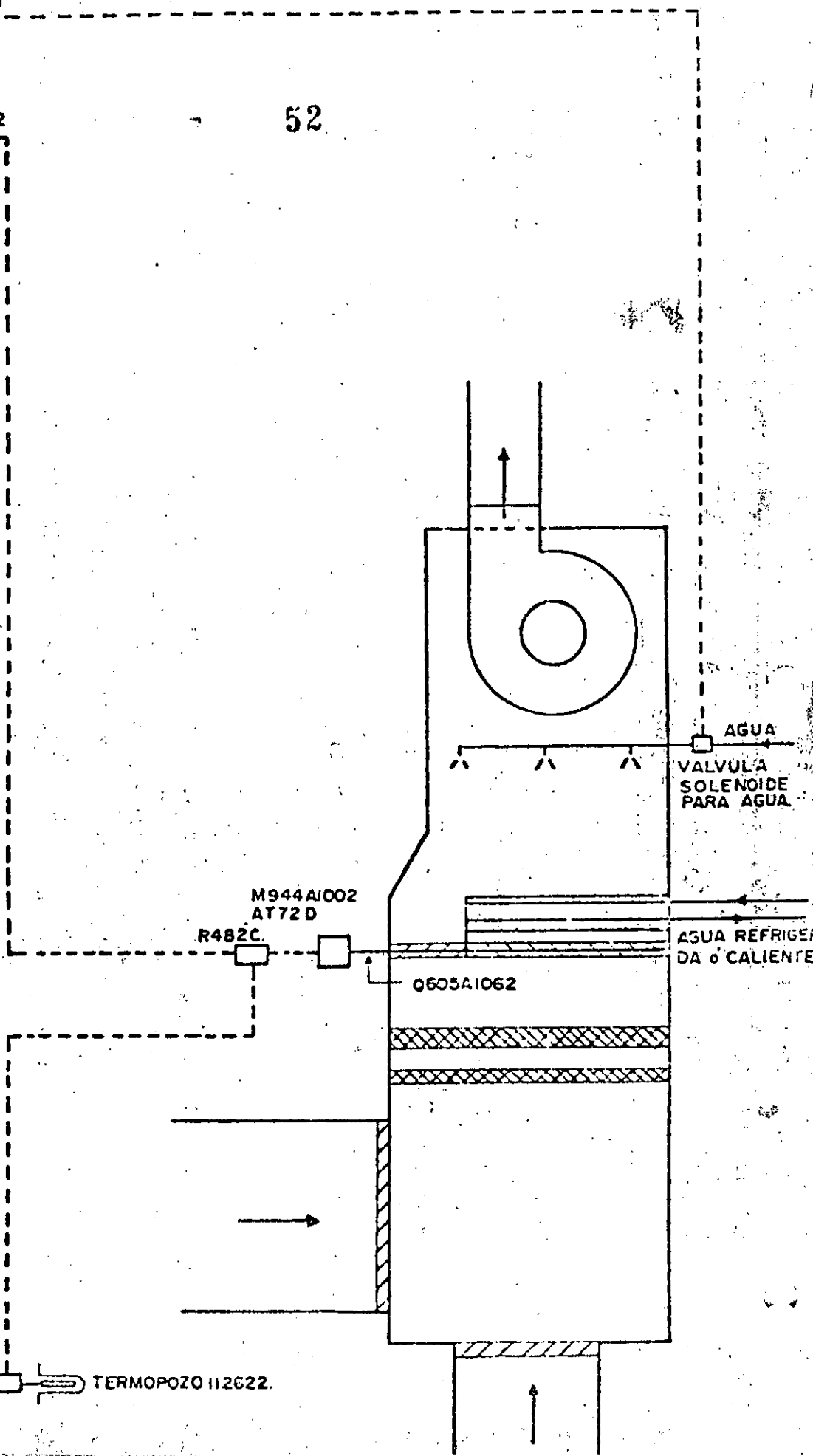
R482C

M944A1002
AT72 D

Q605A1062

AGUA
VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA

AGUA REFRIGERA
DA O CALIENTE



H 64 A 100

T92H1023

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICO
16

ACONDICIONADOR
UNIZONA

M945A1009 AT 72 D
0455F1000 V5011A.

VAPOR o AGUA CALIENTE

FREON LIQUIDO

RAB9A1009

VALVULA SOLENOIDE
REFRIGERANTE

VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA.

AGUA

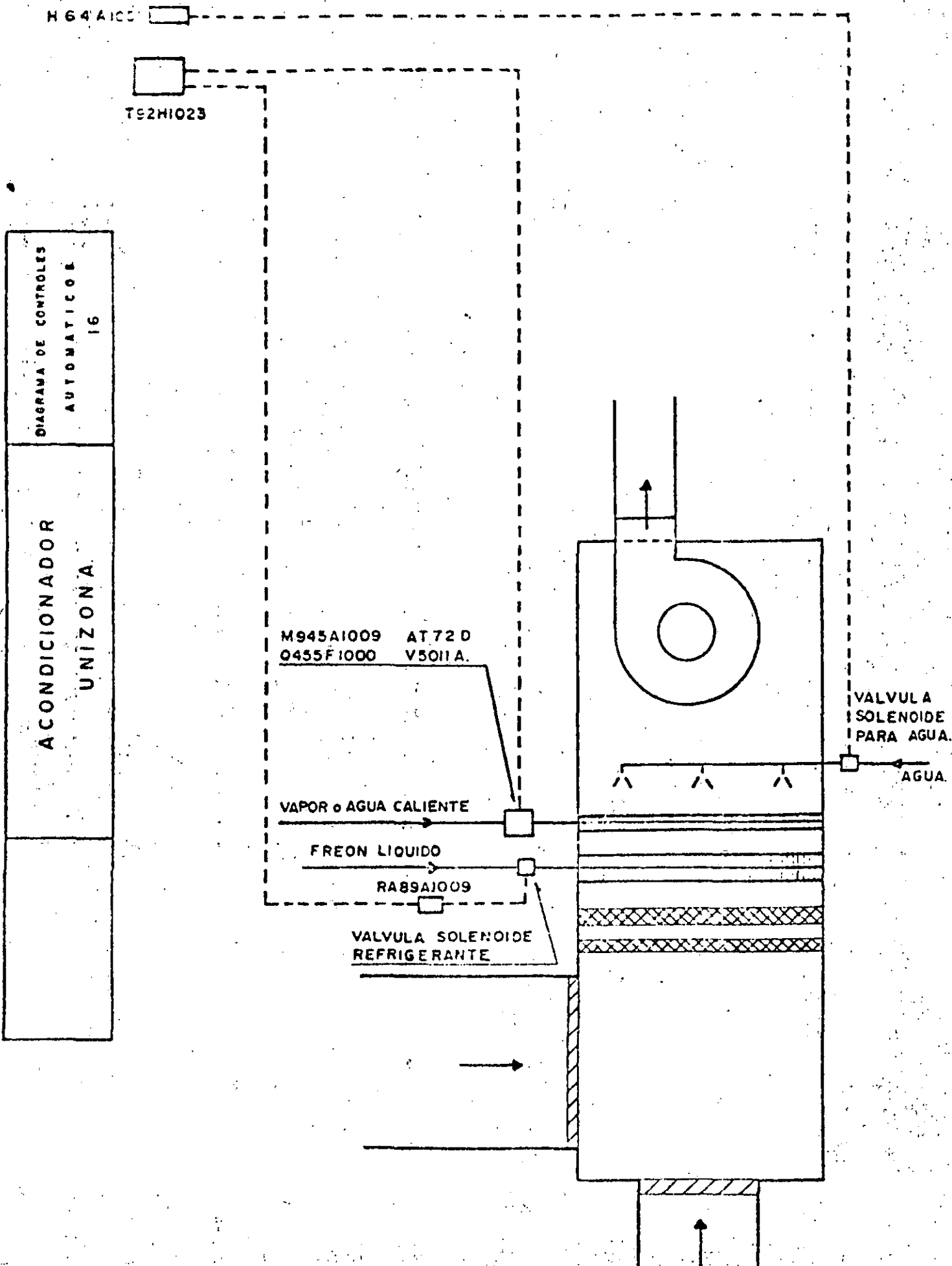


DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS. 17

ACONDICIONADOR UNIZONA.

ME4A1001

T42KI050

54

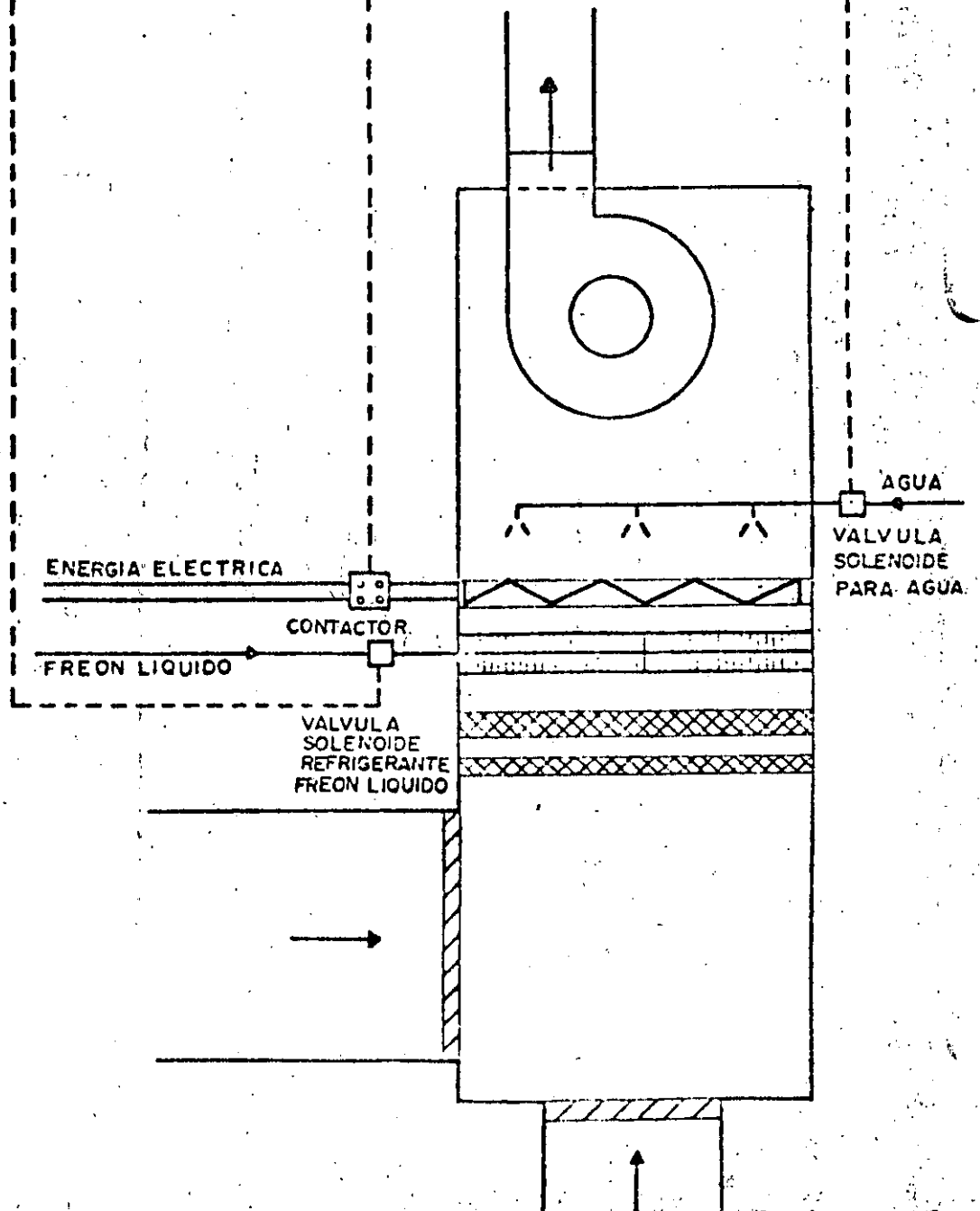


DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMÁTICOS 18

ACONDICIONADOR UNIZONA

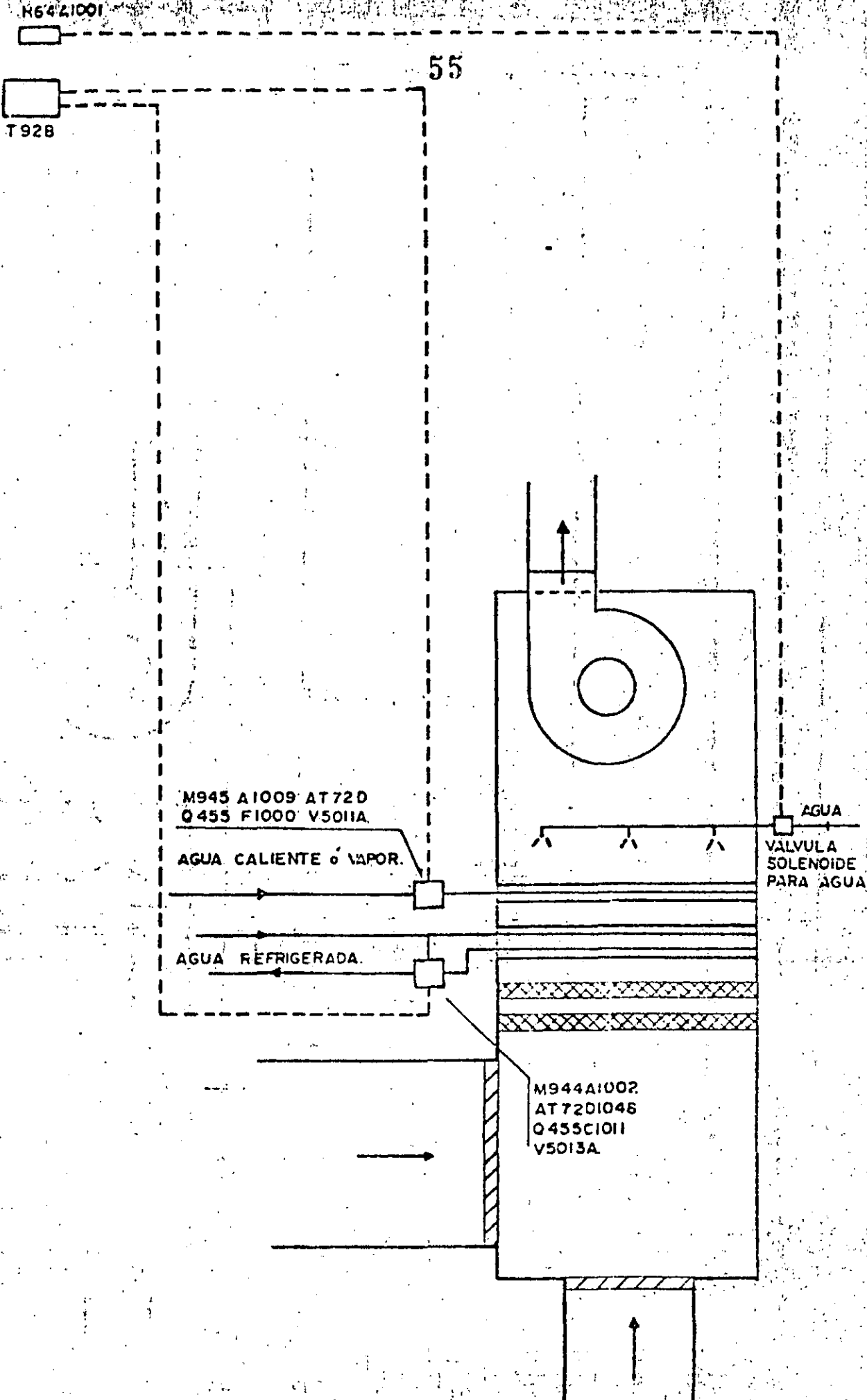


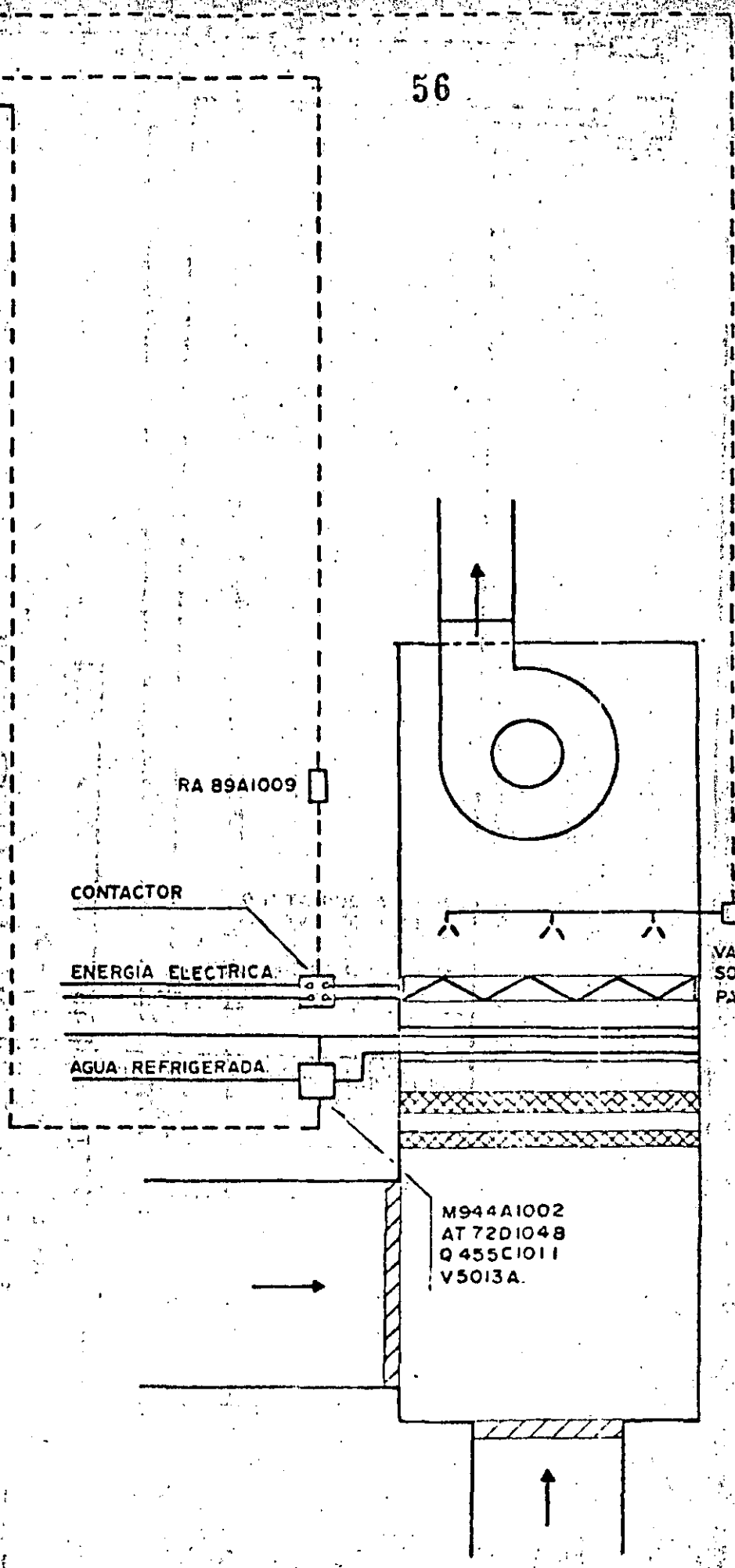
DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 19

ACONDICIONADOR UNIZONA.

H64A1001

T92G1017

56



RA 89A1009

CONTACTOR

ENERGIA ELECTRICA

AGUA REFRIGERADA

AGUA

VALVULA SOLENOIDE PARA AGUA

M944A1002
AT 72D1048
Q 455C1011
V5013A

H64A1001

T921A1142

57

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
20

ACONDICIONADOR
UNIZONA

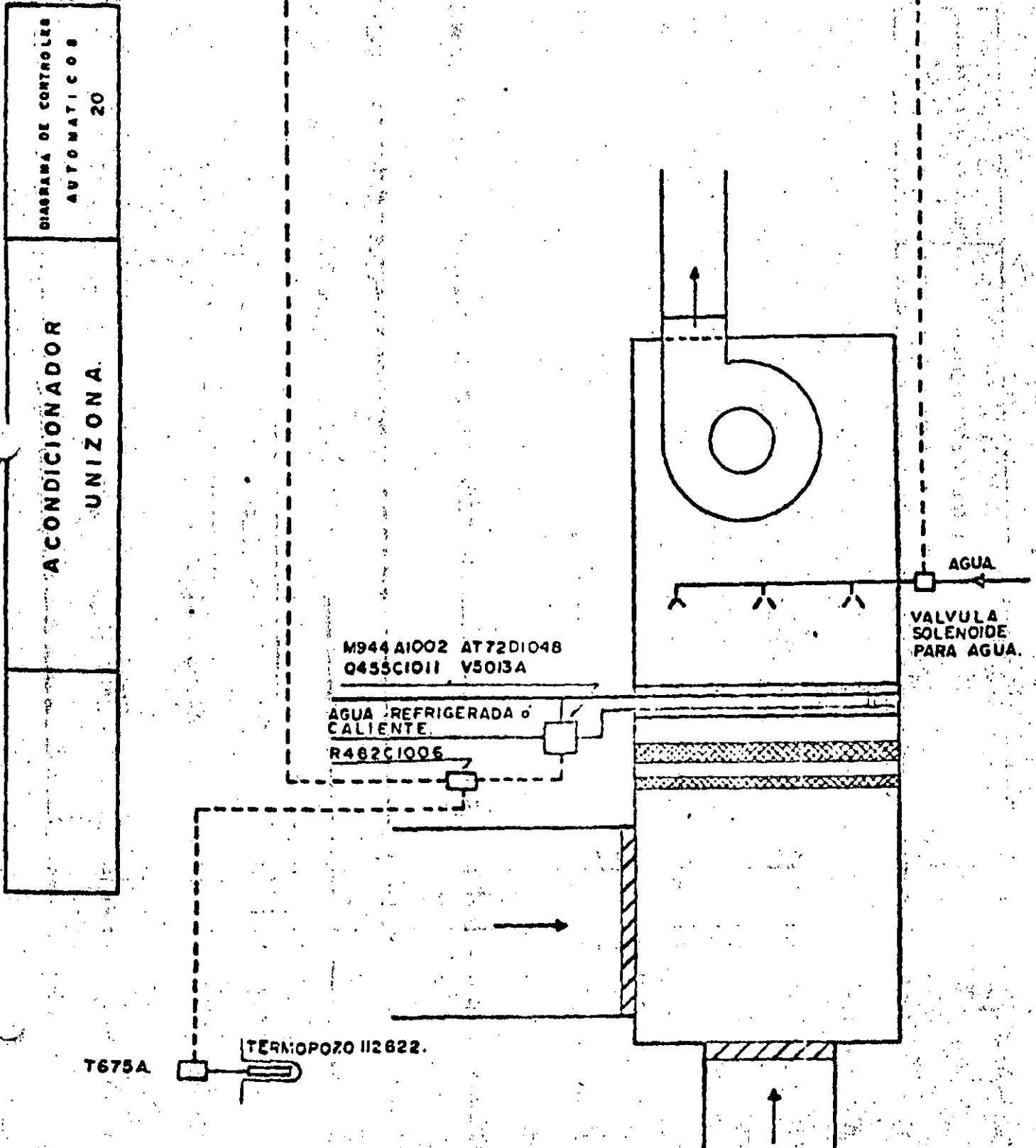
M944 A1002 AT72D1048
Q455C1011 V5013A

AGUA REFRIGERADA o
CALIENTE
R482C1006

AGUA
VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA.

TERNIOP070 112622.

T675A



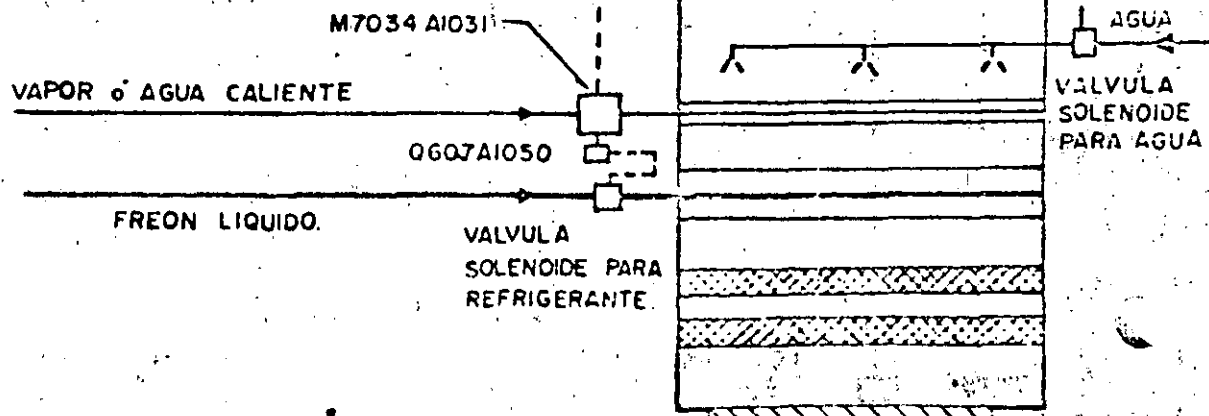
R7000A1001
Q223A1046

T7023A1001

53

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
21

ACONDICIONADOR
UNIZONA



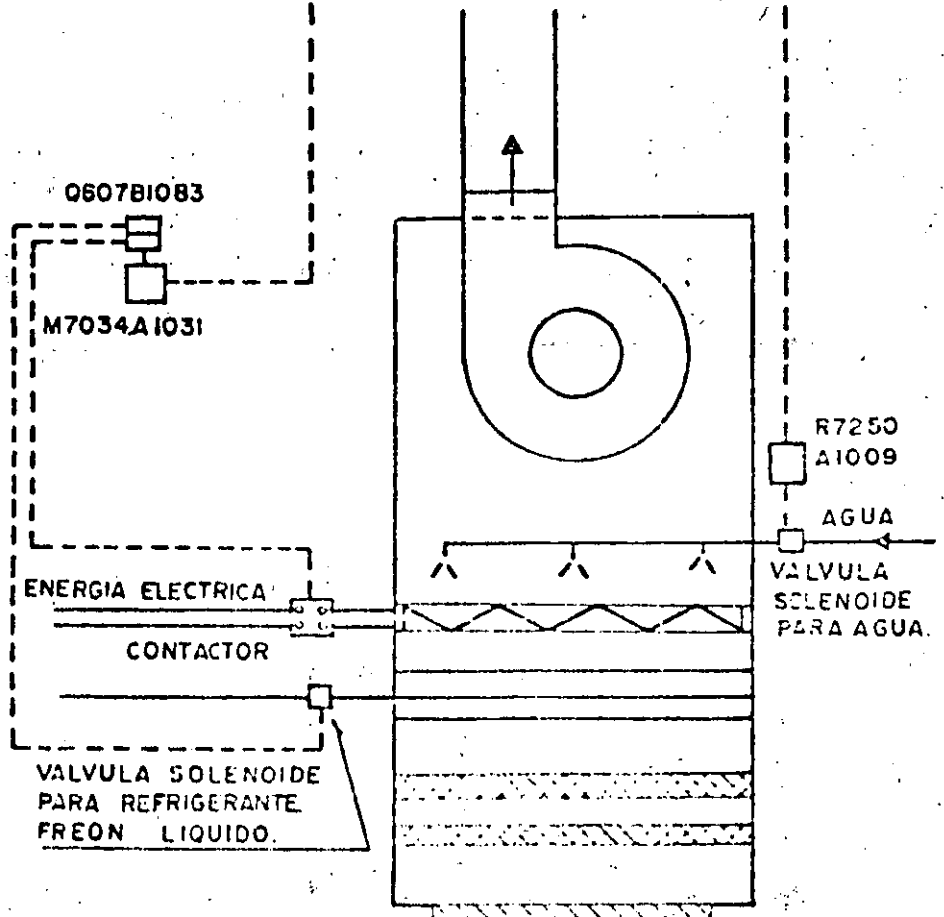
0200A1046
K7000A1001

T7023A1001

59

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
22

ACONDICIONADOR
UNIZONA.



7506 A1001
22204 016

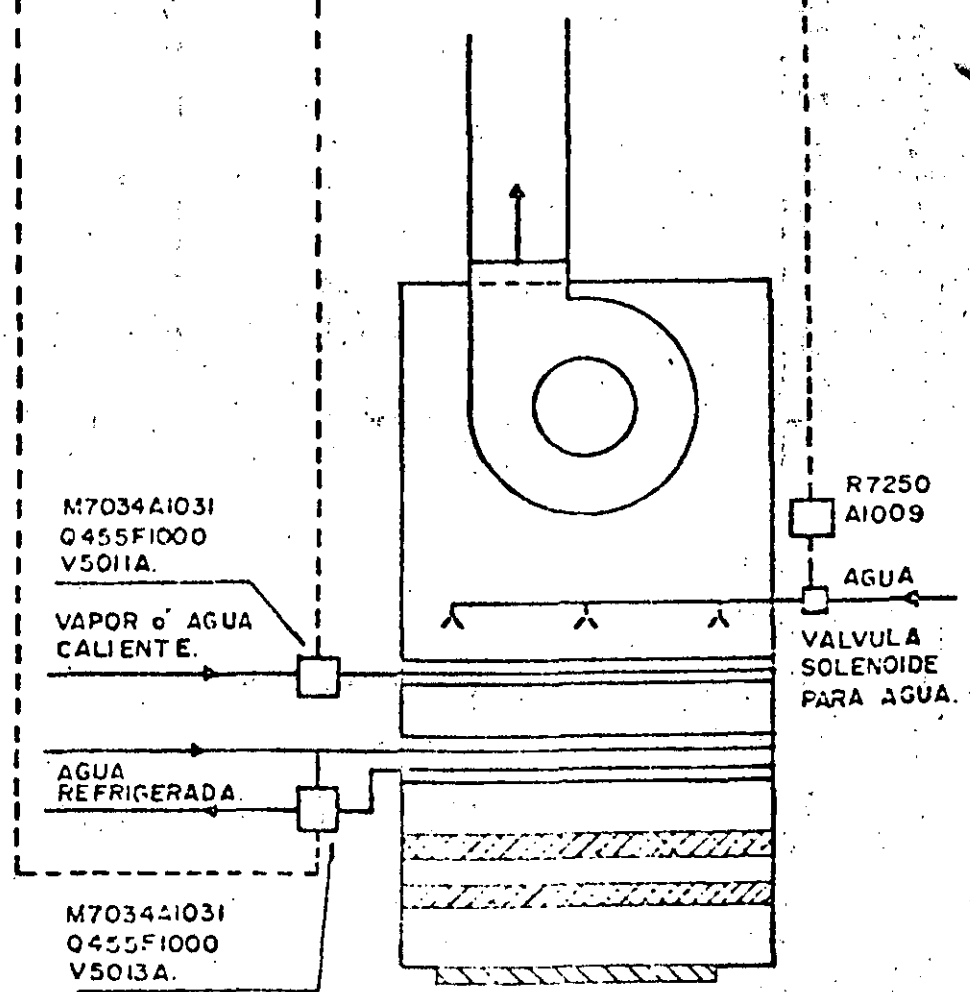
T7023A1001

T7023A1001

60

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
23

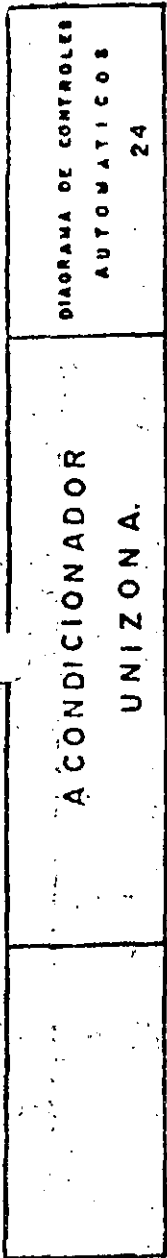
ACONDICIONADOR
UNIZONA.



Q 229A1031
H7000A1001

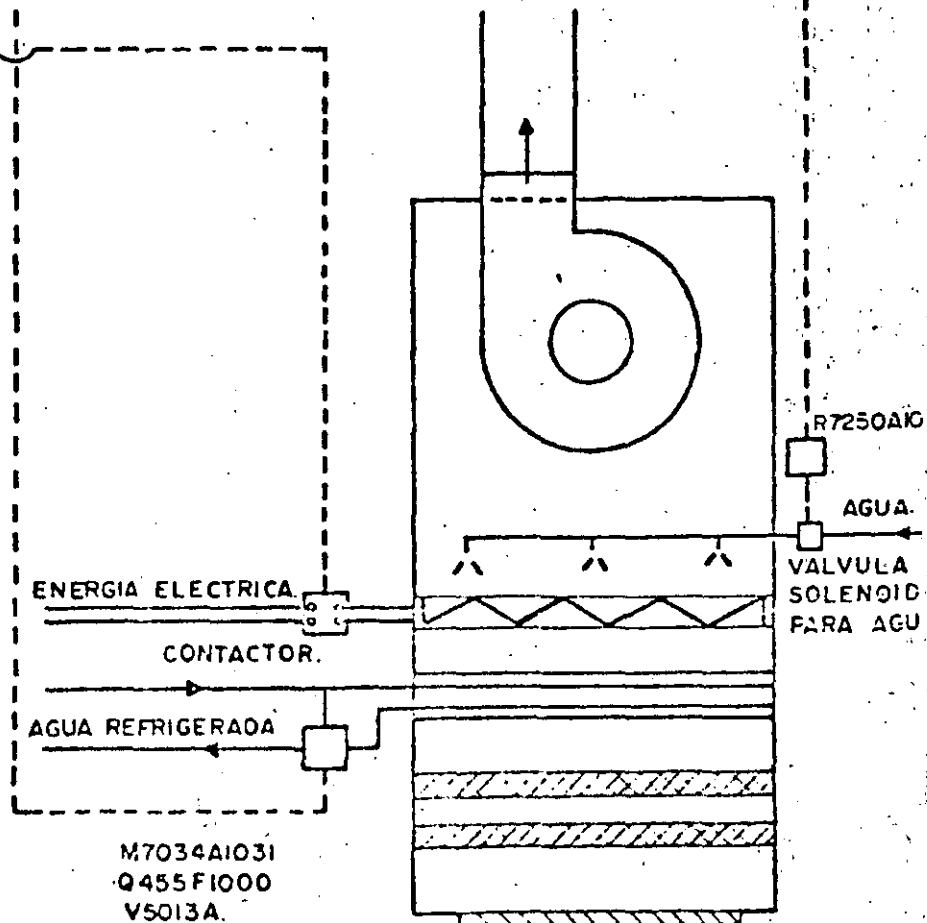
61

T70231001



T675A 1 ETAPA ó
678A 2 ETAPAS

BULBO INSTALADO EN EL DUCTO DE EXTRACCION DE LA SALA DE OPERACIONES.



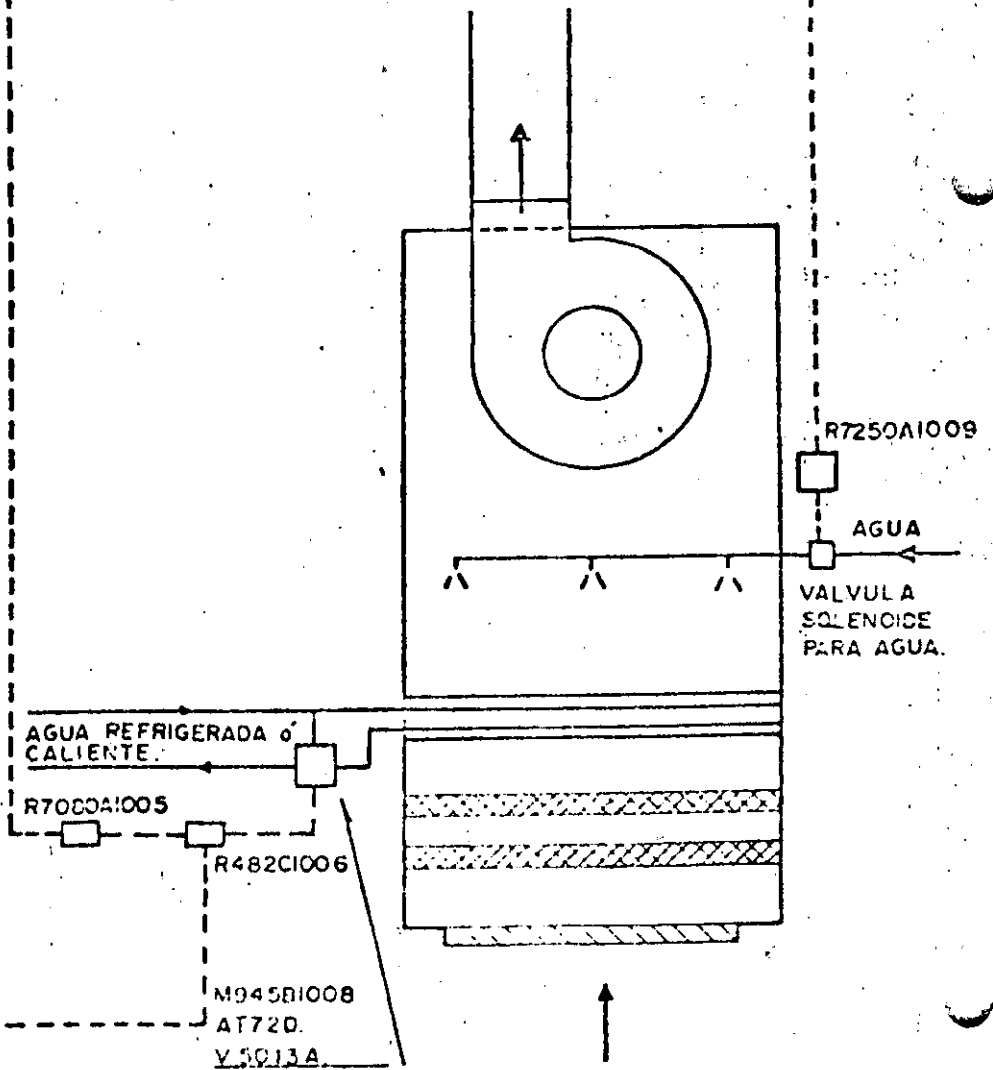
R7000A1001
O 229A1046

T 7018F1015

62

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
25

ACONDICIONADOR
UNIZONA



1 ETAPA
T 675A.

TERMOPOZO 112622



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

M A N T E N I M I E N T O

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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 bitácora, ya que el estado interno y las condiciones de operación se dependen o tienen de información de la bitácora. Cada fabricante presenta tipos de hojas de bitácora 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 bitácoras de operación se realiza para prever reparaciones mayores a equipo, pares 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

4

Es común que el jefe de mantenimiento no tenga tiempo para realizar este trabajo; esto indicará una falla de organización, el jefe de mantenimiento NO DEBE ser mecánico 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

5
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 de-
sarrollo de su trabajo con las consecuentes ventajas para su
empleador.



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

EJEMPLO DE CALEFACCION

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

Calificación

1

1/9

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

Información general.

Ubicación — Cd. de México

Altura — 2200 m S.N.M.

Condiciones interiores

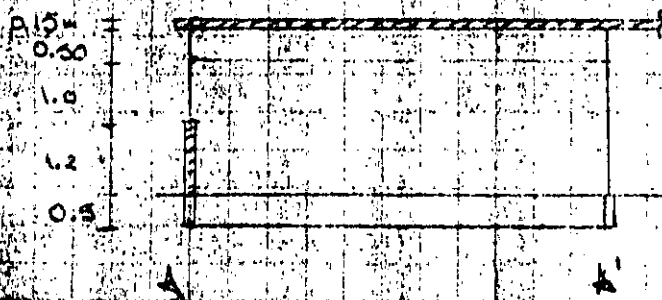
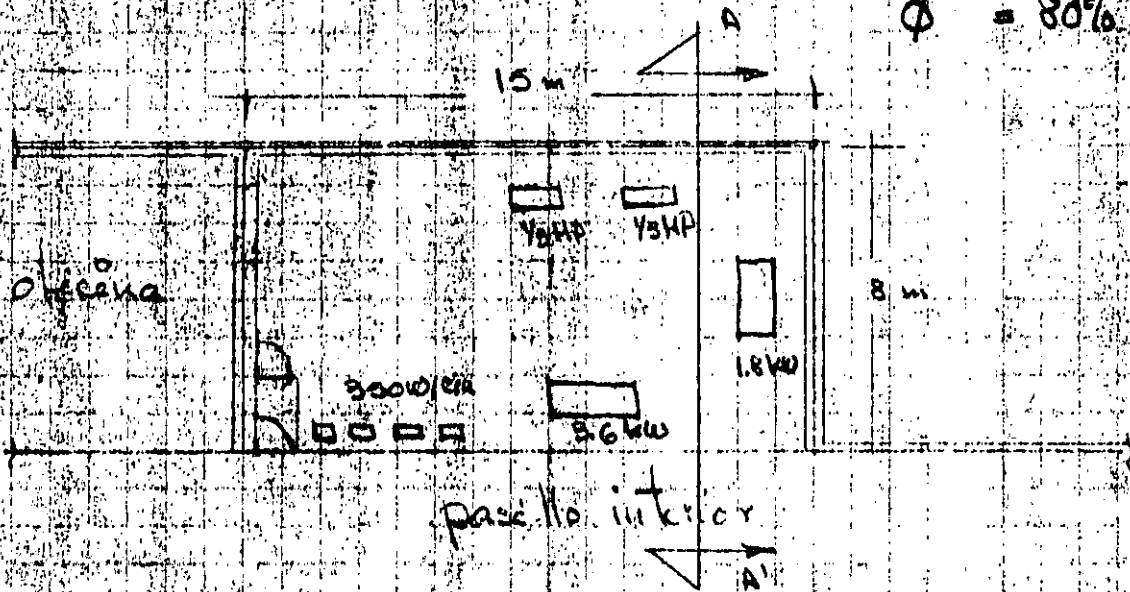
$$t_{bs} = 21^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$$

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

Condiciones exteriores

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

$$\phi = 80\%$$



2.

Cargas Internas

- 4 terminales, 330 W cada una
 2 impresoras, 1/3 HP cada una
 1 Computador tipo "A" 1.8 kW
 1 Computador tipo "B" 3.6 kW

Illuminacion personal 20 W/m² fluorescente
 7 personas.

Materiales de Construcción

techo losa de concreto armado 15 cm.
 panel, muro de concreto 15 cm.
 plafond yeso 13 mm
 vidrios vidrios horizontales 6 mm

Cálculo de U

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

3

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

vidrios los vidrios deberán tener la misma consideración exterior

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.006}{0.7}} = 5.99 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

Cálculo de pérdidas:

El calor que pierda una barrera está definido

Como:
$$q = U A \Delta T$$

4

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

Datos

techo	$q_1 = 3.87 (15 \times 8) (21 - 0) = 9752 \text{ kcal/h}$
muros al exterior (partidos)	$q_2 = 3.87 (15 \times 1.2 + 8 \times 1.2) (21 - 0) = 2243 \text{ kcal/h}$
vidrios (exterior)	$q_3 = 5.97 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$
muros al interior	

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

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

pared interior

$$q_4 = 2.89 (8 \times 2.20) (21 - 10.5) = 2.89 \text{ kcal/h}$$

vidrios
interiores

$$q_{10} = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.20) (21 - 10.5) = 1470 \text{ kcal/h}$$

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

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

Iluminación: por ser fluorescente de baja potencia
un factor de corrección de 1.17

$$Q = 10 \times 860 \text{ kcal/h}$$

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

Personal

tipo de actividad: — trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_s = 2.85 \text{ BTU/h persona} \quad 72 \text{ kcal/h pers.}$$

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

7 personas.

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

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

Equipo

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 104 350W eu

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

Impresoras 1/2 1/2 HP eu

Motores de 0.5 a 3HP 1071 kcal/HP

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

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.

Elencencias totales.

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

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

Carga total del local = Ganasias - Pérdidas

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

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

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

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

Aire necesario y condiciones de inyección

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H_A$$

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

$$\text{Volumen del local} = 8 \times 10 \times 2.20 = 264 \text{ m}^3$$

Proporcionando el gasto mínimo recomendable (10 cambios/h)

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

densidad del aire:

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 \text{ @ } 15^\circ\text{C}$$

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

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

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{m C_p} = \frac{3612}{2420 (0.24)} = 14^\circ C$$

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

humedad de inyección:

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

$$\Delta H = \frac{q_L}{m \lambda} = \frac{287}{2421 (585)} = 2 \times 10^{-4} \text{ kg agua/kg aire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar

$$H_{iny} = H_{interior}$$

Las condiciones de inyección serán:

- $t_{as} = 35^\circ C$
- $t_{oh} = 18.3^\circ C$
- $H = 0.0825 \text{ kg agua/kg aire}$
- $h = 16.75 \text{ kcal/kg}$

Aire exterior.- El aire exterior sirve para ventilación a las personas por lo que se debe considerar en aplicación como oficinas mezcladas sin humo de cigarrillos.

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

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

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

Aire de mezcla

$$m \cdot h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

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

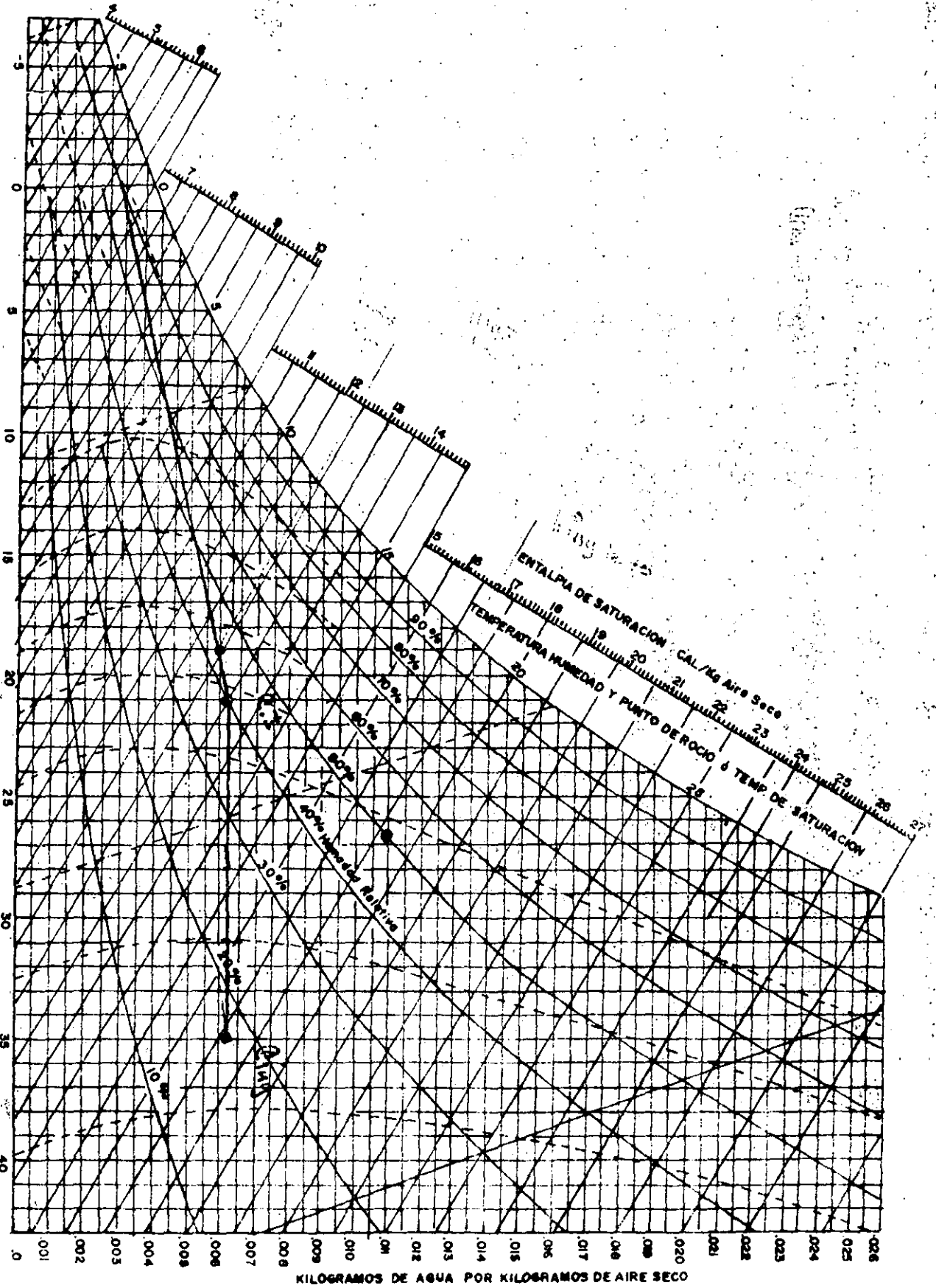
Capacidad del equipo

$$q_e = m (h_{\text{iny}} - h_{\text{mez}}) = 2429 (16.75 - 12.36) = \underline{10667 \text{ kcal/h}}$$

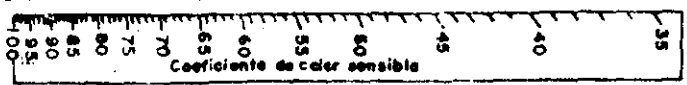
La humedad absoluta del aire de mezcla es 0.0059 kg H₂O/kg aire como se ha considerado despreciable al orden calculado de ΔH aun q_e se compensará con esta pequeña referencia

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

TEMP. DE BULBO SECO °C



KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO





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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN
COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL -
INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

TEMA COMPLEMENTARIO

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR
Flujo hacia abajo

5

6

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR
Flujo hacia arriba

9

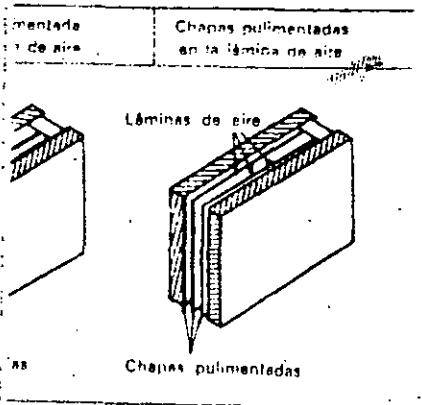
NOTA 1:

Los coeficientes de conductividad K están expresados en Kilocalo-
rías por metro cuadrado, por hora y por grado centígrado de dife-
rencia 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

Una hoja lámina de aire	Dos hojas en lámina de aire	En una o dos caras	Una hoja en lámina de aire	Dos hojas en lámina de aire
0,20	0,24	1,35	0,75	0,50
0,20	0,24	1,25	0,75	0,44
0,20	0,24	1,21	0,75	0,44
0,20	0,24	1,66	0,93	0,66
0,20	0,24	1,41	0,93	0,58
0,20	0,24	1,56	0,93	0,63
0,20	0,20	1,51	0,88	0,63
0,20	0,20	1,48	0,88	0,63
0,20	0,20	1,42	0,88	0,63
0,20	0,20	1,37	0,82	0,63
0,20	0,20	1,33	0,82	0,59
0,20	0,20	1,27	0,82	0,59
0,20	0,20	1,22	0,76	0,59
0,20	0,20	1,17	0,76	0,59
0,24	0,20	1,12	0,73	0,54
0,24	0,20	1,07	0,73	0,54
0,24	0,20	0,96	0,68	0,49
0,24	0,20	0,93	0,63	0,49
0,24	0,20	0,88	0,63	0,49
0,24	0,20	0,78	0,57	0,44
0,24	0,20	0,73	0,54	0,44
0,24	0,20	0,68	0,54	0,39
0,34	0,20	0,63	0,49	0,39
0,20	0,20	0,59	0,44	0,34
0,20	0,15	0,49	0,39	0,34
0,20	0,15	0,44	0,34	0,29



1 % con respecto a los valores indicados

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	1,26	0,98	0,80	0,68	0,60	0,52	0,47
1,50	1,12	0,91	0,75	0,64	0,56	0,49	0,45
1,25	0,97	0,80	0,68	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	0,36	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

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

PUERTA		
Espesor de la puerta (cm)	Valor de K puerta sencilla	Valor de K puerta doble chasis o armadura
2,5	3,4	1,7
3,2	2,9	1,6
3,8	2,6	1,5
4,4	2,5	1,5
5,1	2,3	1,4
6,3	1,9	1,2
7,6	1,6	1,1
Vidrio (horculita de 19 mm)	5,1	2,1

PAREDES FORMADAS POR BLOQUES O BALDOSAS DE VIDRIO

Especificaciones *	Valor de K
146 × 146 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 150 × 150 × 100 (70)	3,0
197 × 197 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 200 × 200 × 100 (70)	2,7
297 × 297 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 300 × 300 × 100 (80)	2,5
197 × 197 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (70)	2,3
297 × 297 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (80)	2,1

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

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

Diagrama No. 1

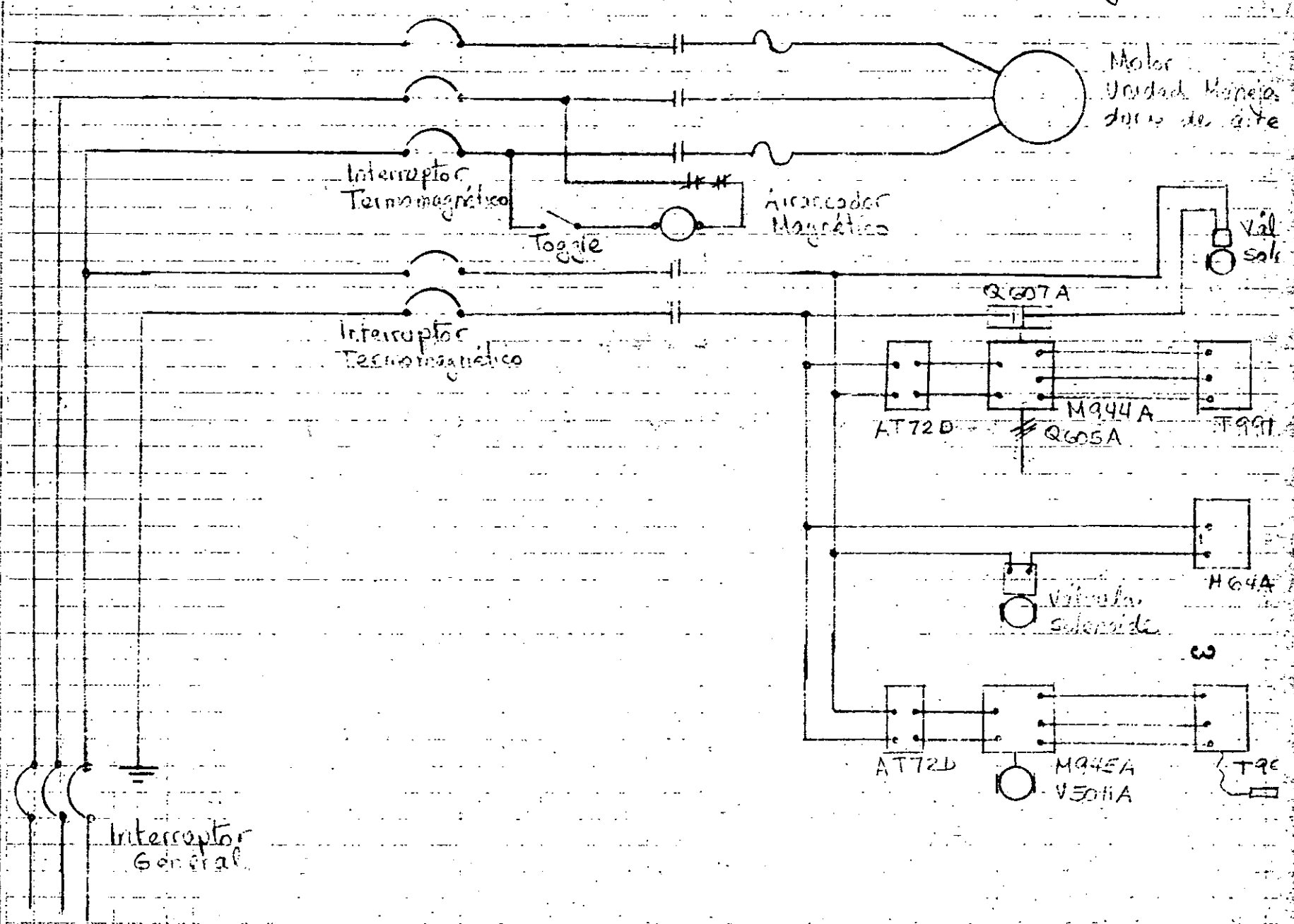


Diagrama 2

Motor Unidad
manejadora de
alzas

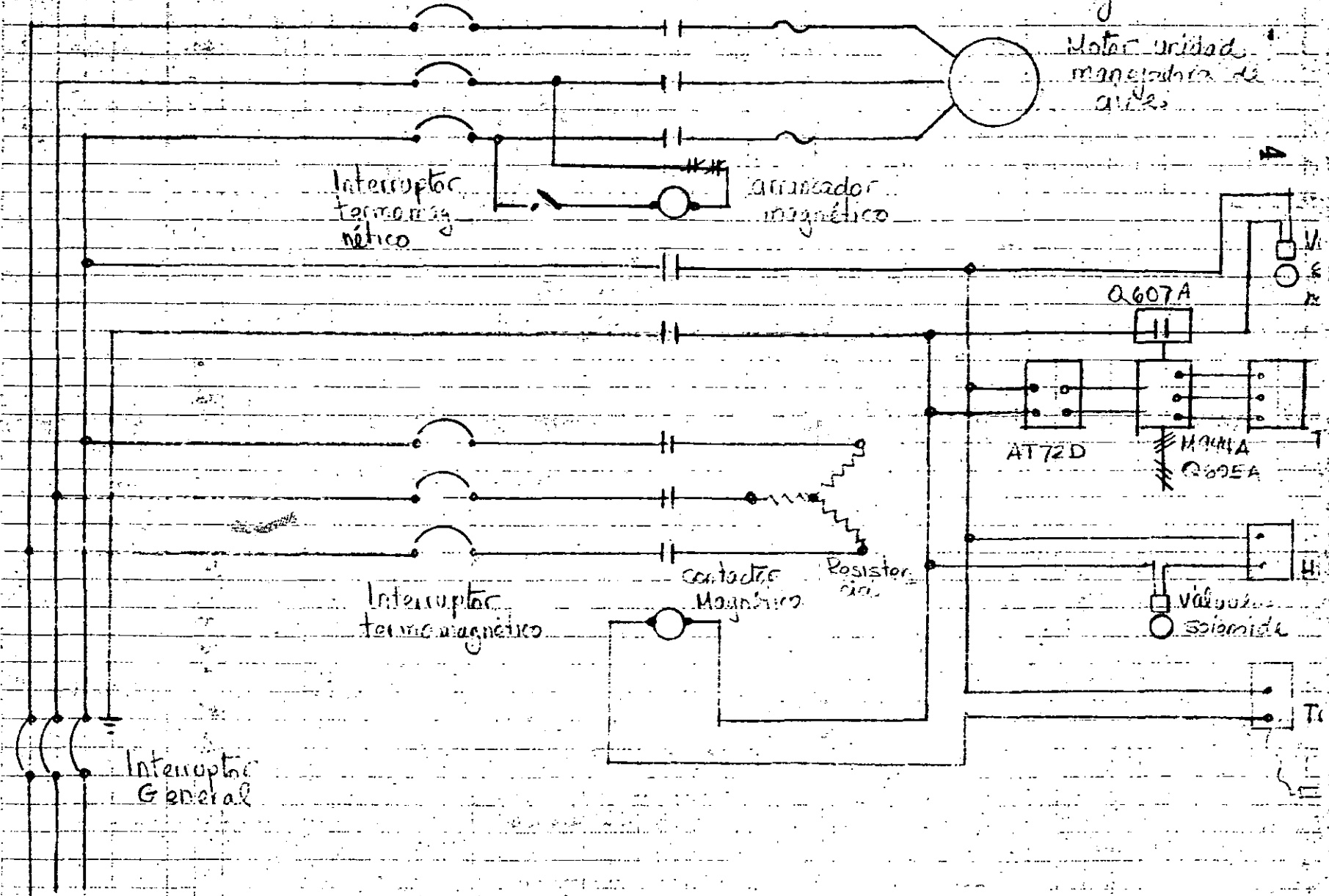


Diagrama 3

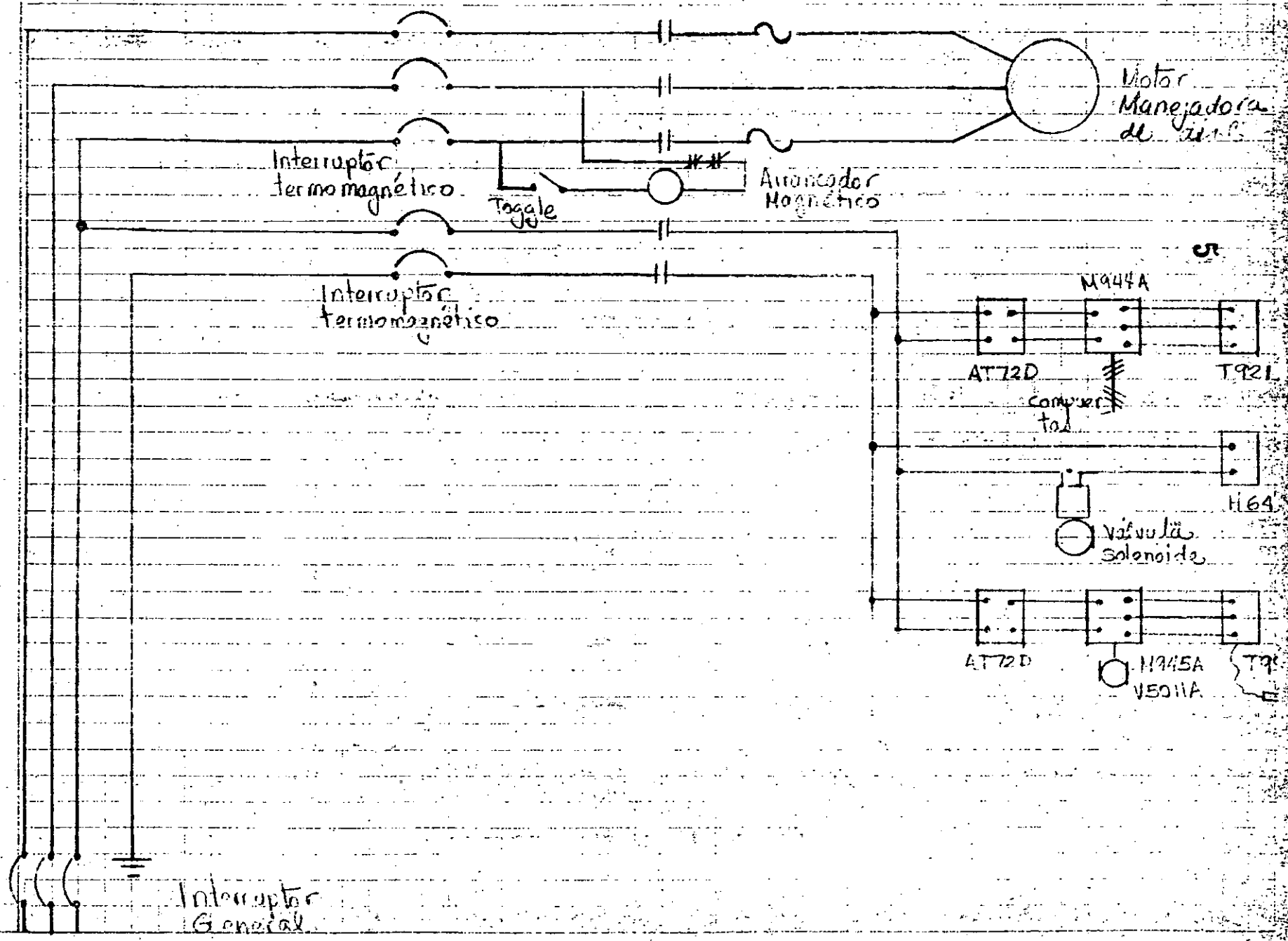
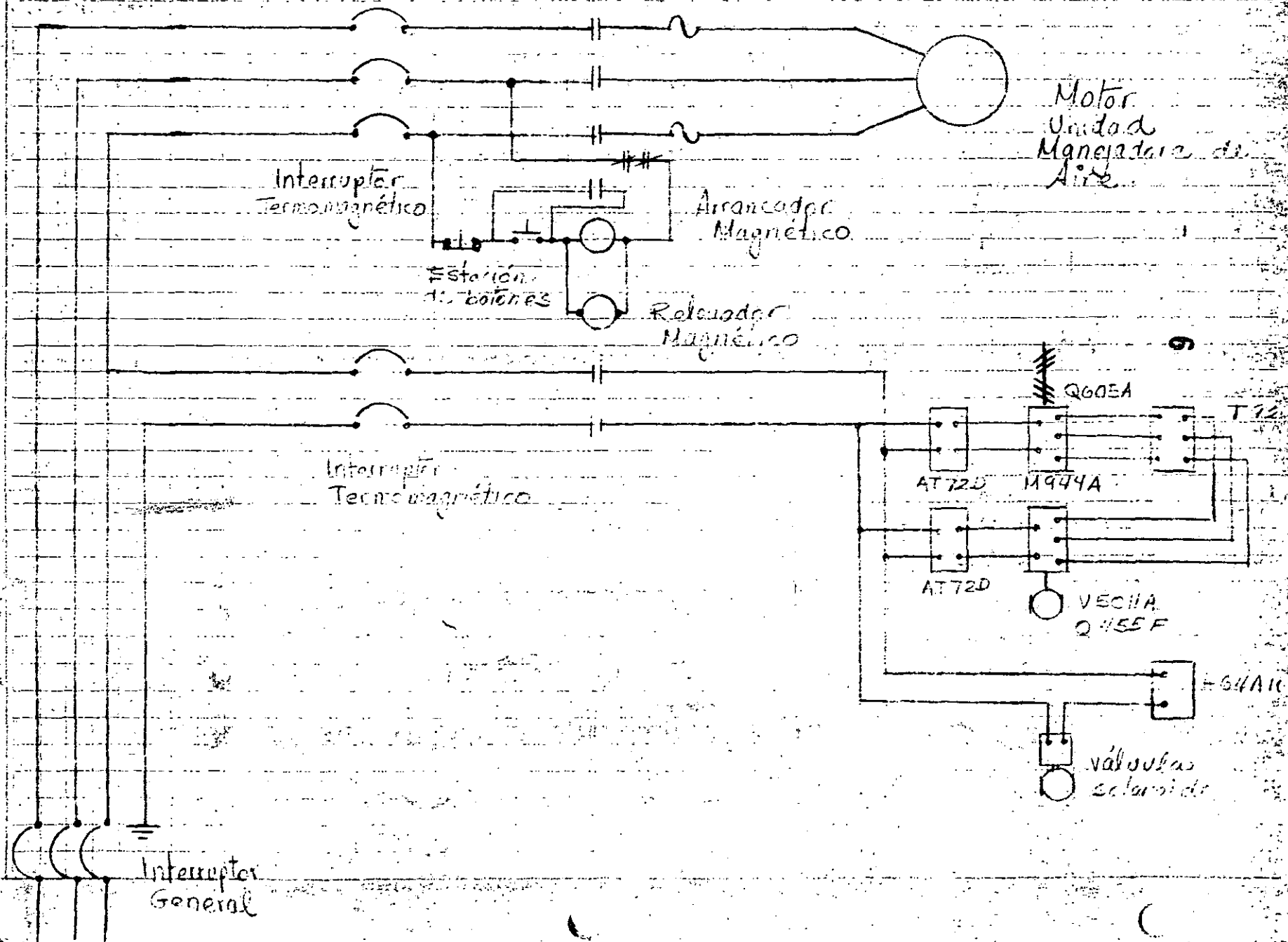


Diagrama 13



TABLAS PENDIENTES

- OK
1. TABLA PARA ANCLAJES PRACTICOS DE CARRIGER (NO SE DEBE USAR)
 2. TABLA DE TEMP. EXT. DE DISEÑO DE LOS ESTADOS DE LA REPUBLICA ²⁰⁰⁰
 3. TABLA DE ECUACIONES DE CORRECCION DE LOS VALORES h_o y h_i
 4. ^{TABLA} DE TEMA CONDICIONES DE COMODIDAD PUNTO 6.2
 5. TABLA DE MATERIALES EMPLEADOS DE LIBRO DEL Ing. INEZ GARCIA
 6. TABLA DE HUMEDADES RELATIVAS EN FUNCION DEL TIPO DE VIDRIO.
 7. TABLA DE VALORES DE 'U' EN VIDRIOS Y MUERTAS.
 8. TABLA DE CARRERA PARA LOS VALORES DE K
 9. TABLA DE ESPESORES DE AISLAMIENTO

Tabla 13 (Continúa)

Tabla 14 (Continúa)

Tabla 15 (Continúa)

Tabla 16 (Continúa)

Tubo	E.R.	Temperatura 67°C (150°F)				Temperatura 93°C (200°F)				Temperatura 121°C (250°F)				Temperatura 149°C (300°F)				Temperatura 177°C (350°F)				Temperatura 205°C (400°F)														
		Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E	Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E	Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E	Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E	Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E	Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E	Pulg.	m.m.	BTU/m.h.	E							
2 1/2	N	18.1	45.7	10.7	31.0	18.0	N	18.1	47	31	15.1	38.2	1	25.4	64	33	35.0	88.9	1	25.4	64	44	38.1	102.0	1	31.8	80.0	1	38.1	102.0	1	44.8	113.0	1	51.8	132.0

E: Espesor recomendado.
 N: Pulgada de tubería.
 L: 1/2 pulgada de tubería.
 TS: Temperatura superficial aproximada.
 T.a: Temperatura ambiente.

Estos espesores no son de fabricación standard. Su fabricación está sujeta a un cargo extra y a un tiempo de entrega variable. Se recomienda consultar con nuestro departamento de ventas. Estos espesores pueden obtenerse si el tubo es anidamiento de tubería standard.

Nota: Igual que L, solo que otros espesores no pueden obtenerse anidamiento de tuberías.

AISLAMIENTO VITROFORM* PARA TUBERIAS FRIAS T.a = 27°C (80°F) HUMEDAD RELATIVA 90%

∞

Temperatura de Operación	9°C a 2°C (49°F a 35°F)				1°C a -18°C (34°F a 0°F)				-19°C a -34°C (-1°F a -30°F)				-35°C a -51°C (-31°F a -60°F)				-52°C a -84°C (-61°F a -120°F)			
	18°C a 25°C (31°F a 45°F)				26°C a 45°C (46°F a 80°F)				46°C a 61°C (81°F a 110°F)				62°C a 78°C (111°F a 140°F)				79°C a 111°C (141°F a 200°F)			
Diferencia de Temperaturas	E. R.		G. C.		E. R.		G. C.		E. R.		G. C.		E. R.		G. C.		E. R.		G. C.	
	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.	m.m.
1/2	12.7	32.0	1 1/4	38.0	10.7	2 1/2 N	64.0	15.3	3 N	76.0	19.5	3 1/2 N	89.0	23.4	4 N	102.0	28.2	5 N	127.0	35.3

E: Espesor Recomendado.
 GC: Ganancia de calor.
 T.a: = Temperatura ambiente.
 L: Estos espesores no son de fabricación standard.

Su fabricación está sujeta a un cargo extra y a un tiempo de entrega variable. Se recomienda consultar con nuestro departamento de ventas. Estos espesores pueden obtenerse por anidamiento de tubería standard. N: Espesores obtenibles sólo por anidamiento de tuberías standard.

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES.

	K <u>Kcal/mh°C</u>	U <u>Kcal/m2h°C</u>
1.- LADRILLO O TABIQUE RECOCIDO		
Muros de ladrillo al exterior	0.75	
Muros de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera.	0.66	
Muros de ladrillo interiores	0.60	
1a. LADRILLO COMPRIMIDO		
vidriado para acabado aparente	1.1	
1b. AZULEJOS Y MOSAICOS	0.90	
En muros exteriores.	0.90	
En muros interiores	0.80	
3.- PIEDRAS NATURALES.		
Piedras compactas, como grani to, mármol, basalto, etc., -- con peso específico mayor de 2600 Kg/m ³	2.5	
Piedras porosas, como la are- niska y la caliza blanda o -- arenosa.	1.5	
4.- APLANADO CON MORTERO DE CAL.		
Al exterior	0.75	
Al interior	0.60	
4a. MORTERO DE CEMENTO	1.5	
Terrazzo y pisos de cemento	1.5	
4b. TEZONTLE.		
Como relleno o terrado seco	0.16	
5.- CONCRETO.		
Armado	1.3 a 1.5	
Pobre, de 2200 Kg/m ³	1.1	
Ligero, de 1250 Kg/m ³ al exte rior.	0.60	
Colchoneta lana de vidrio	0.04	
Canceles de plástico	0.65	
Ligero de 1250 Kg/m ³ , al inte rior.	0.50	
Ligero con agregado de piedra pómez.	0.45	

	K Kcal/mh°C	U Kcal/m2h°C.
Ligero de 800 Kg/m ³ , al exterior.	0.40	
Ligero de 800 Kg/m ³ , al interior.	0.30	
Concreto celular (como siporex), de 350 a 100 Kg/m ³	0.09 a 0.40	
Muros de concreto celular (siporex) aproximadamente	0.40	
6.- BARRA		
Adobes, al exterior	0.80	
Adobes, al interior	0.50	
Enbarro (con paja y carrizos)	0.40	
7.- ARENA Y TIERRA.		
Rellenos de tierra, arena o grave, expuestos a la lluvia.	2.0	
Rellenos de terrado, secos, en azoteas.	0.50	
8.- TEJADOS DE ASBESTO	0.19	
9.- MADERA		
Seca	0.12	
Expuesta a la lluvia	0.18	
Virutas como relleno	0.10	
Aserrín como relleno	0.07	
10.- LINOLEO	0.16	
11.- CARTON		
Ruberoide (con brea) como aislante	0.12	
	0.06	
12.- CORCHO		
De menos de 250 Kg/m ³	0.04	
de 250 a 400 Kg/m ³	0.05 a 0.06	
13.- PUERTAS.		
De acero exteriores		5.5
De acero interiores		3.0
De madera maciza de 2 a 6.5cms.		2.5
De espesor real (1" a 3" nominales)	3.4 a	1.6
14.- VENTANAS Y TRAGALUCES		
Sencillos	5.5 a	6.5
Dobles	2.2 a	3.3
Triples		1.4
15.- BOCK DE CRISTAL 20x20x10cm.		
Al exterior		2.4
Al interior		2.0

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 Kilocalo-
rías por metro cuadrado, por hora y por grado centígrado de dife-
rencia de temperatura, para un material de un metro de espesor.
Dividiendo el coeficiente K entre 0.124 se obtienen BTUs por pié
cuadrado, hora grado Fahrenheit, para una pulgada de espesor.

NOTA 2:

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

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

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

<u>Rellenos y aislamientos</u>	kg/m ³	kcal/m, °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
Aserrin relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrin 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	0.08
Celotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	350	0.07
Fibracel, medio duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, poroso, seco	600	0.07
	300	0.045

Varios materiales

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

	kg/m ³	kcal/m, °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



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

CURSO: " PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

TABLAS ANEXAS

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

ESTADO	CIUDAD	RANGO DIARIO (°F)	DATOS SITUACION				DATOS VERANO								DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS DE CALCULO				HUMEDAD RELATIVA (porcentaje)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS		GRADOS DIA ANUALES (°C)		
			LATITUD N	LONGITUD W		m bar	mm Hg	MAX EXT. °C	BS	BH	BS			BH	MIN EXT. °C		BS	BS
MICHOCAN	APATZINGAN	11.10	19° 05'	102° 18'	622	937	703	43.0	39	25	402	77	35	3,013	+11.5	+15	59	
	MOCTELIA	14.35	19° 42'	101° 07'	1,913	812	609	31.3	30	19	06	66	38	168	+1.6	+6	43	270
	ZAMORA	17.70	19° 59'	102° 18'	1,633	840	530	37.5	35	20	95	08	27	520	-0.2	+4	39	25
	TACAPUL	19.35	19° 45'	101° 45'	2,000	804	603	39.8	37	19	90	66	52	168	-6.0	-1	30	675
MORELOS	CUAUTLA	25.80	18° 40'	96° 57'	1,791	874	655	47.4	42	22	108	72	20	825	+5.1	+9	45	
	CIERNAVECA	11.70	18° 35'	99° 14'	1,510	849	681	37.6	31	20	88	68	39	250	+0.9	+11	52	
NAYARIT	JAN BLAS	8.25	21° 32'	103° 19'	7	1,013	760	26.0	33	20	91	79	60	1,402	+7.3	+11	52	
	TEPIC	18.45	21° 51'	108° 33'	918	912	684	38.4	36	26	97	79	47	600	+1.9	+6	43	
NUEVO LEON	MONTMORELOS	12.44	26° 12'	99° 50'	432	985	774	47.8	37	25	102	77	35	1,856	+0.5	+5	41	99
	MONTERREY	15.15	25° 40'	100° 18'	538	934	715	41.5	35	26	100	79	41	1,181	-5.4	0	32	173
OAXACA	OAXACA	18.45	17° 00'	96° 42'	1,563	846	635	37.0	35	22	75	72	35	290	+2.4	+7	45	
	SALINA CRUZ	8.55	16° 12'	95° 12'	56	1,007	755	36.0	34	26	93	79	55	2,403	+16.0	+19	66	
PUEBLA	PUEBLA	15.15	19° 02'	98° 11'	2,150	790	593	26.0	29	17	84	63	35	104	-1.9	+3	37	419
	TEHUACAN	19.25	18° 28'	97° 23'	1,076	835	627	37.0	34	20	73	68	30	190	-1.0	0	27	30
QUERETARO	QUERETARO	17.70	20° 36'	100° 23'	1,842	819	614	36.7	33	21	91	70	38	159	-4.9	0	34	268
QUINTANA ROO	COZUMEL	9.30	20° 31'	86° 57'	3	1,013	760	35.8	33	27	71	81	65	1,969	+10.3	+14	57	
	PLAYA OLISPO	9.60	18° 50'	88° 20'	4	1,013	760	37.2	34	27	93	81	60	2,170	+9.8	+13	45	
SAN LUIS POTOSI	SAN LUIS POTOSI	18.75	22° 09'	100° 38'	1,887	816	612	37.3	34	18	93	64	22	86	-2.7	+2	36	145
SINALOA	CULIACAN	12.45	24° 08'	107° 20'	53	1,005	755	40.9	37	27	97	81	47	1,659	+3.1	+7	45	
	HATZATLAN	5.10	23° 11'	106° 25'	78	1,004	753	37.4	31	26	88	79	62	1,372	+10.2	+10	57	
	TOROLOCAMPO	10.80	25° 26'	109° 03'	3	1,013	760	41.1	37	27	99	81	47	1,354	+8.0	+12	53	
SONORA	GUAYMAS	16.45	27° 55'	110° 53'	4	1,013	760	47.0	42	27	108	72	17	1,009	4.70	+11	52	
	HERMOSELLO	13.50	29° 05'	110° 58'	211	989	742	45.0	41	28	106	82	37	1,073	+2.0	+6	43	84
	NOGALES	14.40	30° 21'	110° 38'	1,177	885	664	41.0	37	26	99	79	44	655	-9.0	-2	35	92.8
TABASCO	CIUDAD OREGON	14.15	27° 29'	107° 55'	40	1,009	757	48.0	43	28	109	82	32	2,443	-1	+4	39	
	VILLA HERUCSA	12.70	17° 59'	97° 55'	10	1,012	759	41.0	37	26	71	79	42	2,206	+17.2	+15	50	
TAMAULIPAS	MATAMOROS	10.64	25° 02'	97° 30'	12	1,012	754	39.2	36	26	97	79	46	1,815	-4.7	0	32	47
	NUEVO LAREDO	13.05	27° 28'	94° 30'	490	907	718	45.0	41	25	106	77	27	2,081	-7.0	-2	20	118
	TAMPICO	11.50	27° 12'	97° 31'	18	1,011	758	39.3	36	28	97	82	54	1,635	-2.5	+2	36	
	CIUDAD VICTORIA	15.15	23° 44'	99° 08'	321	977	733	41.7	36	26	100	79	40	1,317	-2.5	+2	36	87
TLAXCALA	TLAXCALA	15.15	19° 32'	98° 15'	2,752	781	588	29.4	28	17	82	63	39	311	-1.4	+3	37	512
VERACRUZ	JALAPA	17.70	19° 32'	96° 55'	1,399	863	647	34.6	32	21	70	70	40	245	+2.2	+6	43	208
	ORIZABA	14.50	18° 51'	97° 08'	1,248	878	659	37.0	34	21	93	70	35	184	+1.5	+6	43	130
	VERACRUZ	8.55	19° 13'	96° 08'	16	1,011	758	35.6	33	27	91	81	65	1,763	+0.6	+13	55	
YUCATAN	MERIDA	13.00	20° 36'	89° 38'	22	1,011	758	41.0	37	27	99	81	47	2,101	+11.6	+16	59	
	PROGRESO	13.80	21° 17'	89° 40'	14	1,012	754	38.8	36	27	97	81	50	1,900	+13.0	+16	61	
ZACATECAS	FRESNILLO	21.45	23° 10'	102° 53'	2,150	781	586	34.0	30	19	97	66	23	255	-0.5	0	32	794
	ZACATECAS	16.95	22° 47'	102° 34'	2,612	784	561	29.0	28	17	82	68	39		-7.5	-2	25	430.3

		CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO MEXICO										CALCULO DE CARGAS						
ESTADO	PAUZO DIARIO	CIUDAD	DATOS SITUACION				DATOS VERANO				DATOS INVIERNO							
			POSICION GEOGRAFICA	ALTURA	PRECISION BAROMETRICA	TEMPERATURAS	HUMED. RELAT. (90%)	GRADOS DIA	TEMPERATURAS	HUMED. RELAT. (90%)	GRADOS DIA							
			LATITUD N	LONGITUD W	DIL. MAR. m	BAR. mm Hg	MAX. EXT. °C	MIN. EXT. °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C				
AGUASCALIENTES	1800	AGUASCALIENTES	21° 53'	102° 18'	1879	316	412	36.8	34	9	93	66	26	24.8	-4.7	0	17	33.0
	315	ENSENADA	31° 53'	115° 36'	13	1012	759	36.5	30	26	93	79	55	109	4.1	+5	41	19.2
Baja CALIFORNIA	1615	MEXICALI	23° 29'	115° 30'		1315	760	47.0	43	28	109	82	33	1660	-37	+1	34	37.2
	840	LA PAZ	24° 10'	110° 07'	19	1011	768	38.0	36	27	97	81	50	1827	49.0	+13	55	54.6
	2000	TUZIGANGO	32° 29'	117° 03'	28	1010	768	38.2	35	25	95	79	50	1854	-8.3	+2	36	54.6
COMPECHE	1245	COMPECHE	19° 31'	90° 31'	25	1010	780	39.9	36	26	97	79	42	2087	+12.7	+16	51	
	1380	Ciudad del CARMEN	18° 30'	91° 40'	3	1013	760	41.0	37	26	99	79	42	2152	+10.8	+14	57	
	1245	MEXICALI	28° 05'	101° 20'	386	940	711	42.0	38	24	100	75	34	1169	-7.8	-1	27	11.0
	1695	NUVA ROSITA	27° 55'	101° 17'	480	965	724	45.0	41	23	106	77	30	1539	-8.5	+3	27	4.81
COAHUILA	1470	MEDRILLAS NEGRAS	28° 02'	100° 31'	210	988	741	43.4	40	26	104	79	34	1547	-11.9	-6	21	4.79
	1800	MEXICALI	23° 26'	101° 00'	1400	940	741	38.0	35	22	95	72	36	208	-9.6	-4	21	52.3
COLIMA	1440	COLIMA	19° 16'	103° 43'	694	956	719	37.5	36	24	97	75	34	1683	+8.5	+12	54	
	1200	GUANAJUATO	19° 04'	102° 20'	7	1014	760	36.6	35	27	95	81	55	2329	+2.3	+15	59	
	1080	TAMPICO	14° 54'	92° 16'	162	792	746	37.4	34	25	93	77	47	2081	-13.8	+16	6	
CHIHUAHUA	1170	TUXTLA GUERRERIZ	16° 45'	93° 06'	586	933	715	38.5	35	25	95	77	46	1601	+7.2	+11	22	
	1245	CHIHUAHUA	28° 33'	104° 24'	1423	840	548	38.5	35	23	95	73	38	621	-11.5	-6	21	79.3
	1500	GUANAJUATO	31° 04'	102° 21'	1137	890	667	41.2	37	24	99	75	35	695	-15.3	-10	14	11.00
DISTRITO FEDERAL	1915	MEXICO	19° 25'	99° 10'	2120	780	503	33.0	31	17	93	63	26	78	-4.8	0	32	84.7
	1000	DURANGO	24° 01'	102° 40'	1498	810	510	35.2	33	17	91	63	23	100	-5.0	0	32	5.0
	1275	CHIHUAHUA	25° 30'	103° 37'	1110	810	647	37.0	36	21	97	70	27	1082	-2.7	-	24	2.71
	1845	CELAYA	20° 33'	102° 29'	1150	838	619	41.6	38	20	100	68	22	637	-4.5	0	32	13.6
GUANAJUATO	1045	GUANAJUATO	21° 01'	101° 15'	2037	801	601	33.8	32	18	90	64	28	49	+1.0	+5	4	2.85
	1665	LEON	21° 08'	101° 41'	1809	822	617	36.5	34	20	93	68	30	192	-2.3	+2	36	17.4
	1740	GUANAJUATO	20° 15'	100° 51'	1761	822	620	38.0	35	19	95	65	25	367	-2.0	+3	5	4.0
	1500	GUANAJUATO (TAPAS)	26° 30'	99° 06'	9	1013	760	35.8	33	27	91	81	65	2613	+1.8	+19	44	
GUERRERO	1845	GUERRERO	17° 31'	99° 30'	1350	873	694	35.2	34	23	91	73	45	434	+5.0	+9	42	
	1375	TLANCOCO	18° 33'	99° 52'	1755	821	621	36.5	34	20	93	68	30	518	+2.3	+12	54	
	1845	TECUMCAN	20° 08'	90° 25'	2445	764	573	31.4	29	18	84	64	38		-5.8	-1	22	10.97
	3180	TULANGINGO	20° 05'	96° 22'	2101	787	590	34.7	32	19	90	66	32	12	-5.8	-1	22	81.9
	1530	GUADALAJARA	20° 41'	103° 20'	1589	844	633	26.0	33	20	91	68	34	204	+3.7	+1	24	14.4
JALISCO	2100	LAGOS	21° 23'	104° 56'	1880	816	612	43.0	37	20	102	68	20	574	-3.2	+2	34	16.2
	1730	PIERTO VALLARTA	20° 37'	105° 15'	2	1013	760	39.0	36	26	97	79	46	2090	+11.0	+14	57	
	1950	TECOCO	19° 31'	98° 32'	2216	784	688	30.0	32	19	90	66	32	175	-4.0	-1	22	56.9
MEXICO	1651	TOLUCA	19° 17'	99° 31'	2075	743	557	26.6	26	17	79	63	47		-3.0	+2	34	15.70



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

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

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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%	72%	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, Realto E. Cherru, 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.

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

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

t_i — temperatura de bulbo seco interior.

t_o — temperatura de bulbo seco exterior.

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

f_i — coeficiente de la película interior.

VII.8 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-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes

Latitud norte	TIEMPO SOLAR										Latitud sur
	A.M.					P.M.					
	8	10	12	2	4	6	8	10	12		

Pared hacia el:	Color exterior de la pared (0 = oscura, 1 = clara)														Pared hacia el:
	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	

Partición

NE	22	10	21	13	14	10	12	10	11	14	14	14	10	10	6	4	2	2	SE
E	-30	14	30	18	32	10	12	12	14	14	14	14	10	10	6	6	2	2	E
SE	13	0	20	16	28	18	24	16	16	14	11	14	10	10	6	4	2	2	NE
S	-4	-4	4	0	22	12	30	20	26	20	16	14	10	10	6	6	2	2	N
SO	-4	-4	0	-2	6	4	26	22	40	28	42	28	21	20	6	4	2	2	NO
O	-1	-4	0	0	6	6	20	12	40	28	48	31	22	22	8	8	2	2	O
NO	-4	-4	0	-2	6	4	12	10	24	20	40	26	31	24	6	4	2	2	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	4	4	10	10	14	14	12	12	8	8	4	4	0	0	S (sombra)

Tabique de 4 plz 6 pinta

NE	-2	-4	21	12	20	10	10	6	12	10	14	14	12	12	10	10	6	4	SE
E	2	0	30	14	31	17	14	14	12	12	14	14	12	12	10	8	6	6	E
SE	2	-2	20	10	28	18	20	16	18	14	14	11	12	12	10	8	6	6	NE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	21	16	26	18	20	16	12	12	8	8	4	4	N
SO	0	-2	0	0	2	2	12	8	32	22	36	26	31	24	10	8	6	6	NO
O	0	-2	0	0	4	2	10	8	26	18	40	28	42	28	16	14	6	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	30	22	31	24	12	10	6	6	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	6	6	10	10	12	12	12	12	8	8	4	4	S (sombra)

Ladrillo hueco de 8 plz

NE	0	0	0	0	20	10	16	10	10	6	12	10	14	12	12	10	8	8	SE
E	4	2	12	4	24	12	20	14	20	12	12	10	14	12	14	10	10	8	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	14	12	14	12	12	10	8	6	NE
S	0	0	0	0	2	0	12	6	24	14	26	16	20	14	12	10	8	6	N
SO	2	0	2	0	8	0	6	4	12	10	26	18	30	20	26	18	8	6	NO
O	4	2	4	2	4	2	6	4	10	8	18	14	30	22	32	22	18	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	30	22	16	8	SO
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	6	6	10	10	10	10	10	6	6	6	S (sombra)

Tabique de 8 plz - Ladrillo hueco de 12 plz

NE	2	2	2	2	10	2	16	8	14	8	10	6	10	8	10	10	8	8	SE
E	8	6	8	6	14	8	18	10	18	10	14	8	14	10	14	10	12	10	E
SE	8	4	6	4	6	4	14	10	18	12	16	12	12	10	12	-10	12	10	NE
S	4	2	4	2	4	2	4	2	10	6	16	10	16	12	12	10	10	8	N
SO	8	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	20	12	24	16	20	14	NO
O	8	4	6	4	6	6	8	6	10	6	14	8	20	16	24	16	24	16	O
NO	2	2	2	2	2	2	4	2	6	4	8	6	10	8	16	14	18	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	6	6	8	8	8	8	6	6	S (sombra)

Tabique de 12 plz

NE	8	6	8	6	8	4	8	4	10	6	12	6	10	6	10	6	8	8	SE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	11	10	14	10	14	8	14	8	E
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	11	10	14	10	12	8	12	8	NE
S	8	6	8	6	8	4	6	4	8	4	10	6	12	8	12	8	12	8	N
SO	10	6	10	6	10	6	10	6	10	8	10	8	12	8	14	10	10	10	NO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	16	10	O
NO	8	6	8	6	8	4	8	4	8	4	8	4	8	6	10	6	10	6	SO
N (sombra)	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	S (sombra)

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

Latitud norte	TIEMPO SOLAR										Latitud sur								
	A.M.					P.M.													
	8	10	12	2	4	6	8	10	12										
Pared hacia el:	CÓLOR EXTERIOR DE LA PARED (O=oscuro, C=clara)										Pared hacia el:								
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C			
Concreto ó piedra de 8 plg ó bien bloques de concreto de 6 u. 8 plg																			
NE	4	2	4	0	16	8	11	8	10	0	12	8	12	10	10	8	8	6	SE
E	6	4	14	8	21	12	21	12	18	10	11	10	14	10	12	10	10	8	E
SE	6	2	6	4	10	10	18	12	18	12	14	12	12	10	12	10	10	8	NE
S	2	1	2	1	4	1	12	0	10	12	18	12	14	12	10	8	8	6	N
SO	6	2	4	2	6	2	8	4	14	10	22	16	24	16	22	16	10	8	NO
O	6	4	0	4	0	4	8	0	12	8	20	14	28	18	26	18	14	10	O
NO	4	2	4	0	4	2	4	4	6	0	12	10	20	14	22	10	8	6	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	4	4	4	S (sombra)
Concreto ó piedra de 12 plg																			
NE	6	4	0	2	6	2	14	8	14	8	10	8	12	10	10	8	8	6	SE
E	10	8	8	6	10	6	18	10	18	12	10	10	12	10	14	10	14	10	E
SE	8	4	6	4	6	4	14	8	10	10	10	10	14	10	12	10	12	10	NE
S	6	4	4	2	4	2	4	2	10	6	14	10	10	12	14	10	10	8	N
SO	8	4	8	4	6	4	6	4	8	6	10	8	18	14	20	14	18	12	NO
O	10	8	8	6	8	6	10	6	10	6	12	8	18	10	24	14	22	14	O
NO	6	4	6	2	6	2	6	4	6	4	8	6	10	8	18	12	20	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	6	S (sombra)

NOTAS:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ganancia total de calor} \\ \text{debida a la radiación solar} \\ \text{y a la diferencia de} \\ \text{temperaturas en Btu/h.} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \text{Coeficiente de transmisión} \\ \text{de calor de la} \\ \text{pared en Btu/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \text{Temperatura diferencial} \\ \text{tomada de} \\ \text{la tabla} \end{array} \right\}$$

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

R. A.

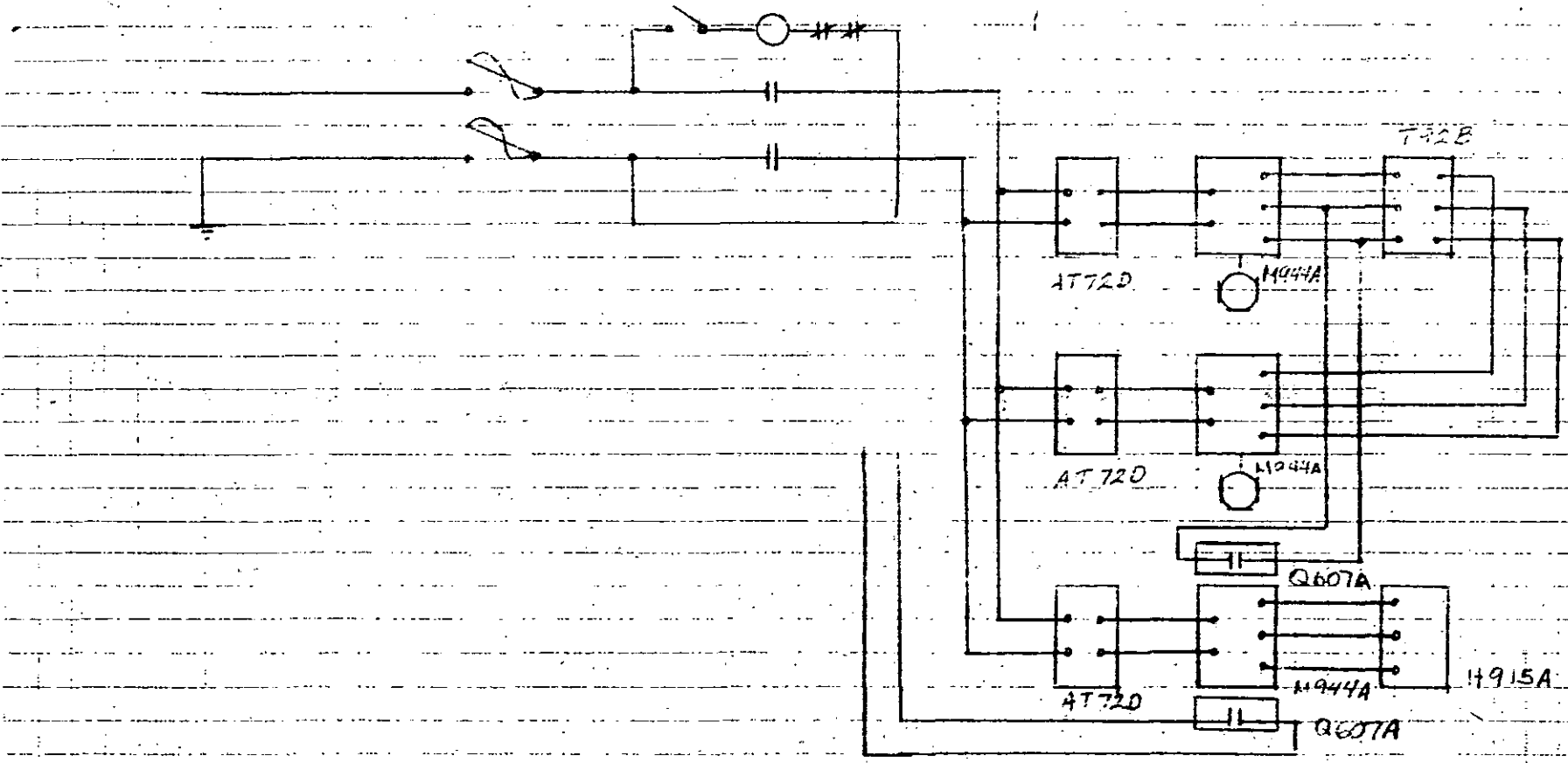
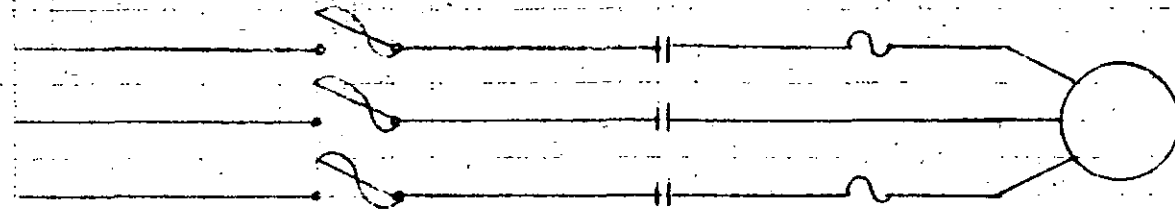
TABLA IX-5. Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos

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%.



②



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

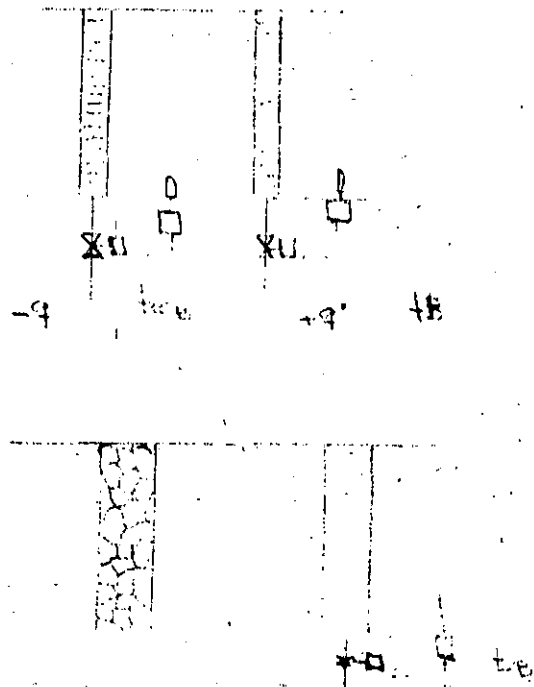
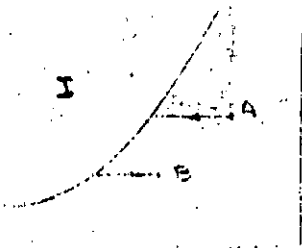
HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

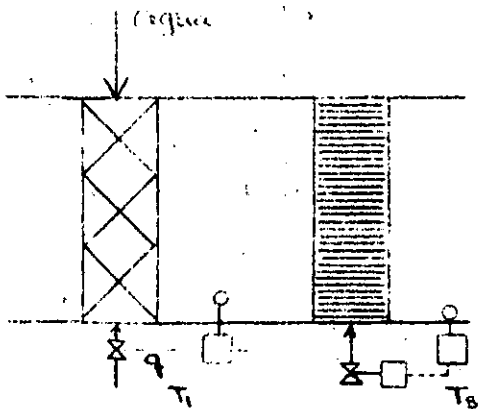
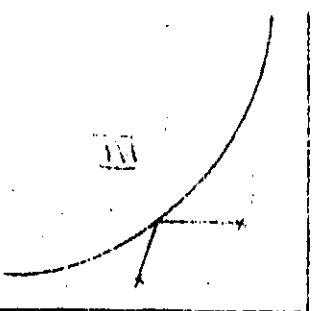
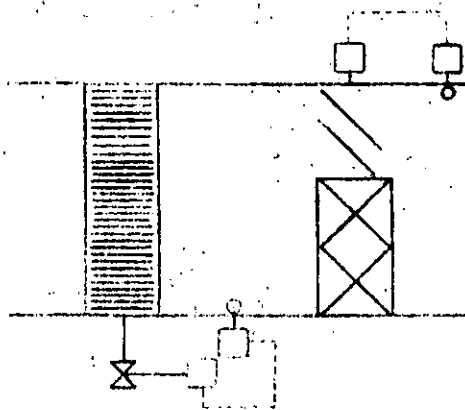
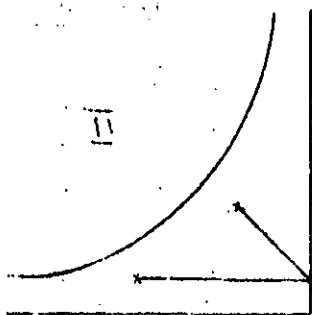
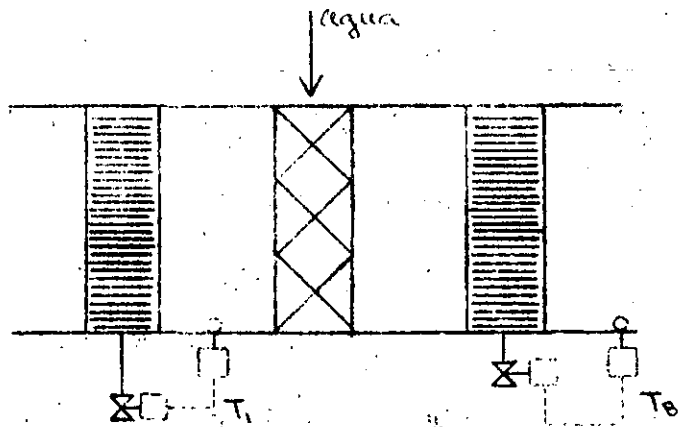
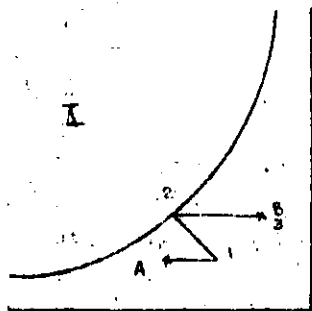
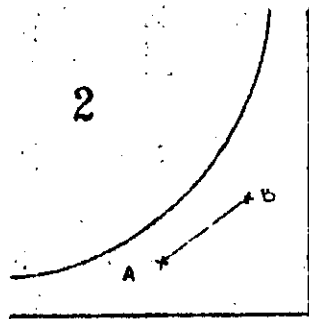
Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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 empleándolos 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:

$$q_l = m \Delta H \lambda$$

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.

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

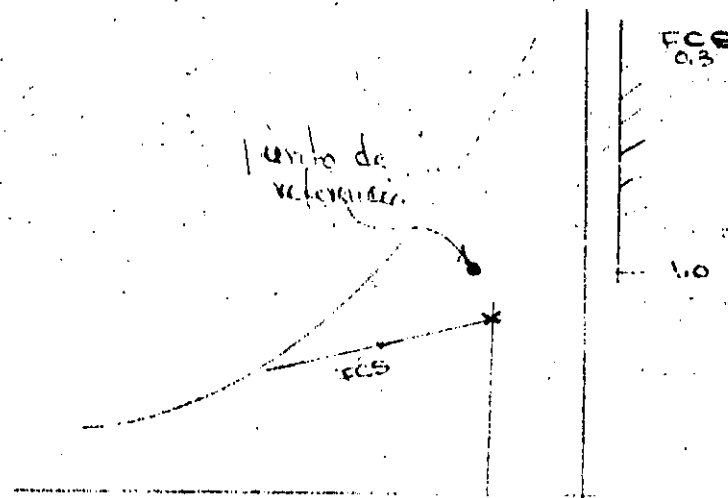
FACTOR DE CALOR SENSIBLE

(5)

Evidentemente, no es posible introducir una magnitud de aire para recojer 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 linea de operación del aire desde que este ingresa al local hasta que llega a las condiciones interiores.

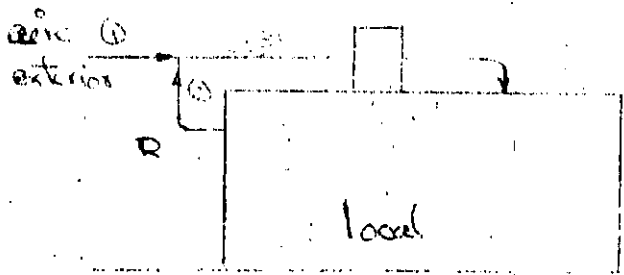


Para el caso de verano la línea de calor sensible tendrá como origen la curva de saturación de la carta psicrométrica y como final el punto que define las condiciones interiores del local. En el caso de calefacción en invierno, se presenta un problema de indefinición de las variables; si el suministro 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 volumen 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.

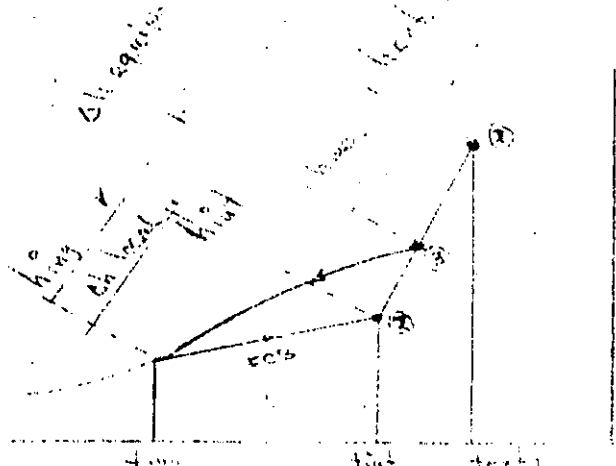
CICLO COMPLETO DEL AIRE

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 economaa 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.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

EJEMPLO DE CALCULO EN VERANO

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

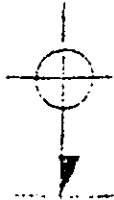
EJEMPLO DE CALCULO EN VERANO:

A manera de ejercicio y con el objeto de adorar 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.

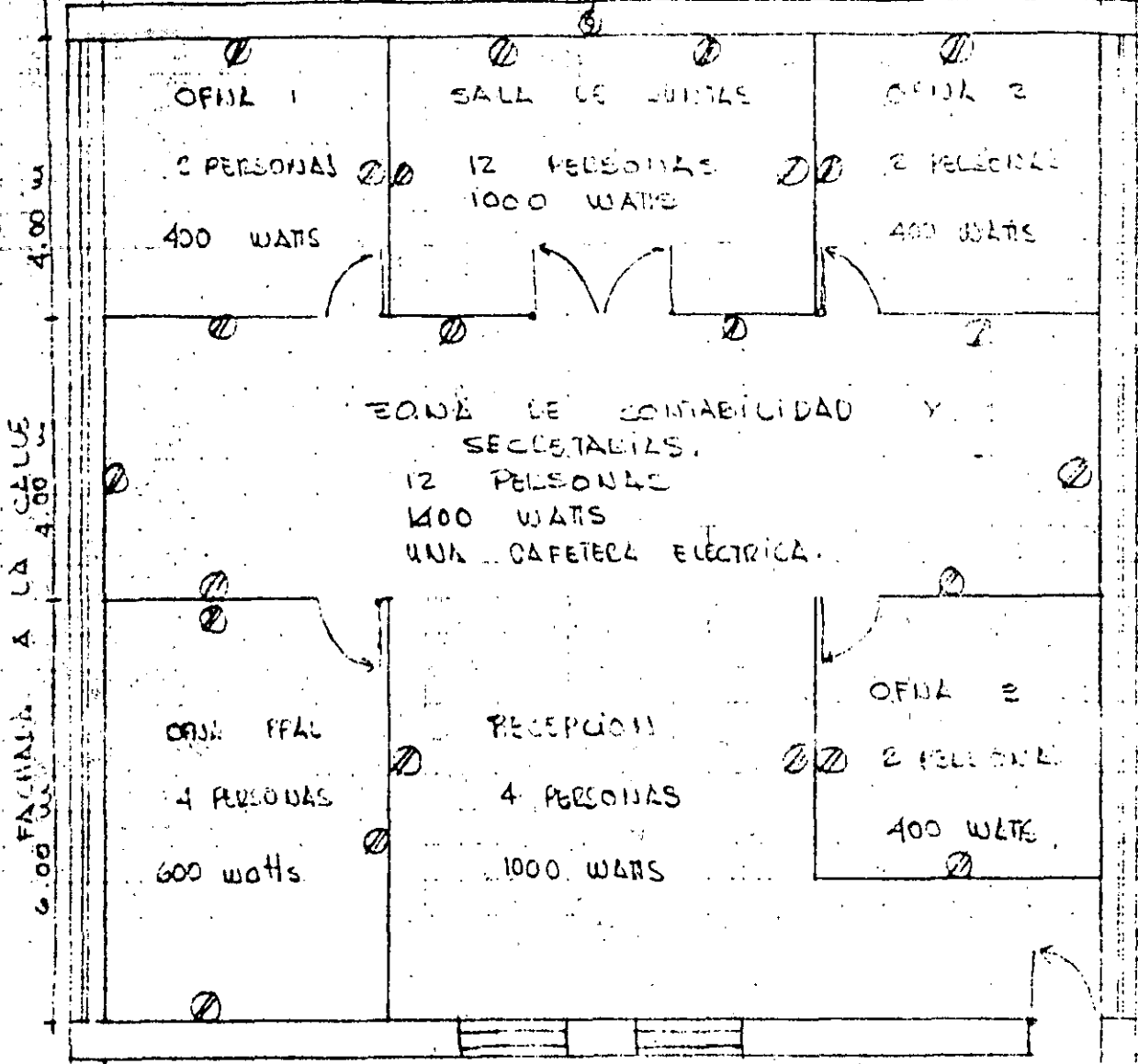
Se requiere conocer la capacidad que deberá tener el equipo central que acondicionará todo el local, así como la cap. de cada equipo particular para cada una de las zonas a acondicionar.



C/11

4.00 w 8.00 w 4.00 w

COLUMNARIAL CON TERRENO VEINDO



4.00 w
4.00 w
6.00 w
FACILIDAD A LA CALLE

YUANO AL ESTACIONAMIENTO DEL EDIFICIO

ZONA DE SANITARIOS, ESCALERAS DE SERVICIO Y ELEVADORES (SIN ACONDICIONAR)

- ⊗ CONTACTO (125 W %)
- ⊙ MOTOR ELECTRICO PARA EXTRACTOR 1/4 HP

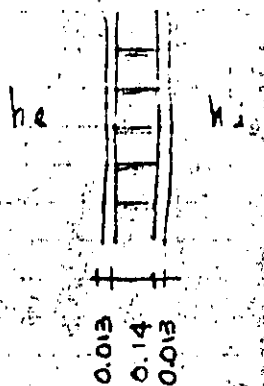
ALTURA DE PISO A TECHO = 2.50 m.

I. CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION TOTAL

En base a una inspeccion fisica de la obra o mediante datos proporcionados por el proyectista o constructor, se conoceran los diferentes materiales de construccion y acabado de los distintos tipos de muros:

1.1. MUROS NORTE y SUR

(TABIQUE ROSO RECOCIDO CON ACABADO DE CEMENTO EXTERIOR Y CEMENTO INTERIOR)



$$\begin{aligned} k_{\text{acabado}} &= 0.75 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C} \\ k_{\text{ext}} &= 0.75 \\ k_{\text{int}} &= 0.60 \\ h_e &= 20 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \\ h_i &= 8 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

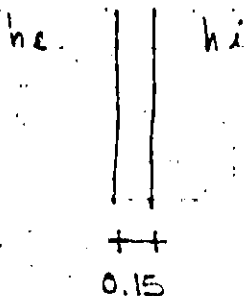
$$U = \frac{1}{R} \quad R = \frac{1}{h_e} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}$$

$$R = \frac{1}{20} + \frac{0.013}{0.75} + \frac{0.14}{0.75} + \frac{0.013}{0.6} + \frac{1}{8} = 0.40 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/kcal}$$

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

1.2. MUROS ORIENTE y PONIENTE

(CEMENTO ACABADO APARENTE CON ALTURA DE 1.00m)



$$k = 1.4 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{1}{20} + \frac{0.15}{1.4} + \frac{1}{8} = 0.283 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/kcal}$$

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

1.3: VENTANAS

(TIPO SOLLE BRONZE DE 6mm y SIN ROTACION)

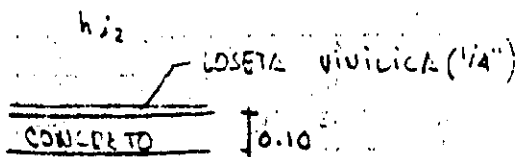
DE TABLAS $U = 5.5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

1.4: PUERTAS (1.00 x 2.00 m)

(DE MADERA CON BATIDOR y 25mm de espesor)

DE TABLAS $U = 1.5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

1.5 PISO



$k_{\text{conc}} = 1.4 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$

$k_{\text{l.v.}} = 0.16$

$h_{i1} = 9 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

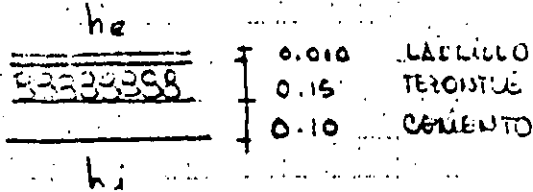
$h_{i2} = 6$

 h_{i1}

$$R = \frac{1}{9} + \frac{0.10}{1.4} + \frac{0.006}{0.16} + \frac{1}{6} = 0.397 \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$$

$$U = 1/R = 2.59 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

1.6 AZOTEA



$k = 0.75 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$

$k = 0.16$

$k = 1.4$

$h_e = 20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

$h_i = 9$

$$R = \frac{1}{9} + \frac{0.10}{1.4} + \frac{0.15}{0.16} + \frac{0.01}{0.75} + \frac{1}{20} = 1.18 \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$$

$$U = 1/R = 0.845 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

CALCULO DE CARGAS CONSTANTES PLATEAU LOCAL

Em d. O.F. T_{ext} = 22°C
T_{ext} = 17°C

T_{int} interior T_{int} = 22°C
% = 50%

	U	ΔT	OFICINA PRAL	OFINA 1	OFINA 2	OFINA 3	SALA JUNTAS	CONTAS Y SEC.	RECEP. CION	TOTAL
VIDRIOS	5.5	7	9=346.5	6=231	6=231	6=231	—	12=462	—	1501.5
PILOS	2.59	3.5	24m ² 217.56	16m ² 145.04	150 ACCION	150 ACCION	12m ² 108.78	28m ² 253.82	18m ² 163.17	888.21
PARTIC.	2.5	3.5	10m ² 87.50	—	—	—	—	—	19m ² 166.25	253.75
PUEBLAS	1.5	3.5	—	—	—	—	—	—	6m ² 31.5	31.5
PERSONAS SENSIBLE	FACTOR 57.5		4 230	2 115	2 115	2 115	12 690	12 690	4 230	2185
* LATENTE	55.5		4 222	2 111	2 111	2 111	12 666	12 666	4 222	2109
ILUM	0.86		600 516	400 344	400 344	400 344	1000 860	1400 1204	1000 860	4472
CONDUCTOS	125 x 0.86		3/2 161.25	2/2 107.5	2/2 107.5	2/2 107.5	4/2 215	8/2 430	2/2 107.5	1236.25
MOTORES	250		—	—	—	—	1 250	—	—	250
CATERIA SENS.	660		—	—	—	—	—	1=660	—	660
* LATENTE	425		—	—	—	—	—	1=425	—	425
Σ SENS			1558.81	942.54	797.5	797.5	2123.78	3689.82	1559.42	11,468.37
Σ LAT			222.-	111.-	111.-	111.-	666.-	1091.-	222.-	2534.-
TOT			1780.81	1053.54	708.5	908.5	2789.78	4780.82	1780.42	14,002.32

6/11

3. CALCULO DE GANANCIAS VARIABLES DIARIAS PARA OFNA LOCAL.

LATITUD = 19° NORTE (MEX. D.F.)

EN TABLAS DE GANANCIA SOLAR POR VENTANAS SE OBSERVA FACILMENTE QUE EL MES CRITICO PARA LAS OFENAS ES ESTE Y OESTE SON RESPECTIVAMENTE:

ESTE : 24 AGO y 20 ABRIL (8 hr)
 OESTE : 24 AGO y 20 ABRIL (16 hr)

3.1 OFNA PPA

	U	A	6	7	8	9	10	11	12	13
VENTANA ESTE 0.72* 9.00	940	2530	2037	2664	1886	907	250	250		
MURO ESTE 3.54 6.00	-10.67	-10.67	0.00	38.5	22.7	203.2	269.2	229.1		
ABOTEA 0.845 24.00	44.6	34.5	22.2	31.5	66.5	111.5	180.5	239.2		
TOTALES	974	2563	2959	2937	2308	1384	796	732		

3.2 OFNA 1

	U	A	6	7	8	9	10	11	12	13
VENTANA ESTE 0.72* 6.00	626	1686	1958	1770	1257	604	166	166		
MURO ESTE 3.54 4.00	-7.06	-7.08	—	165.7	222.6	227.2	242.6	150.1		
ABOTEA 0.845 6.00	24.7	22.0	14.9	23.0	44.6	74.4	120.2	173.1		
MURO SUR 2.5 10.00	-12.5	-42.5	-55	-42.5	-27.5	97.5	167.5	277.5		
TOTALES	626	1689	1918	1916	1511	1020	697	767		

3.3 OFNA 2

	U	A	11	12	13	14	15	16	17	18
VENTANA OESTE 0.72* 6.00	166	166	604	1257	1770	1958	1686	626		
MURO OESTE 3.54 4.00	5.6	81.2	55.2	77.9	150.1	204	267.6	214.3		
ABOTEA 0.845 6.00	74.4	120.2	172.1	211.0	247.4	285.3	300.1	300.1		
MURO SUR 2.5 10.00	97.5	167.5	277.5	322.5	327.5	260	220	277.5		
TOTALES	354	485	1110	1878	2515	2807	2674	1518		

3.4 OFNA 3

	U	A	11	12	13	14	15	16	17	18
VENTANA OESTE 0.72* 6.00	166	166	604	1257	1770	1958	1686	626		
MURO OESTE 3.54 4.00	5.6	81.2	55.2	77.9	150.1	204	267.6	214.3		
ABOTEA 0.845 6.00	74.4	120.2	172.1	211.0	247.4	285.3	300.1	300.1		
TOTALES	256	218	833	1546	2168	2447	2264	1241		

3.5. SALA DE JUNTAS:

	U	A	11	12	13	14	15	16	17	18
MURO SUR	2.6	15.0	146.2	251	416	499	521	540	480	416
ABOTEA	0.815	24.0	111.5	180.5	232.6	216.2	231.1	428	450.2	461.4
			257.7	432	648.6	715	752	968	930	878

3.6. SECRETARIAS y CONTABILIDAD

	U	A	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
VENTANA ESTE	0.73	6.00	125	120	125	604	166	166	166	155	127	83
VENTANA OESTE	0.73	6.00	127	153	166	166	166	604	1287	1370	158	1686
MURO ESTE	3.54	4.00	—	166	236	244	244	150	110	102	95	102
MURO OESTE	3.54	4.00	—	—	—	16	31	55	78	150	204	268
ABOTEA	0.815	56.00	52	80	156	260	421	606	738	866	998	1051
			2137	2169	1815	1290	1028	1581	2349	3041	3283	3190

3.7 RECEPCION

	U	A	11	12	13	14	15	16	17	18
VENTANA OESTE	0.73	3.00	82	83	302	628	895	979	843	315
MURO OESTE	3.54	2.00	7.8	15.6	27.6	38.9	75.0	102	184	157
ABOTEA	0.815	44.00	204	331	476	580	680	784	825	848
			295	430	806	1247	1640	1863	1802	1318

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 (segun F.C.S. en carta psicrometrica)

h_i = 16.3 kcal/kg_{as} (T_{bs} = 25°C, φ = 50%)

G = m/ρ

m = flujo de aire
 G = gasto de aire
 ρ = densidad del aire

ρ = 0.92 kg/m³ (D.F.)

		HOJA	OFUJA PPAL	OFUJA 1	OFUJA 2	OFUJA 3	SALA JUANES	CONTAB. Y SEC.	RECEPCION	TOTALES
CARGAS CONSTANTES	SENSIBLE	5/11	1559	943	148	748	2124	3690	1558	
	LATENTE	5/11	222	111	111	111	666	1091	222	
CARGAS VARIABLES		6/11	2955	1918	2807	2447				
		7/11					968	3382	1865	
	Qs DT		4518	2861	3605	3246	3092	7072	3423	
	Ql DT		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	CARTA PSICROM.	13.7	13.8	13.8	13.8	13.05	13.35	13.7	∞
FUJO	kg/h		1823	1189	1486	1342	1156	2767	1402	
GASTO	w ³ /h		1982	1242	1615	1459	1257	2008	1524	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. min 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
VENTANA	ESTE	0.73	21.00	6853	6193	4400	2116	583	583	583	537	445	291
	OESTE	0.73	21.00	445	537	583	583	583	2116	4400	6193	6853	5902
MURO	ESTE	3.54	14.00	—	580	828	852	852	525	387	267	232	367
	SUR	2.50	36.00	-193	-144	-96	341	586	971	1164	1216	1260	1120
	OESTE	3.64	14.00	—	—	—	55	109	193	273	525	714	937
ABOITEA		0.845	196. —	182	282	547	911	1474	2120	2584	3031	3495	3677
				7287	7443	6262	4858	4187	6508	4391	11859	13099	12,284

CARGAS CONSTANTES:	SENSIBLE	11,468
	LATENTE	2,584
CARGAS VARIABLES:		<u>13,099</u>

Qs TOT	24,567	
Ql TOT	2,584	
Qt	27,101	*
F.C.S.	0.906	
hs	13.5	
kg/h	9679	
m ³ /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

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

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

La capacidad de la máquina central sería entonces:

$$\begin{aligned} Q_s &= 24,367 \text{ kcal/h} &= 8.12 \text{ T.R.} \\ Q_L &= 2,534 &= 0.84 \text{ T.R.} \\ Q_T &= 27,101 &= 8.96 \text{ T.R.} \\ \dot{m} &= 9,679 \text{ kg/h} \\ G &= 10,520 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

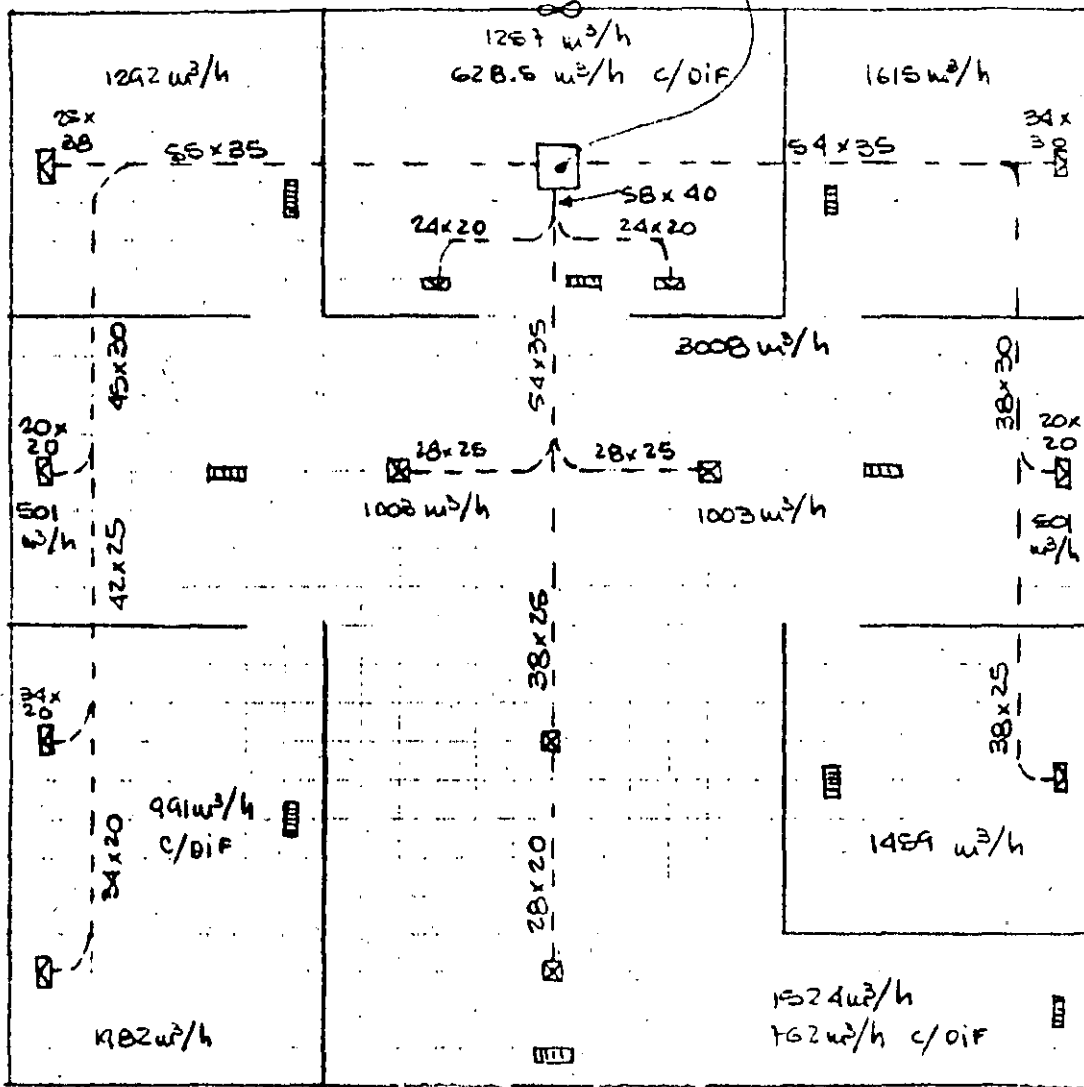
A manera de ejemplo, en la siguiente página se presenta un diagrama unifilar de la posible distribución de ductos que acondicionarían las oficinas en cuestión.

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

$$\begin{aligned} \text{caída max. permisible} &= 0.1 \text{ pulg } H_2O / 100 \text{ pie} &= 0.083 \text{ mm } H_2O / \text{m} \\ & &= 0.82 \text{ Pa/m} \end{aligned}$$

VEL	MAX	PERM.	DUCTOS	PRINCIPALES	m/s	PPM
			RAMALES	PRINCIPALES	7.0	1350
			RAMALES	SECUNDARIOS	5.4	1000
					5.0	1000

SUBE DUCTO DE 70x76 A EQFO CENTRAL



REJILLAS DE RETORNO CONECTADAS A CAMARA PLENA.



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

EQUIPO TERMINAL

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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:

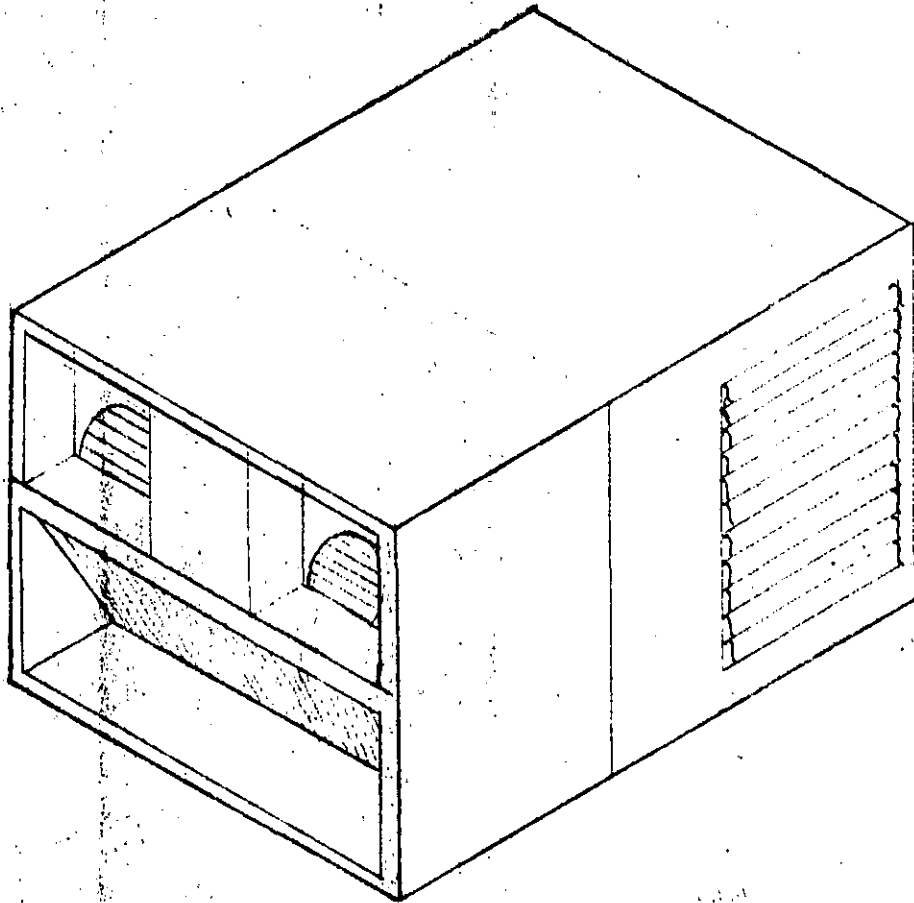
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil

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.

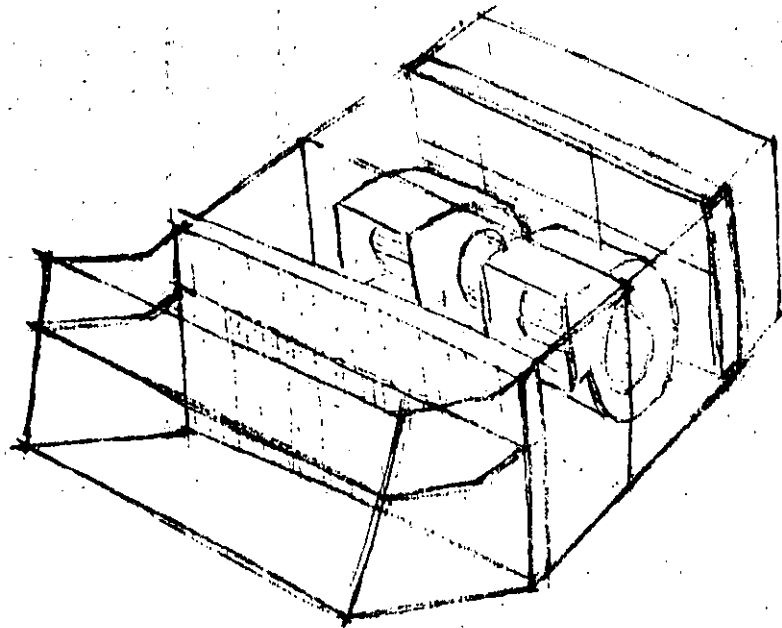
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la mas cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo



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.

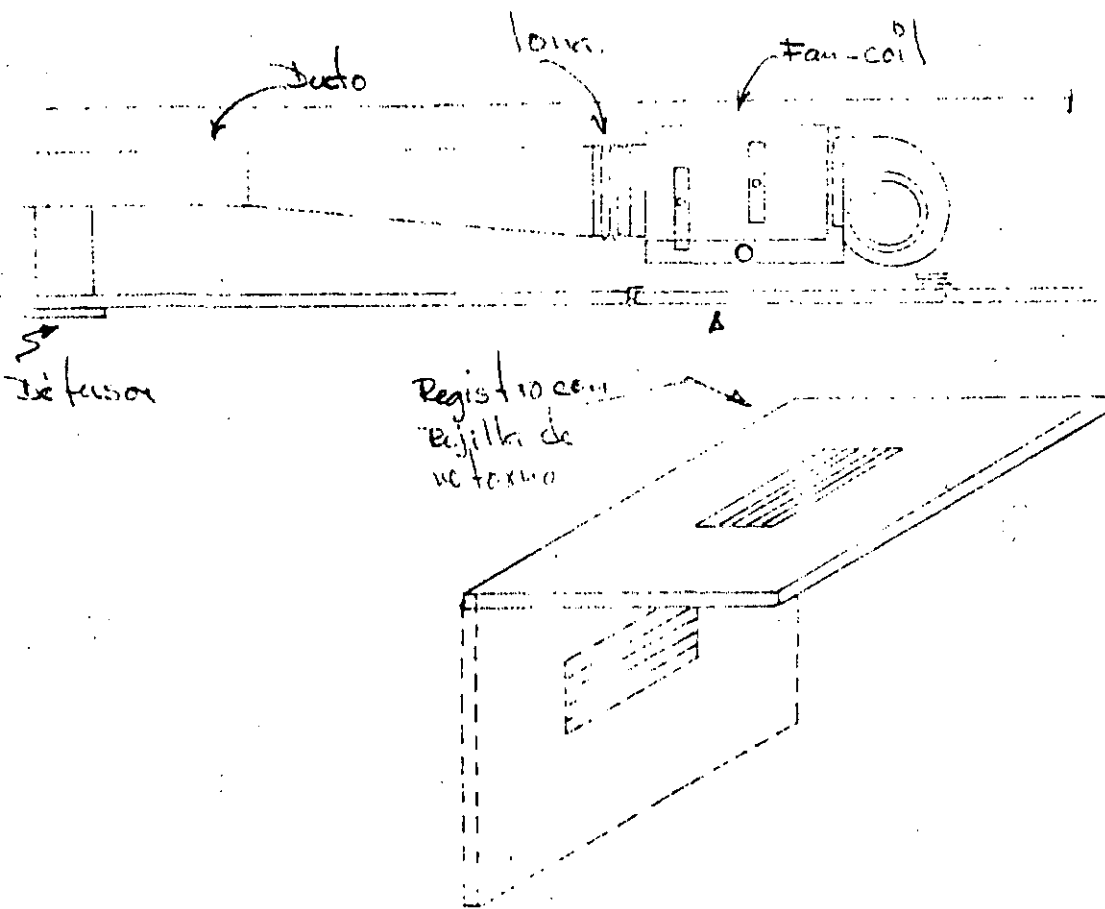
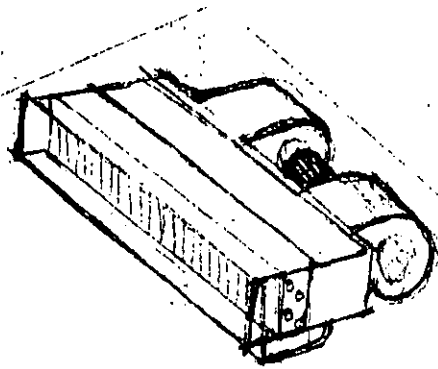


C.- FAN & COIL

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.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

SECCION DE SERPENTINES

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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 arcastre 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 área (Kcal/m²), (BTU/ft²)
 por lo que es indispensable tener una selección de la
 unidad manejadora para conocer el área 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 $t_{bs} = 24^{\circ}\text{C}$ (75°F)
 $t_{bh} = 19^{\circ}\text{C}$ (66°F)

Condiciones requeridas de inyección $t_{bs} = 11.4^{\circ}\text{C}$ (52.5°F)
 $t_{bh} = 11.0^{\circ}\text{C}$ (51.8°F)

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

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

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

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

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

FANS AND DIAMETER

2 - 18"

MODEL 140 FC

COILS—W x L

25 1/2" x 79"

Tubes
Face Area

14
14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil		Filter Val	Flat Filter Static Pressures		
	FV	Val		TA	LV	NV
5600	400	389	.15	.07	.08	
7000	500	486		.10	.11	
8400	600	583			.15	
9800	700	687			.19	
11200	800	783				

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

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

MULTIZONE

Heating Coil

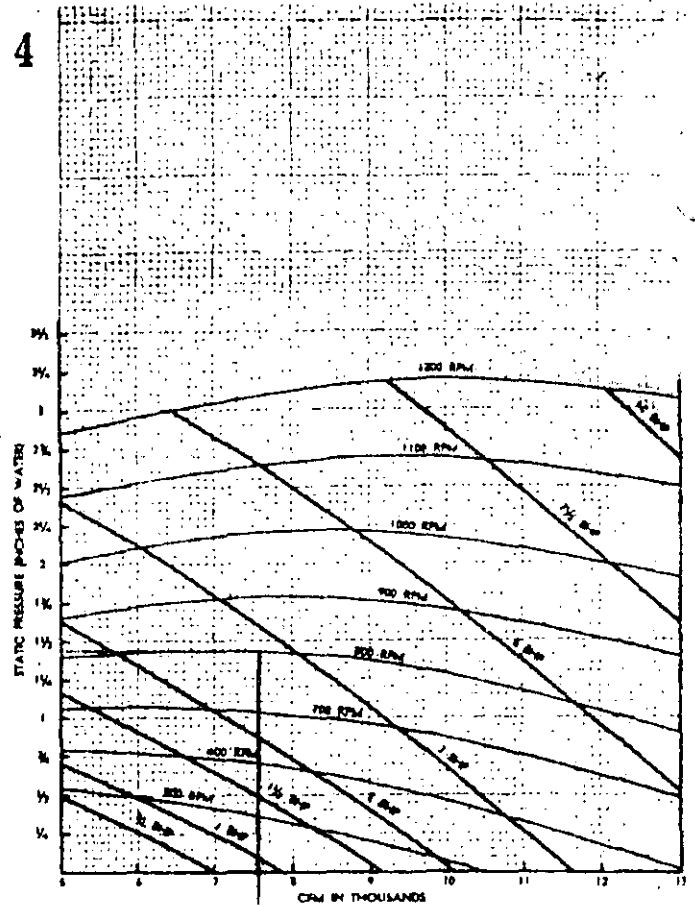
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil		Zone Damper Static Pressures
	FV	Val	
5600	400	.08	
7000	500	.12	
8400	600	.18	
9800	700	.20	

Max. No. of Zones — 16

4



FANS AND DIAMETER

2 - 12"

**MODEL 140
AIRFOIL**

COILS—W x L

25 1/2" x 79"

Tubes
Face Area

14
14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil		Filter Val	Flat Filter Static Pressures		
	FV	Val		TA	LV	NV
5600	400	389	.15	.07	.08	
7000	500	486		.10	.11	
8400	600	583			.15	
9800	700	687			.19	
11200	800	783				

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

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

MULTIZONE

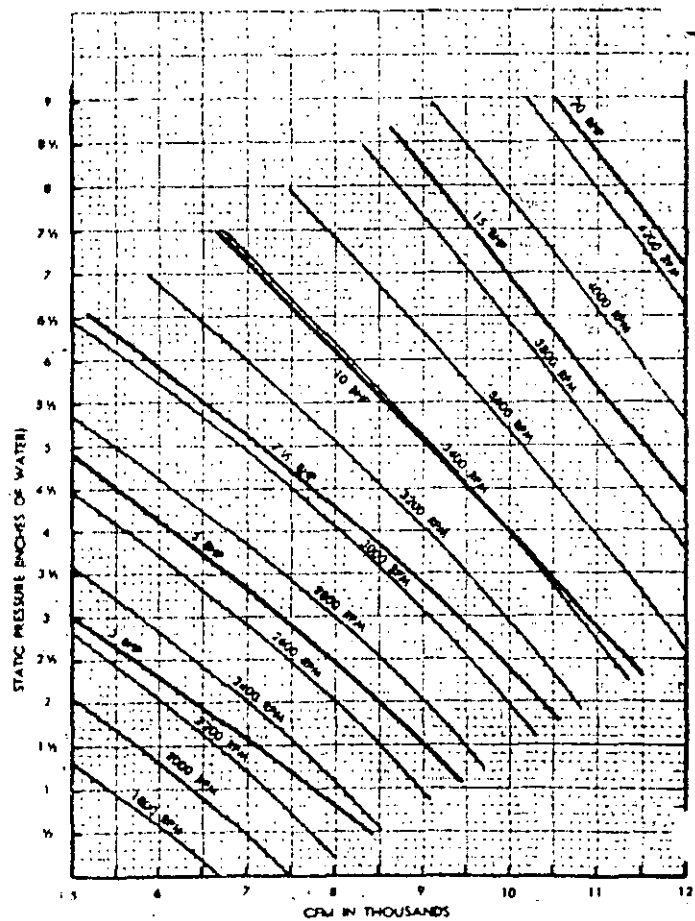
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil		Zone Damper Static Pressures
	FV	Val	
5600	400	.08	
7000	500	.12	
8400	600	.18	
9800	700	.20	

Max. No. of Zones — 16



CAPACITY—CHILLED WATER COILS

SERIES
HC

OR 75
WB 66

3 Row			4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			WT RSE	Ti	CFM/ CIR.
BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI			
12670	55.8	56.0	12390	53.3	53.8	17720	51.2	51.4	19620	49.3	49.4	21240	47.7	47.7	22380	46.5	46.5	8		
12210	56.2	57.3	14830	53.8	54.3	17100	51.7	52.0	19000	49.9	50.0	20570	48.4	48.4	21620	47.1	47.1	10		
11660	56.7	57.8	14320	54.3	54.8	16460	52.3	52.6	18320	50.6	50.7	19830	49.1	49.2	21270	47.6	47.7	12		
10070	58.2	59.2	12340	56.1	56.6	14140	54.4	54.7	15690	53.0	53.1	16980	51.8	51.9	18160	50.7	50.8	8		
9600	58.6	59.6	11770	56.6	57.1	13510	55.0	55.3	15020	53.6	53.7	16340	52.4	52.5	17520	51.3	51.4	10		
9100	59.0	60.0	11180	57.2	57.7	12860	55.6	55.9	14320	54.3	54.4	15600	53.1	53.2	16730	52.1	52.1	12		
7870	60.3	61.3	9180	58.9	59.4	10560	57.7	57.9	11760	56.7	56.8	12730	55.8	55.8	13650	54.9	54.9	8		
7150	60.8	61.7	8660	59.4	59.9	9990	58.2	58.5	11120	57.2	57.3	12090	56.4	56.4	12980	55.5	55.6	10		
6710	61.0	62.0	8140	59.8	60.3	9380	58.6	59.0	10440	57.6	57.9	11370	57.0	57.1	12190	56.3	56.3	12		

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



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

D U C T O S

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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.

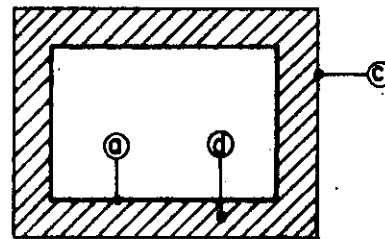
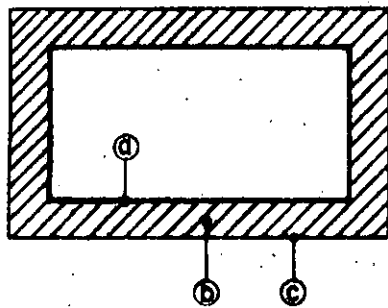
A continuación se dan tablas que indican el calibre de lámina que se debe utilizar dependiendo de las dimensiones del ducto, así mismo se muestran esquemas de como se debe aislar un ducto de calefacción y uno de refrigeración.

DIMENSION DEL LADO
MAYOR DEL DUCTO
cm pulg

CALIBRE DE LAMINA
GALVANIZADA A USAR

0- 30 0-12
31- 76 13-30
77-135 31-54

26
24
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") \emptyset .

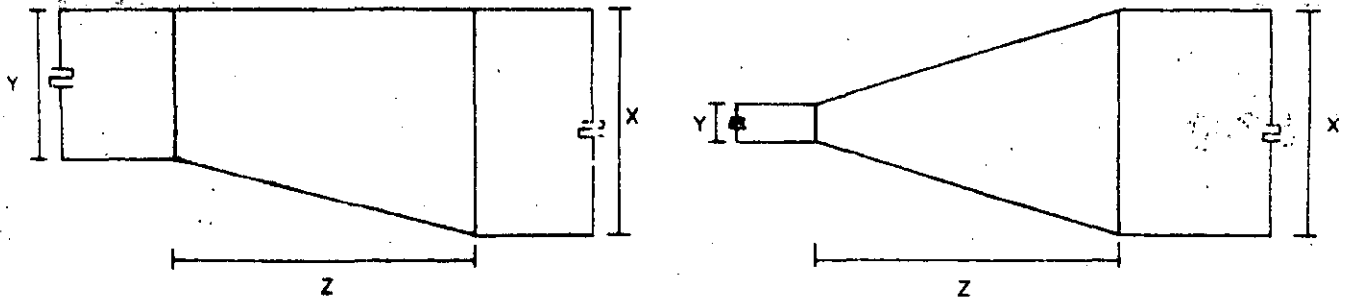
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie, habrá que ponerles un recubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

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

- 1.- Su trayectoria debe ser lo 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 tabla:

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



$$Z = 4(X - Y)$$

TUBERIAS

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

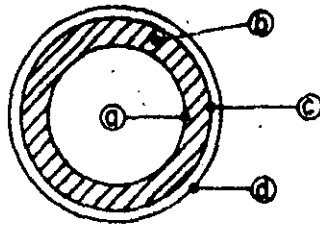
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cedula 40 (agua fría o caliente).
- c) Acero negro soldable cedula 40 (agua y/o vapor).

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.



AISLAMIENTO DE TUBERIAS

- 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.

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

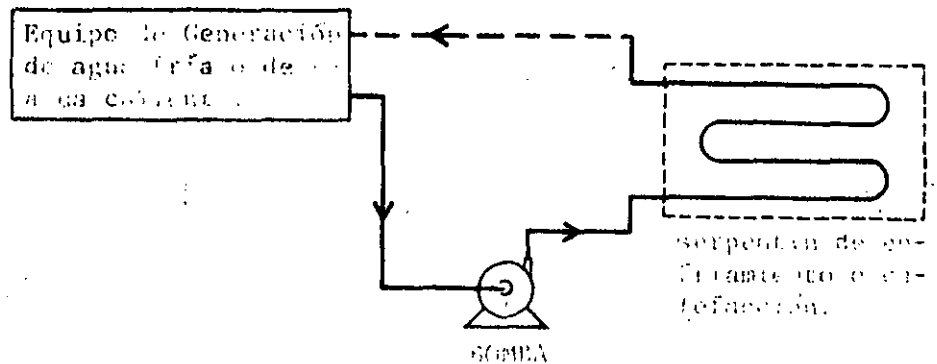
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente).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

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.



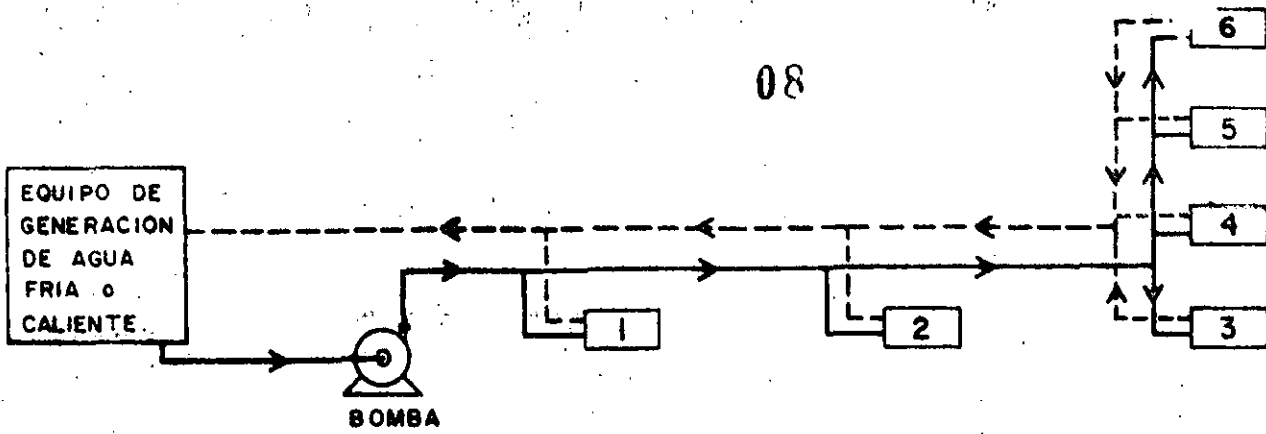
CIRCUITOS DE CIRCULACION DE AGUA

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.

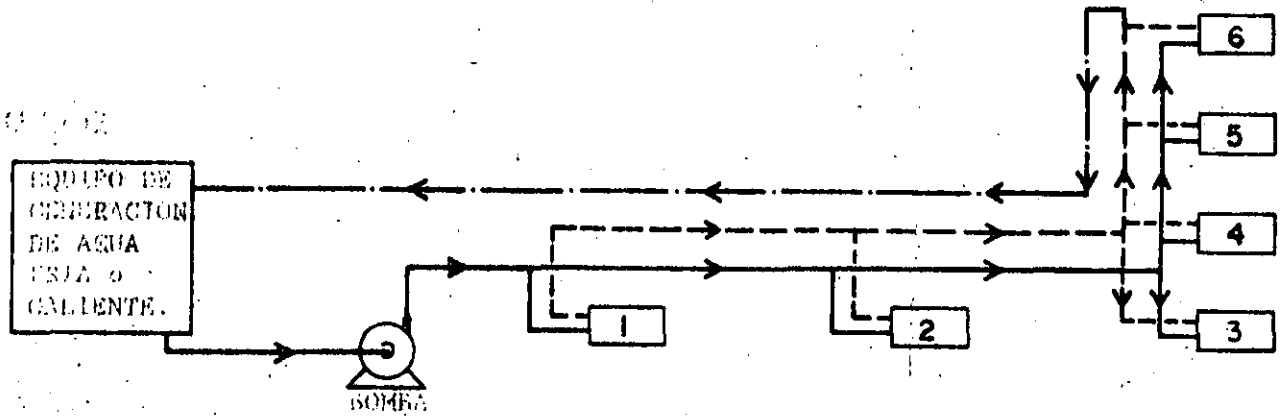
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



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 e caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE RETORNO INVERSO

Como se puede observar, en este último sistema se requiere de una tubería más - que en el caso anterior, pero tiene la gran ventaja de quedar balanceado casi - totalmente desde el momento de su construcción lo cual hace más eficiente su - funcionamiento.

En el caso del retorno directo, el agua llega con una presión alta al primer ser-
pentín y con una presión baja al último serpentín; en el retorno, la presión de
salida del último serpentín resulta ser también más baja que en el primero y és
to provoca que en el último serpentín circule menos agua que en el primero.

Esto se puede corregir instalando válvulas tipo globo en la salida de cada ser-
pentín para dar en forma manual la caída de presión necesaria para que todos los
serpentes operen con el gasto de agua correcto. De cualquier forma, no es --
fácil dejar correctamente balanceado todo el sistema ya que cuando se abre o cie
rra la válvula globo de cualquiera de los serpentines se modifica el flujo en to
dos los demás.

Cuando se utiliza el retorno inverso, la alimentación al primer serpentín, es al
igual que en el caso anterior, con presión alta y en cambio el del último serpen-
tín es con presión baja, pero a diferencia del retorno directo; en este sistema
de retorno inverso se provoca que, el retorno del primer serpentín, que tiene --
una presión todavía alta, circule una longitud equivalente a la que provoca la -
caída de presión en la tubería de alimentación de forma tal que, cuando se juntan
el retorno del primer serpentín con el del último, sus presiones ya están practi-
camente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales.

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

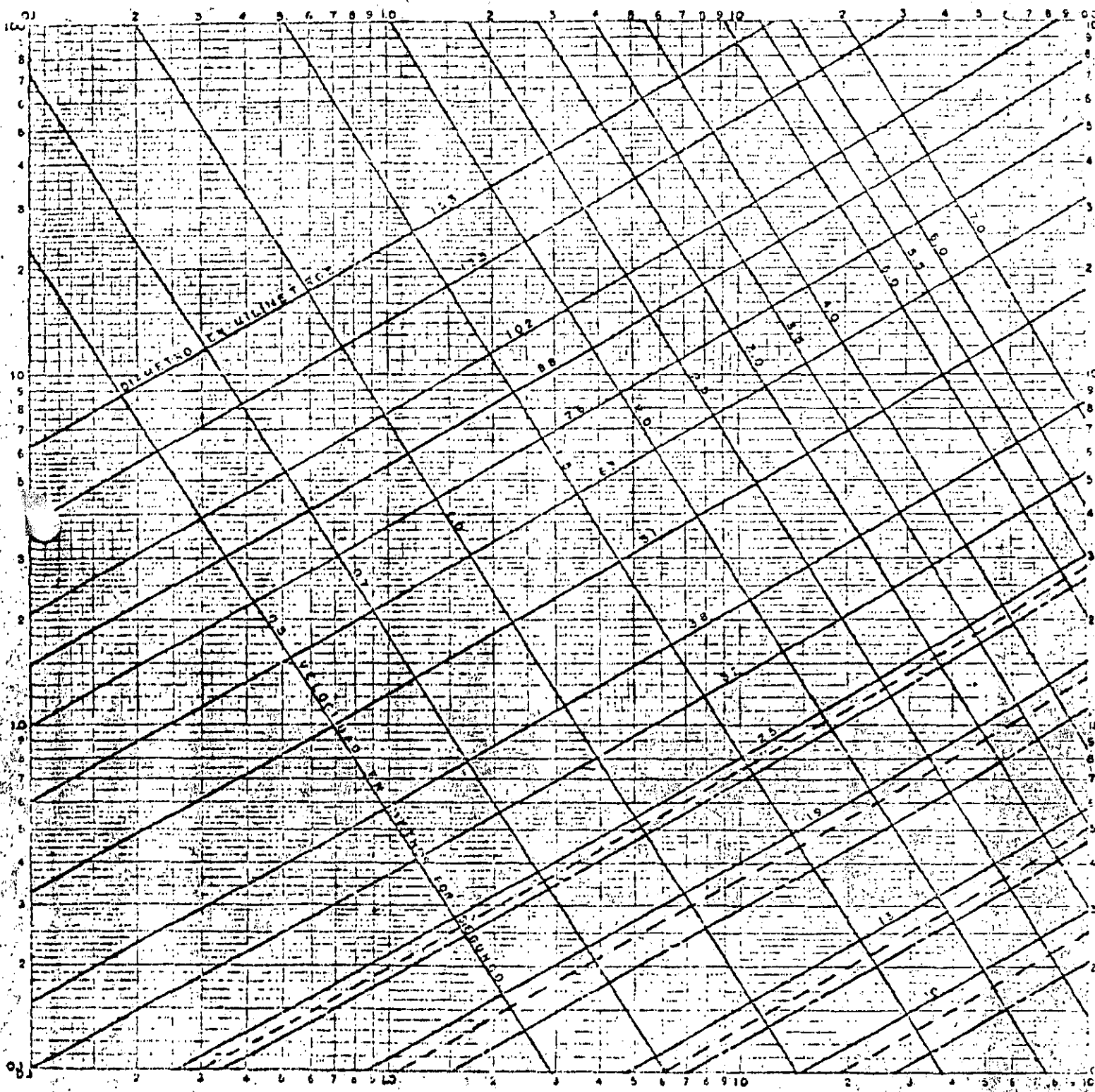
I. M. S. S.
 OF DE INSTALACIONES
 Y EQUIPO.

PERDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN
 TUBERIA LISA COBRE TIPO "M"

$D = 50$ $\frac{1.76}{d^{1.75}}$
 $h = m/m$
 $v = m/seg$ $d = mm.$

92

TIPO "M" -----
 TIPO "L" -----
 TIPO "A" -----



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

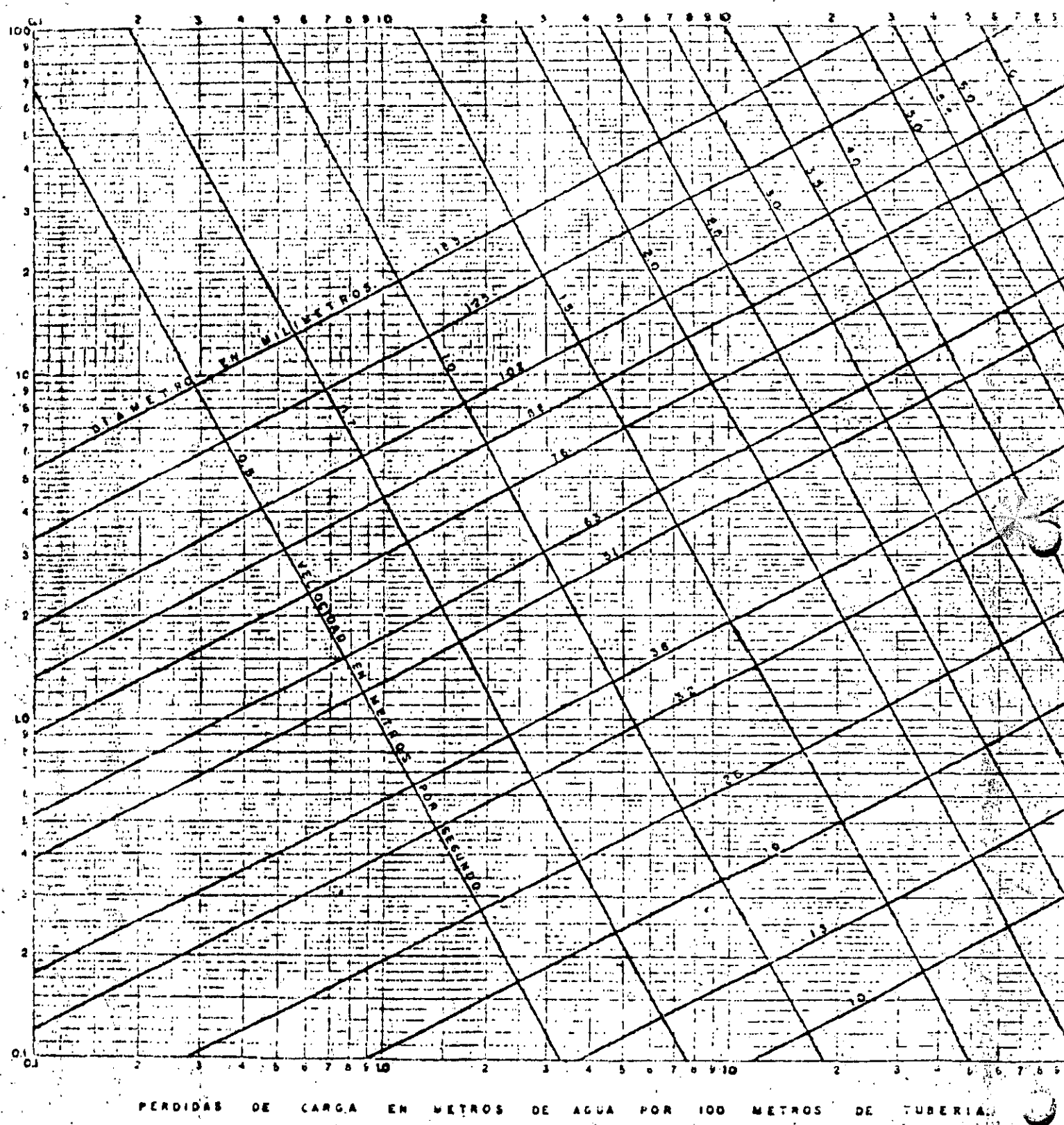
P. C. SEURAT & SONS CO. CHICAGO, ILL. U.S.A.

M. S. S.
 DE INSTALACIONES
 Y EQUIPO

PERDIDA DE CARGA POR FRICCION
 TUBERIA MEDIANAMENTE PUGOSA.

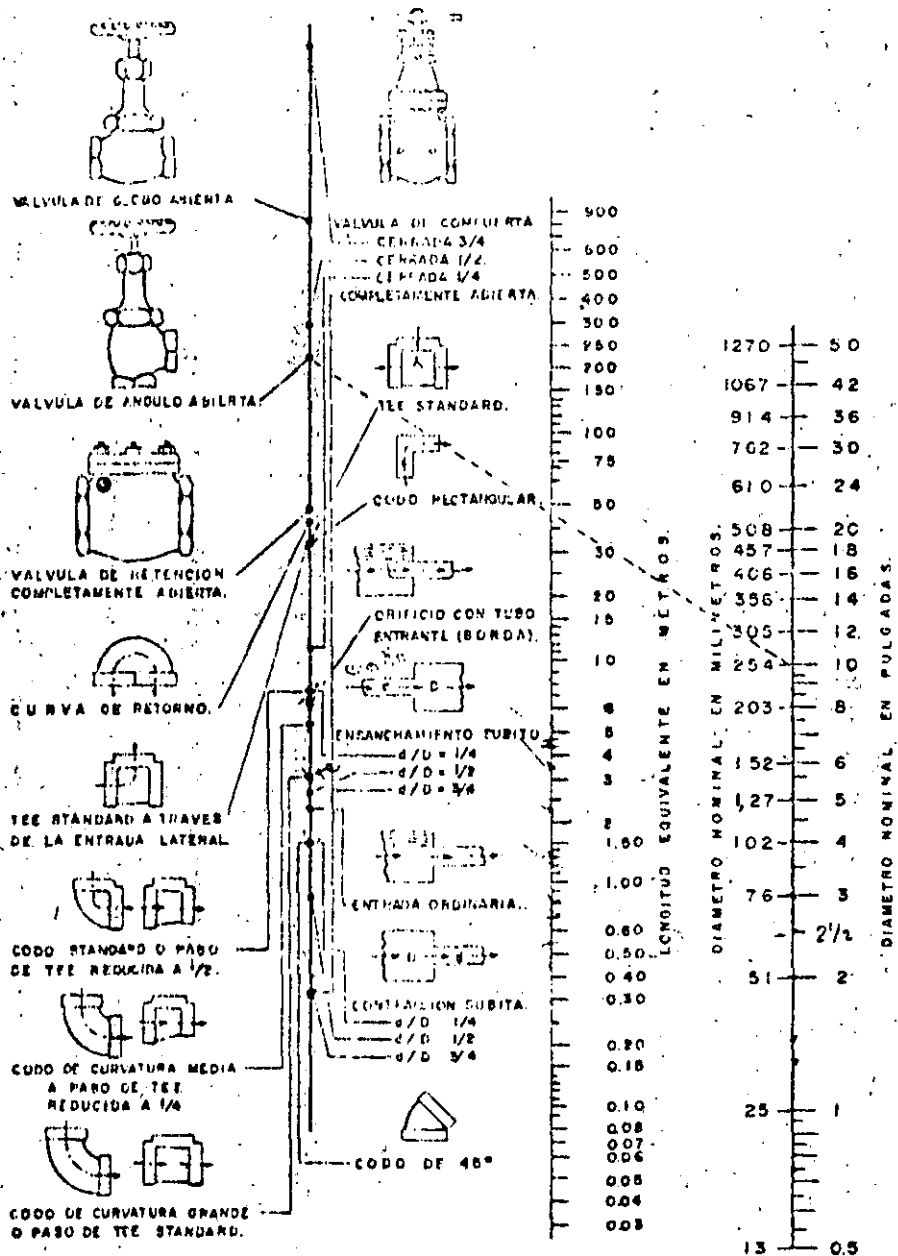
$h = 2.57 \frac{v^2}{d^5}$
 $h = \text{m/m}$
 $v = \text{m/seg}$
 $d = \text{mm}$

95



25. SEPIELO EN CO. S.A.

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPOS	PERDIDAS DE CARGA EN CONEXIONES.	INSTRUCTIVO CALCULOS
---	-------------------------------------	-------------------------



NOTA:

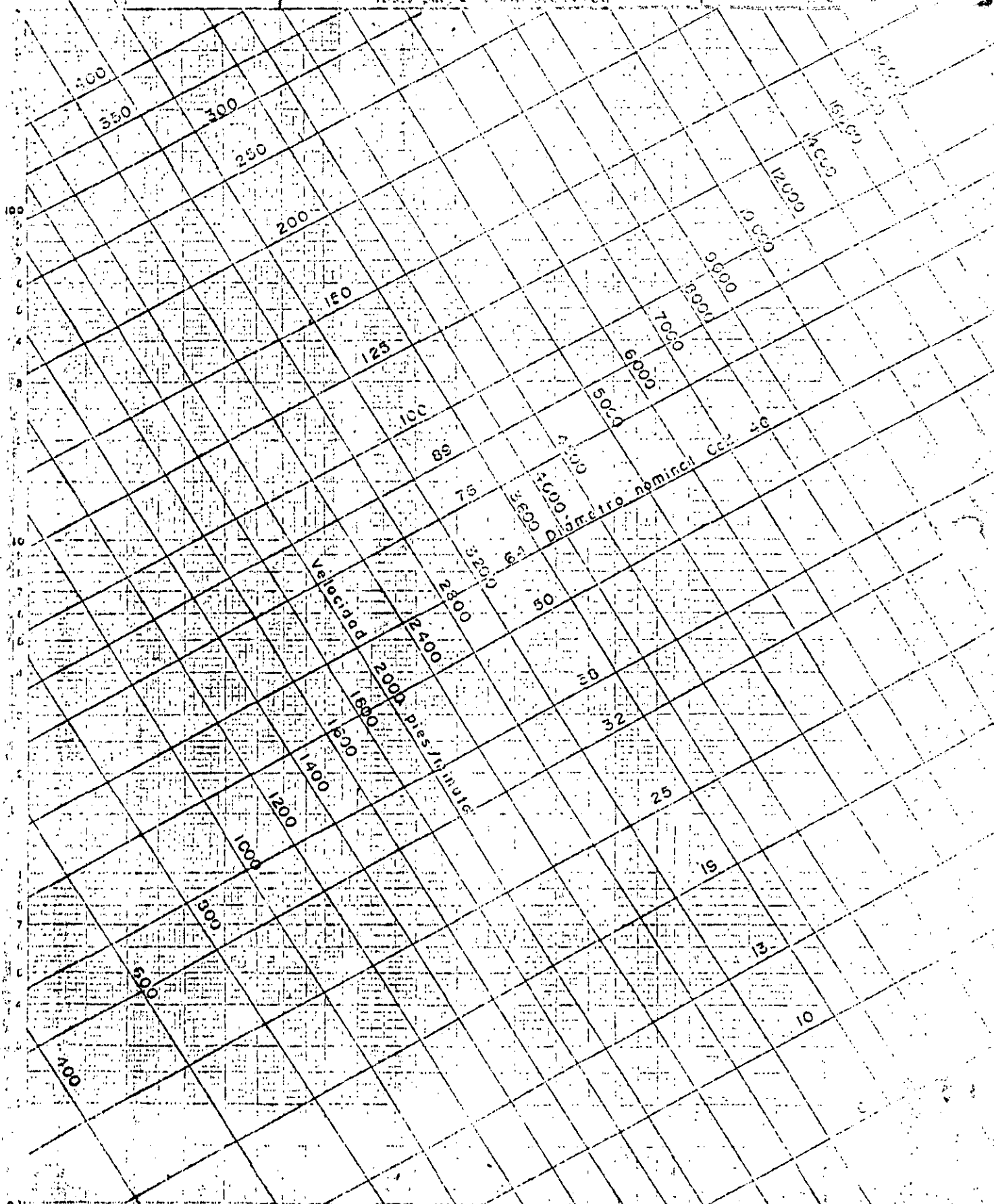
PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICEMOS EL DIAMETRO MENOR "d"

TUBERIA
CED. 40

PARA PREVISIONES DE
12.1 A 30
100 / 500 3 / 100 1/2

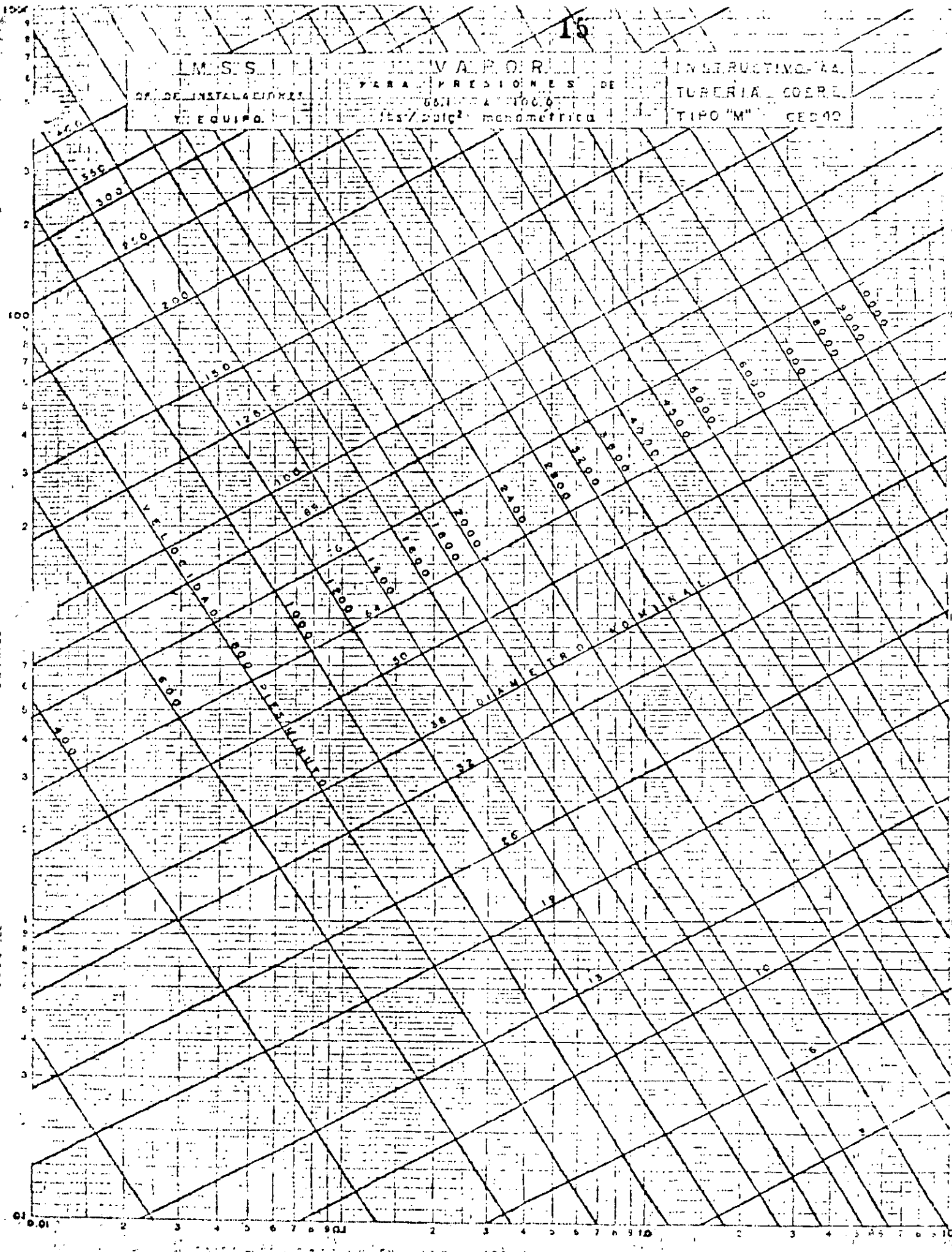
I. M. S. L.
INSTRUCTIVO
1951

LOGARITMO DE VELOCIDAD
LOGARITMO DE DIAMETRO NOMINAL



0.01 0.1 1 2 3 4 5 6 10

M. S. S. PARA VAPOR INSTRUMENTO-PA
 DE INSTALACIONES PARA PRESIONES DE TUBERIA COERE
 Y EQUIPO. 061114-1100-6 TIPO "M" CED 40



1000
8
7
6
5
4
3
2
1
0.1

1000
8
7
6
5
4
3
2
1
0.1

1000
8
7
6
5
4
3
2
1
0.1

1000
8
7
6
5
4
3
2
1
0.1



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

ENFRIADORAS POR ABSORCION

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984



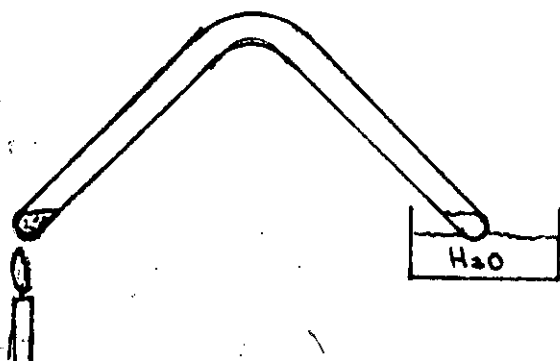
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

ENFRIADORAS POR ABSORCION

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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 amoniac formando un ión complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoniaco 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 amoniaco 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 amoniaco que consume calor para llevar a cabo el cambio de estado (líquido a vapor) produciéndose un efecto de refrigeración

Aprovechando este principio el Ing. Marcel Carré registró una patente para el empleo de una mezcla absorbente-agua para idear un sistema de refrigeración por absorción.

El sistema actualmente de uso en el mercado emplea como absorbente bromuro de Litio y como refrigerante agua; el sistema funciona de la siguiente manera:

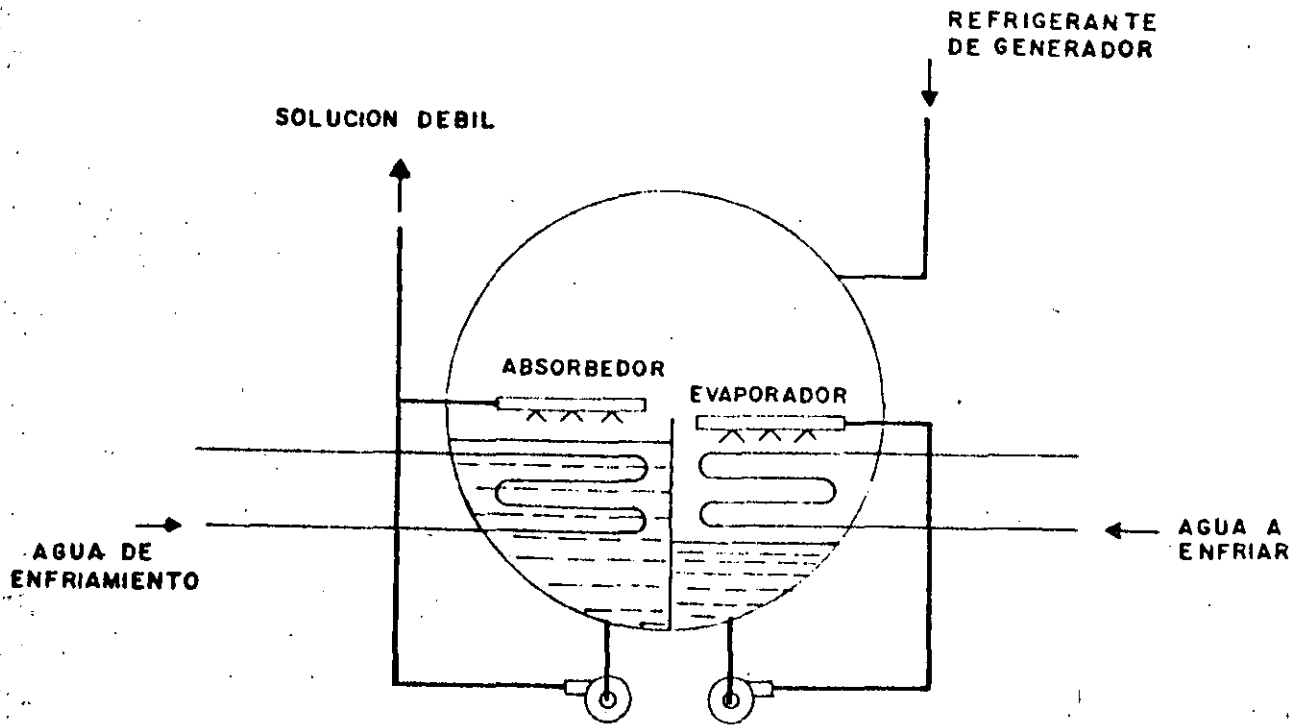


Fig 1

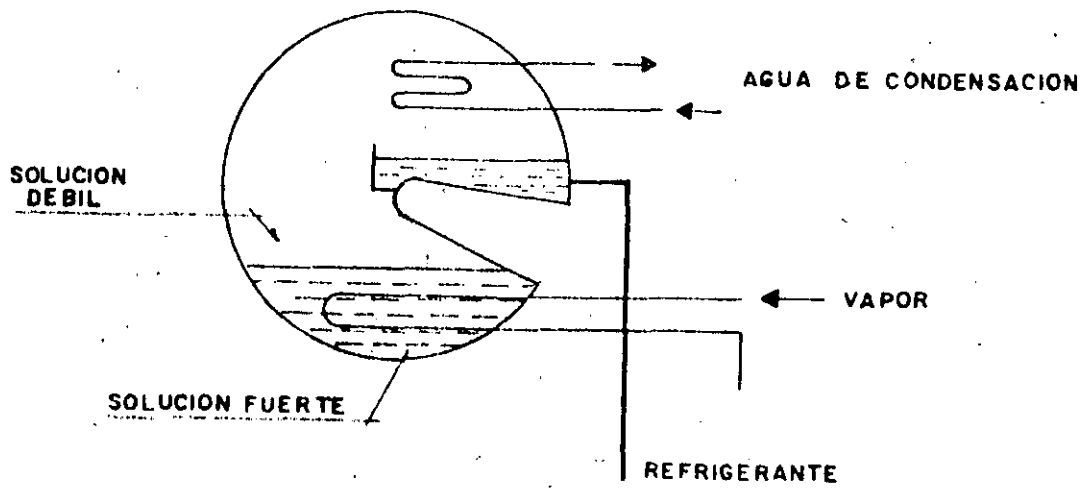


Fig 2

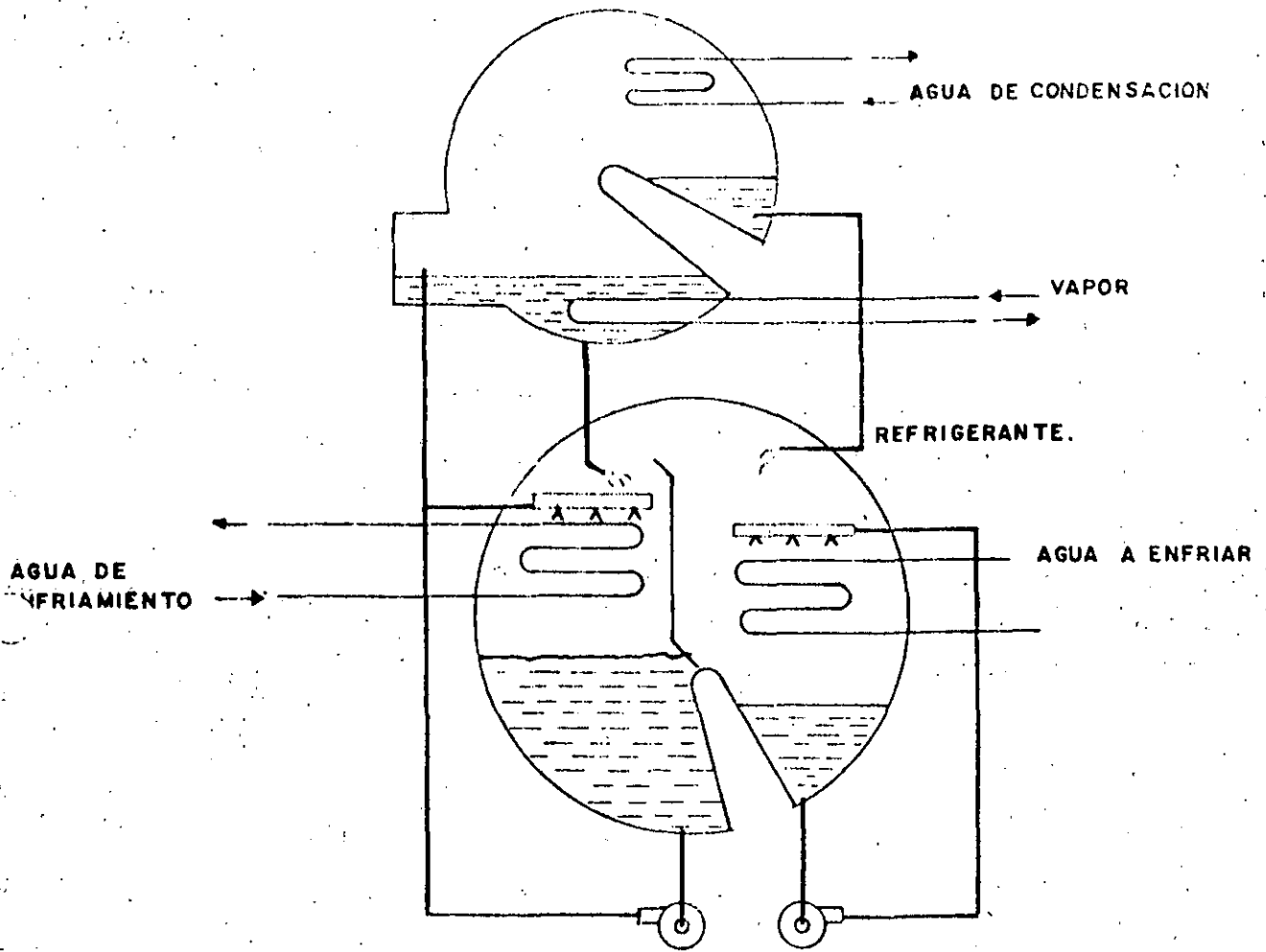


Fig 3

La figura (1) representa un recipiente hermético que contiene el ABSORBEDOR y el EVAPORADOR divididos por medio de una mampara; el absorbedor contiene una solución concentrada del absorbente que es recirculada por medio de una bomba y espreada sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el area de las pequeñas gotas) todo el recipiente se encuentra a muy baja presión y el vapor de agua que se halla presente es facilmente absorbido por esta solución; la reacción es exotérmica por lo que es necesario enfriar al absorbedor para que se obtenga la máxima capacidad posible.

En la sección correspondiente al EVAPORADOR se recircula refrigerante (agua) por medio de una bomba para lograr que ésta presente la máxima superficie posible para favorecer su EVAPORACION; al evaporarse el agua, que en forma de vapor pasará hacia la otra parte de la cámara, necesita consumir calor (CALOR DE CAMBIO DE FASE) que obtendrá del cambiador de calor que se encuentra en la zona del evaporador; este calor al ser retirado provoca la REFRIGERACION y así se obtiene agua helada de este equipo.

En la figura (2) se representa el sistema de recuperación

de refrigerante; en otro recipiente hermético GENERADOR-CONDENSADOR, se alimenta la solución diluida de absorbente y refrigerante (SOLUCION DEBIL) y por medio de un serpentín de vapor, se hace hervir esta solución, generándose vapor de agua (refrigerante) que pasará a la parte superior del recipiente y se condensará ahí por medio de un serpentín enfriado por agua de torre de enfriamiento (CONDENSADOR). Simultáneamente se logra tener al refrigerante en forma pura por evaporación y a la solución absorbente suficientemente concentrada para poder iniciar el ciclo de absorción nuevamente.

El grupo generador-condensador trabajan aproximadamente a presión 10 veces mayor que la del absorbedor- evaporador 3 pulgadas absolutas de mercurio/ 0.3 " abs. por lo que para pasar del recipiente de " alta " presión al de " baja " se requieren restricciones para mantener esta diferencial de presión.

En la figura (3) se representa esquemáticamente el ciclo completo de un sistema de refrigeración por absorción y es importante hacer notar que uno de los elementos fundamentales en la economía del sistema es un cambiador de calor que enfría la solución "fuerte" obtenida en el generador por medio de la solución "debil" que va hacia el sistema de regeneración.

Durante las diferentes condiciones de operación a las que normalmente se ve sometida una máquina de absorción, se pueden presentar súbitos cambios de " carga " que pueden originar una excesiva concentración de la solución " fuerte " o un enfriamiento súbito de ésta originando una CRISTALIZACION de la solución; en la gran mayoría de las máquinas modernas está prevista esta eventualidad y antes de que ocurra un sistema automático de dilución entra en operación. Sin embargo el problema de la cristalización se llega a presentar y es uno de los riesgos mas importantes en la operación de estas unidades.

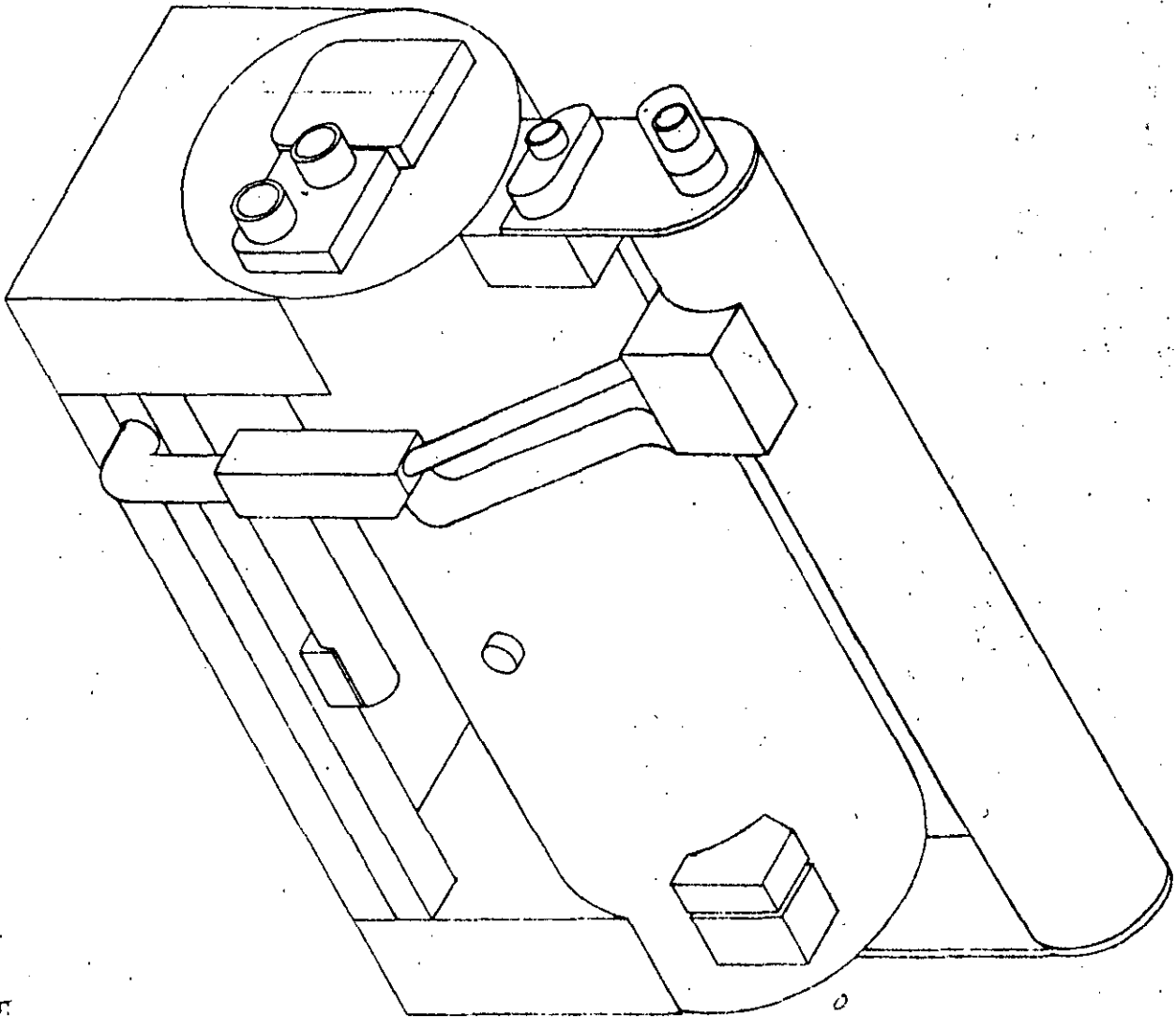


Fig. 115

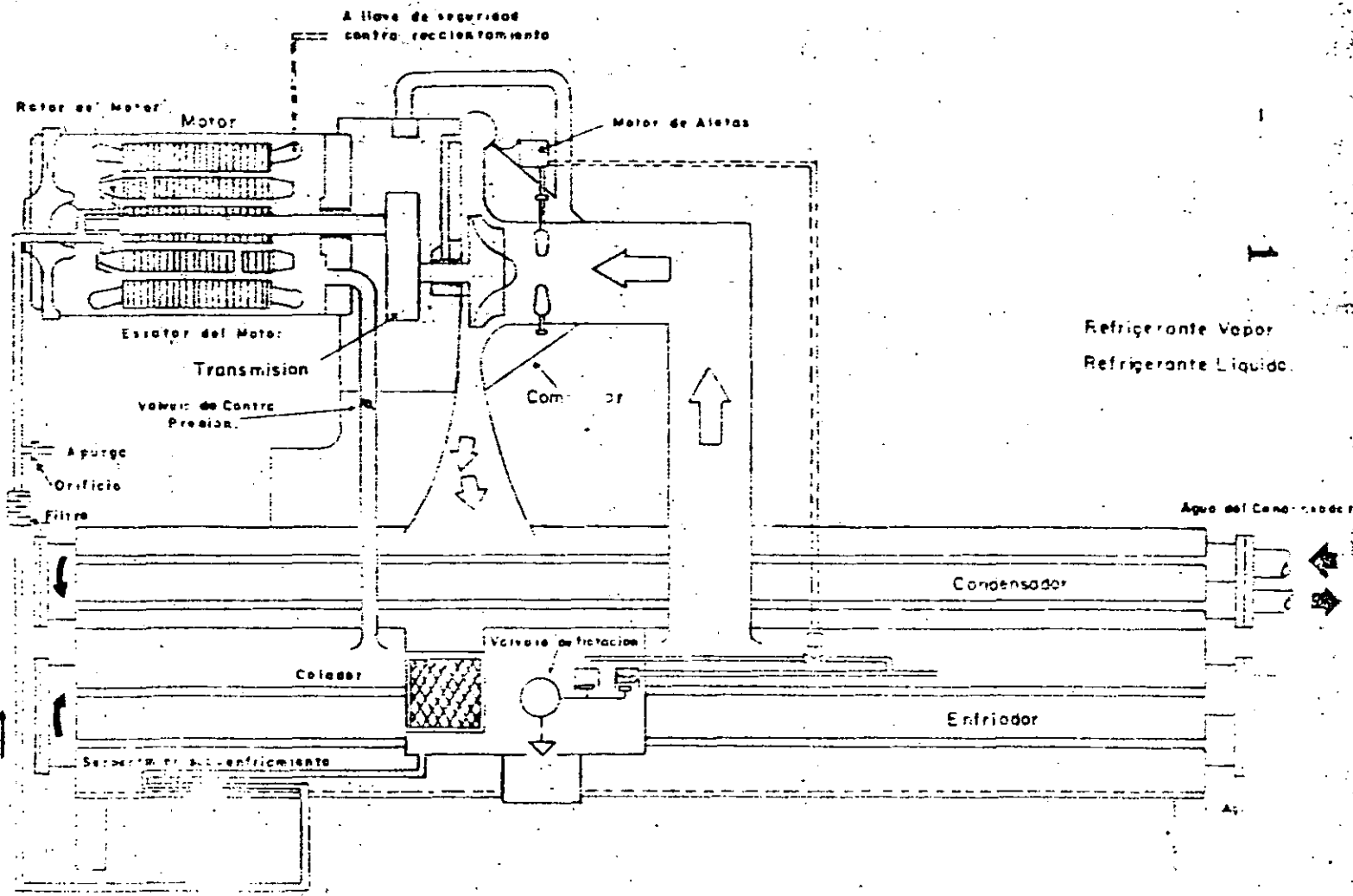


**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

MAQUINAS CENTRIFUGAS

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre. 1984



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-

1
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 pueda eliminar por medio de otra válvula



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

TORRES DE ENFRIAMIENTO

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

TORRES DE ENFRIAMIENTO

El proceso que se lleva a cabo en una torre de enfriamiento es el típico de humidificación y calentamiento, este proceso -- también se lleva a cabo en los condensadores evaporativos y en una infinidad de problemas de aire acondicionado.

La torre de enfriamiento es un dispositivo auxiliar en un sistema de refrigeración que tiene por objeto enfriar cierta cantidad de agua, aprovechando, el proceso de humidificación del aire.

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo a la forma de mover el aire a través de la torre. Existen tres formas -- que son las más comúnmente usadas:

- a) TIRO NATURAL
- b) TIRO INDUCIDO
- c) TIRO FORZADO

Tiro Natural; se emplea el "efecto chimenea" aprovechando las diferencias de densidad del aire dentro de la torre contra una columna de aire exterior con densidad constante.

Se construye una estructura hiperbólica, normalmente de concreto con grandes arcos de acceso en su parte baja para la entrada del aire ambiente, en la garganta de la parte superior de la torre se colocan una serie de espreas o rociadores que dejarán caer el agua caliente en el interior; al descender el agua provocando una lluvia estará en contacto con el aire cada vez -- menos saturado humedeciéndolo y calentándolo hasta llegar el agua a la parte inferior donde es colectada a una cisterna subterránea. El aire cada vez más húmedo y caliente formará una

corriente ascendente y saldrá por la parte superior.

Este equipo maneja gastos de agua superiores a los 500 m³/h y su gran ventaja es que no consume energía en ventiladores; - se emplea fundamentalmente en acerías y termoeléctricas.

TIRO INDUCIDO.- La torre de tiro inducido, induce un flujo de aire a través del empaque por medio de un ventilador colocado en la parte superior del equipo y se distribuye agua caliente sobre el relleno enfriador (empaque) por medio de un sistema de espumas; al descender el agua cada vez entra en contacto con aire mas frío y menos saturado, produciendose un efecto de contracorriente que incrementa considerablemente la eficiencia del equipo.

Tiro forzado.- En una época se emplearon las torres de enfriamiento de tiro forzado, se fuerza el aire por medio de ventiladores desde la parte baja de la torre hacia arriba y el agua cae en cotracorriente; han perdido popularidad debido a que la violencia con la que penetra el aire provoca que parte del empaque no opere correctamente y se requiere incrementar las dimensiones del equipo.

EMPAQUES HUMIDIFICADORES

Para el enfriamiento de agua en una torre se requiere crear un espacio físico en el cuál se establezca un contacto íntimo entre el agua por enfriar y el aire que será el medio de enfriamiento; este espacio debe reunir las siguientes cond:

- 1.- Gran superficie de contacto en poco volúmen
- 2.- Poca caída de presión al flujo de aire
- 3.- No descomponerse o podrirse con el agua

Los empaques se clasifican en dos tipos principales

PELICULA y SALPIQUEO

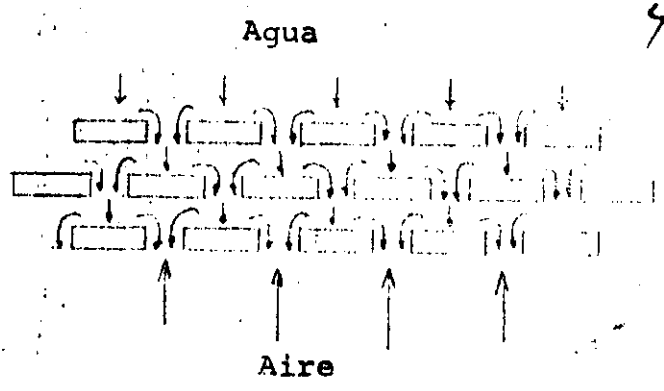
EMPAQUE DE PELICULA

Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire al tener contacto con ella pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

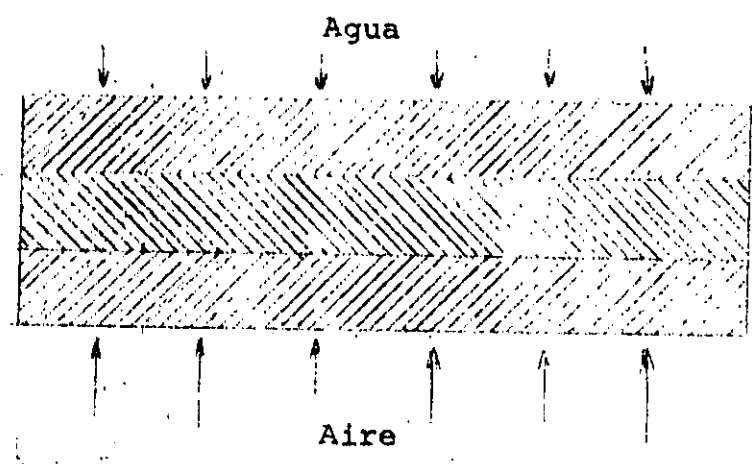
EMPAQUE DE SALPIQUEO

Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas, humidificándose y realizando la transferencia.

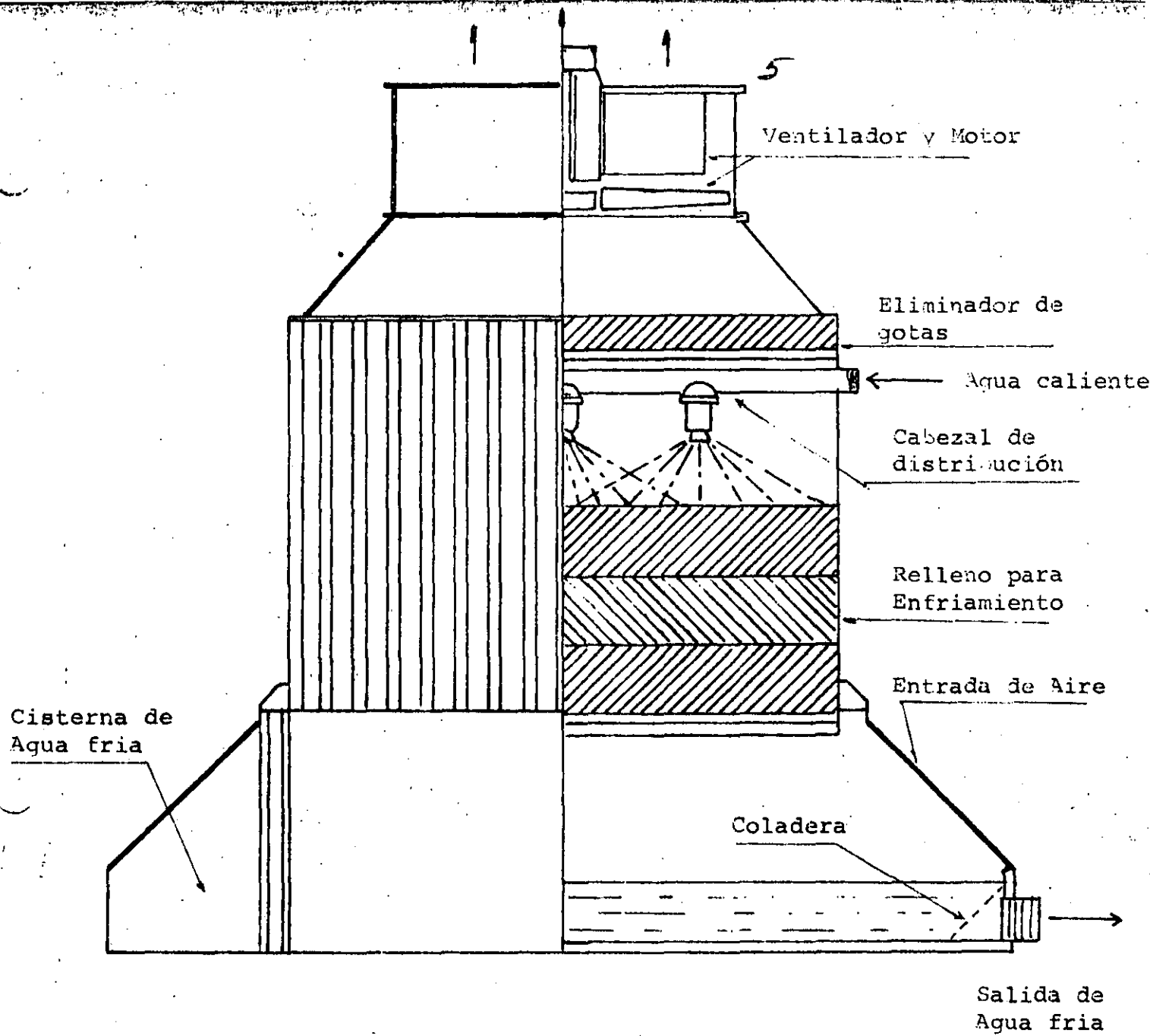
4



EMPAQUE DE SALPIQUEO.

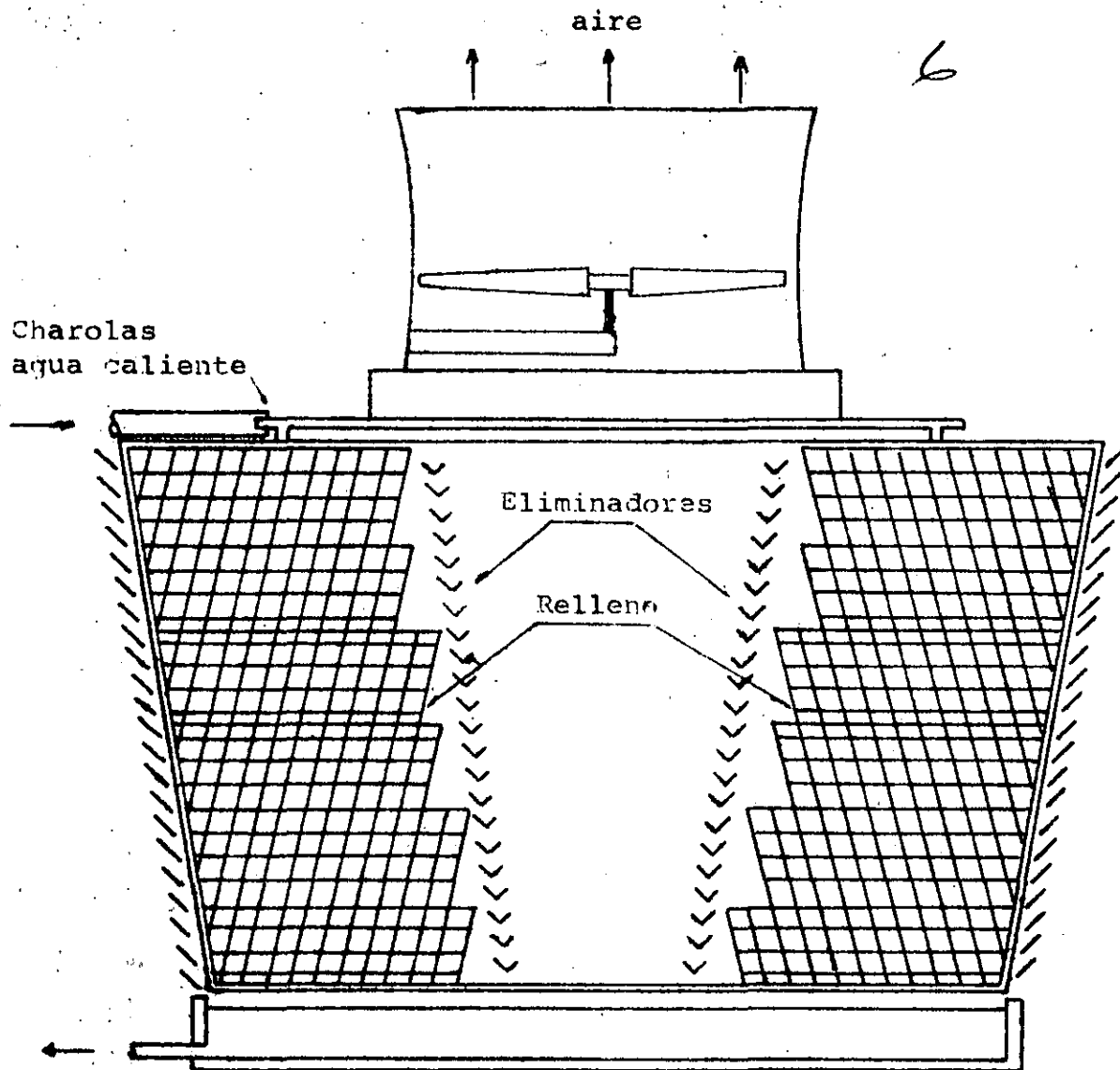


EMPAQUE DE PELICULA



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIPO MECANICO INDUCIDO

(Empaque tipo película)



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
DE FLUJO CRUZADO (Empaque película o salpiqueo)



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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 más 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:

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

$$h_o = 29.3 \text{ " " "}$$

La conductividad térmica " k " está definida como

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

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	0.50
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.18
	510	0.14
	410	0.12
Siporex al interior en espacio seco	660	0.16
	510	0.13
	410	0.11
Concreto armado	2,300	1.50
Concreto pobre al exterior	2,200	1.10
Concreto ligero al exterior	1,250	0.60
Concreto ligero al interior	1,250	0.50
Concreto ligero al exterior	800	0.40
Concreto ligero al interior	800	0.30
Muro de tepetate o arenisca calcarea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcarea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de barro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2,700	3.00
Piedra de cal, marmol	2,600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2,400	2.00

K

Rellenos y aislamientoskg/m³

kcal/m, °C, hr

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

Varios materiales

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

	kg/m ³	kcal/m, °C, 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		23.8		21	
			Hombre	Mujer	Niño		32°F		80°F		78°F		75°F		70°F				
							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	285	165			
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165			
Caminando; sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210			
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230			
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	245			
Trabajo moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450			
Trabajo intenso	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540			
Trabajo intenso	Boliche	1,500	75	25	0	1,450	150	1,000	465	985	485	665	525	625	605	475			

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis M. Carrier, Reuben E. Chubb, Walter A. Grant y Wilbur R. Lewis, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

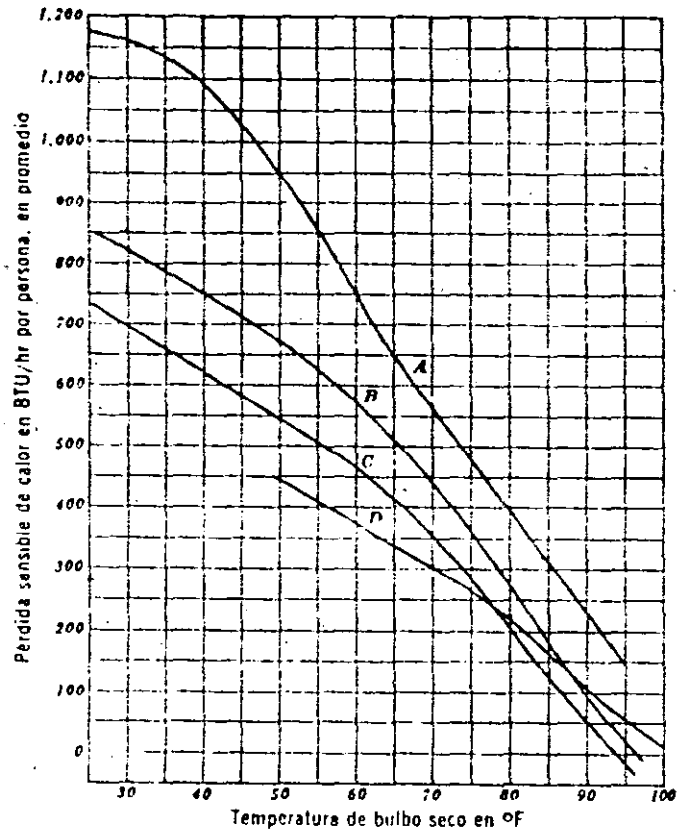


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

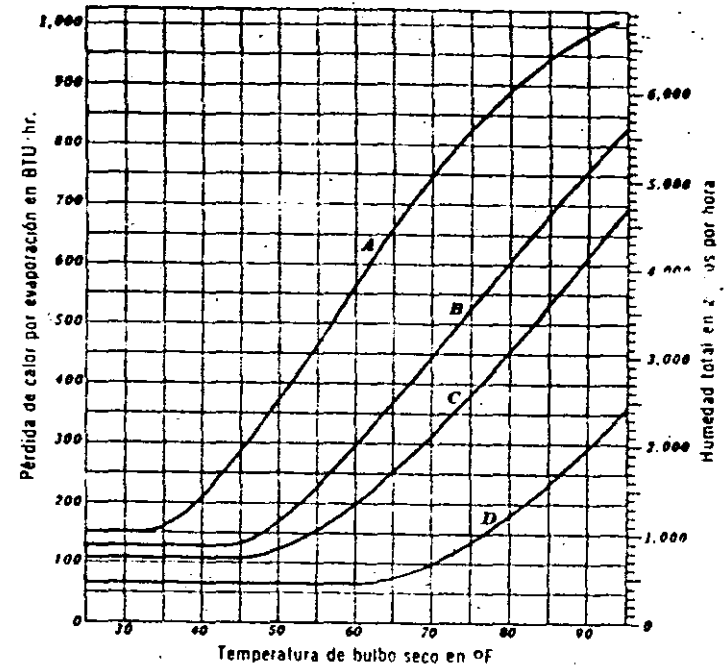


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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:

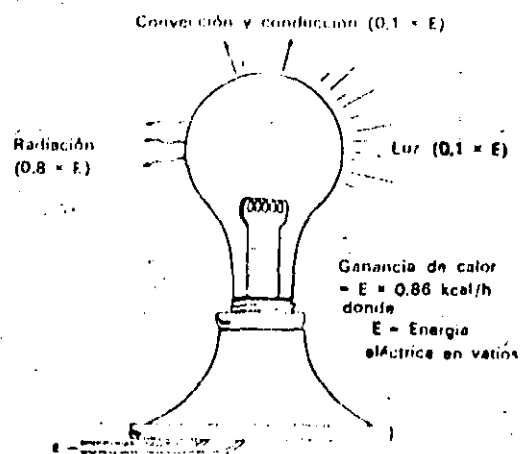


FIG. 30. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

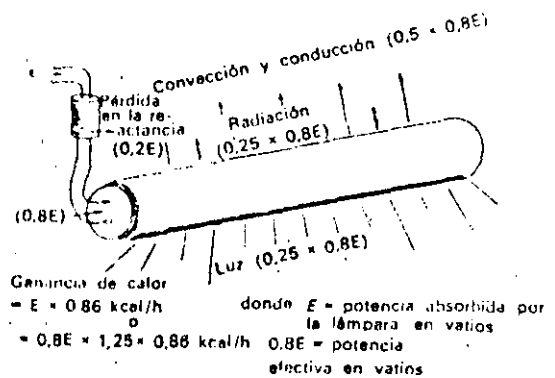


FIG. 31. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes

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 más 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 sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (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		560 77	77 77	227 58	55 22	282 80
4 percoladores con reserva de 17 litros	508 x 762 x 660 H	Auto.	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2960 vatios	4225		1200	300	1500
Cafetera 10 litros 10 litros 20 litros	381 φ x 864 H 305 x 364 oval x 533 H 457 φ x 940 H	Manual Auto. Auto.	Negro Niquelado Niquelado	3000 3855 4280	750 650 900	650 550 850	425 375 575	1075 925 1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto.	Extractor motor de 1,2 CV	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Medio 550 vatios Lento 275 vatios	935		300	200	500
Mesa caliente, con ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calientaplatos en la parte inferior	3600	1150	950	950	1900
Mesa caliente, sin ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Como arriba, pero sin calientaplatos	2750	1080	540	960	1500
Freidora 5 litros aceite	305 φ x 355 H	Auto.		2120	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	406 x 457 x 305 H	Auto.	Superficie 300 x 360 mm	5995	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto.	Superficie activa 450 x 360 mm	2000	700	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto.	Superf. útil 250 x 300 mm	2550	475	975	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto.	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1400	475	675	175	850
Calentador de pan	660 x 432 x 330 H	Auto.	1 cajón	375	100	275	25	300
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 H	Auto.	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Tostador (automático)	152 x 279 x 228 H	Auto.	2 cortes	1025	250	617	113	730
Molde de tortas	305 x 330 x 254 H	Auto.	1 torta de 180 mm	620	150	275	185	460
Molde de tortas	355 x 330 x 254 H	Auto.	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300

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

TABLA 51. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTE

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

APARATO	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
GAS								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	834	126	340	90	430
Calentador agua 2 litros		Manual		126	126	100	25	125
Percolador completo con depósito	482 x 742 x 660 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera 11 litros	381 φ x 864 H	Auto.	Negra	804	983	730	730	1460
» 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada		834	630	630	1260
» 19 litros	457 φ x 940 H	Auto.	Niquelada		1380	980	980	1960
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	5430	2490	2310	1720	3530
Freidora, 5,8 kg de grasa	304 x 508 x 457 H	Auto.	Superficie 250 x 250 mm	3590	755	1060	705	1765
Freidora, 12,7 kg de grasa	381 x 689 x 278 H	Auto.	Superficie 275 x 400 mm	6050	1135	1815	1210	3025
Parrilla Quemador superior Quemador inferior	558 x 355 x 431 H (0,13 m ² de super- ficie de parrilla)	Manual	Aislado 5500 kcal/h 3750 kcal/h	9320		3625	915	4540
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 3000-5500 kcal/h	3000		1140	1140	2280
Horno, parte sup. cerrada, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 2500-3000 kcal/h	2980		895	895	1790
Tostador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto.	2 cortes 360 cortes/h	3000	2500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera 11 litros	381 φ x 864 H	Auto.	Negra			730	480	1210
» 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada			600	400	1000
» 19 litros	457 φ x 940 H	Auto.	Niquelada			855	580	1435
» 11 litros	381 φ x 864 H	Manual	Negra			780	780	1560
» 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Manual	Niquelada			655	655	1310
» 19 litros	457 φ x 940 H	Manual	Niquelada			930	930	1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto.				100	125	225
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual				110	280	390

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

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

APARATO	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MÁXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
				Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
ELÉCTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W, fuerte 1580 W)	1353	389	399	688
Casco secapelo 6,5 a 115 V	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W, fuerte 710 W)	600	470	63	533
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 36 en marcha	1380	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		200 x 200 x 500 mm		3920	3920	8140
Letrero de neón, por 30 cm de longitud		Diámetro exterior: 12 mm Diámetro exterior: 10 mm		8 15		8 15
Calentador de toallas		400 x 700 x 1830 mm 440 x 420 x 1830 mm		700 765	750 605	1650 879
Esterilizador de ropa	Auto. Auto.	400 x 420 mm 300 x 914 mm		2420 3870	2190 6032	4610 11920
Esterilizador paratelepipédico	Auto.	420 x 420 x 914 mm		6720	3290	14040
	Auto.	420 x 420 x 1320 mm		10580	6820	17300
	Auto.	420 x 914 x 1320 mm		14170	8070	22240
	Auto.	420 x 914 x 1524 mm		17270	11330	28600
	Auto.	914 x 1067 x 2144 mm		48700	26380	65280
	Auto.	1067 x 1219 x 2438 mm 1219 x 1381 x 2438 mm		66390 52950	35700 45408	81430 98358
Esterilizador agua	Auto.	40 litros		1938	4168	5199
	Auto.	60 litros		1548	6200	7740
Esterilizador, instrumentos	Auto.	152 x 205 x 422 mm		680	680	1360
	Auto.	228 x 254 x 508 mm		1288	990	2278
	Auto.	254 x 305 x 508 mm		2040	1490	3530
	Auto.	254 x 305 x 914 mm		2570	2370	4940
	Auto.	305 x 406 x 620 mm		2300	2150	4450
Esterilizador, utensilios	Auto.	406 x 406 x 620 mm		3670	3140	7810
	Auto.	305 x 305 x 620 mm		3100	6430	9530
Esterilizador, aire caliente	Auto. Auto.	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co. Modelo 100 Amer. Sterilizer Co.		300 308	1040 530	1340 830
Alambique, agua		20 l/h		430	680	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
A GAS						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas ciudad	430	240	60	300
Pequeño mechero Bunsen Quemador de llama plana	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	730	420	110	530
	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	880	500	120	630
Quemador de llama plana	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	1380	780	190	970
Mechero Bunsen grande	Manual	Quemador 38 mm diám. con gas natural	1510	840	230	1070
Encendedor de cigarrillos	Manual	Funcionamiento continuo	430	230	25	255
Secapelo central 5 cascos 10 cascos	Auto. Auto.	Constituido por un calentador y un ventilador que impulsa el aire caliente sobre los cascos	8320	3780 5290	10100 15700	4790 6860

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

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 $\frac{CV \times 632}{P}$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el exterior CV \times 632	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior $\frac{CV \times 632 (1,0)}$
		Kcal/h		
1/20	40	80	30	47
1/12	49	105	50	55
1/8	55	145	80	65
1/6	60	180	105	70
1/4	64	250	160	90
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	668	480	187
1	79	800	630	170
1 1/2	80	1 200	950	237
2	80	1 600	1 260	320
3	81	2 350	1 990	450
5	82	3 900	3 160	700
7 1/2	85	5 500	4 800	850
10	85	7 500	6 400	1 125
15	86	11 100	9 500	1 575
20	87	14 500	12 750	1 875
25	88	18 100	15 900	2 200
30	89	21 300	19 100	2 350
40	89	28 700	25 500	3 250
50	89	35 700	31 800	4 000
60	89	43 000	38 400	4 750
75	90	53 000	47 800	5 250
100	90	71 000	63 800	7 250
125	90	87 500	79 500	9 000
150	91	105 000	95 600	9 500
200	91	140 000	127 500	12 500
250	91	175 000	159 000	16 000

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

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



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

CALCULO EN INVIERNO (C A L E F A C C I O N)

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre de 1984

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 trayectorias 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; tbh
 - c.2.- Interiores tbs±, Ø ±

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

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

4.- Cálculo de pérdidas de calor por transmisión

$$q = UA \Delta T$$

y suma de todas las perdidas 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

$$q = m (h_{a,c} - h_{a,i})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

$$q = m (h_{a,c} - h_{a,i})$$

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.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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 devido a la "Radiación Solar" que llega a los mismos elementos antes mencionados (muros, ventanas, etc.)

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

- a) VENTANAS
- b) MUROS Y TECHOS

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE VENTANAS:

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

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

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

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

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

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

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 (Cont.)
kcal/h × (m² de abertura)

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
España	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	España	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	20 Diciembre y 21 Enero	
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE		
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E		
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	37	24	8	NE		
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	37	24	8	N		
	SO	8	24	32	38	38	38	38	38	38	179	198	168	75	NO		
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	O		
	Horizontal	30	162	378	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	SO		
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	67	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE		
	E	203	401	447	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E		
	SE	84	189	230	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	78	154	214	230	189	84	NO		
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	447	401	203	O		
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	SO		
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	35	29	27	16	S	20 Febrero y 23 Octubre		
	NE	122	307	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5		SE	
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5		E	
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5		NE	
	S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5		N	
	SO	5	19	29	35	38	38	38	149	265	292	306	241	78		NO	
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143		O	
	Horizontal	13	130	190	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13		SO	
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre		
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0		SE	
	E	0	352	447	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0		E	
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0		NE	
	S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0		N	
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0		NO	
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	447	352	0		O	
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0		SO	
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE		
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	N		
	SO	0	10	24	32	35	38	38	372	404	433	396	246	0	NO		
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	O		
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	SO		
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	45	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	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE		
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	N		
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	NO		
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	O		
	Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	SO		
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio	
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE		
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	E		
	SE	0	160	377	457	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE		
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	N		
	SO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0	NO		
	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	O		
	Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	SO		

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

Correcciones

Marcos metálicos
o ningún marco
= 1.0, 0.6 ó 1.17

Defecto de
limpieza
16 % 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 %

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

30°

30°

30° LATITUD NORIE		HORA SOLAR																30° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	89	78	48	38	38	38	38	38	38	38	48	78	89	S	22 Diciembre			
	NE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	37	27	13	SE				
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	37	27	12	E				
	SE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	37	27	13	NE				
	S	13	27	37	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13	N				
	SO	13	27	32	38	38	38	46	119	198	244	244	203	113	NO				
	O	13	27	32	38	38	38	38	119	265	387	436	423	297	O				
Horizontal	51	165	355	489	588	650	678	650	588	488	355	165	51	Horizontal					
21 Julio y 21 Mayo	N	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	59	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	252	355	333	241	124	43	38	38	38	35	32	24	10	SE				
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	32	24	10	E				
	SE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	35	32	24	10	NE				
	S	10	24	32	35	38	38	38	143	225	271	271	222	113	N				
	SO	10	24	32	35	38	38	38	119	268	393	444	420	271	NO				
	O	10	24	32	35	38	38	38	43	124	241	333	355	252	O				
Horizontal	40	179	333	477	580	640	667	640	580	477	333	179	40	Horizontal					
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16	S	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5	SE				
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5	E				
	SE	100	265	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5	NE				
	S	5	21	35	37	127	157	170	157	127	73	35	21	5	N				
	SO	5	21	29	35	35	40	105	227	303	349	344	265	100	NO				
	O	5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179	O				
Horizontal	16	127	290	436	547	610	637	610	547	436	290	127	16	Horizontal					
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0	SE				
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	35	32	27	13	0	E				
	SE	0	265	355	412	380	306	181	67	35	32	27	13	0	NE				
	S	0	24	48	162	277	265	284	265	222	162	48	24	0	N				
	SO	0	13	27	32	35	67	131	306	381	412	355	265	0	NO				
	O	0	13	27	32	35	38	38	130	279	390	428	336	0	O				
Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	366	219	67	0	Horizontal					
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	87	105	48	32	35	38	35	32	29	21	8	0	SE				
	E	0	214	366	358	254	116	38	35	32	29	21	8	0	E				
	SE	0	198	385	442	431	168	249	127	40	29	21	8	0	NE				
	S	0	48	154	249	328	377	393	377	128	249	385	198	0	N				
	SO	0	8	21	29	40	127	249	366	431	442	385	198	0	NO				
	O	0	8	21	29	32	35	38	116	254	358	366	214	0	O				
Horizontal	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0	Horizontal					
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SE				
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	0	E				
	SE	0	75	344	436	439	387	282	171	62	24	16	2	0	NE				
	S	0	27	184	295	371	417	431	417	171	295	184	27	0	N				
	SO	0	2	16	24	62	171	282	387	439	436	344	75	0	NO				
	O	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	O				
Horizontal	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0	Horizontal					
21 Diciembre	N	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	S	21 Junio			
	NE	0	9	27	24	29	12	12	12	29	24	10	0	0	SE				
	E	0	3	219	283	217	96	12	12	12	24	10	0	0	E				
	SE	0	0	109	425	439	187	292	195	75	24	10	0	0	NE				
	S	0	0	123	306	185	413	447	413	195	306	123	0	0	N				
	SO	0	0	10	24	75	195	292	387	439	425	309	0	0	NO				
	O	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	O				
Horizontal	0	0	51	172	263	310	322	310	263	172	51	0	0	Horizontal					

Correcciones: Marco northern o omput. error = 1,0,85 a 1,17 Defecto de Impresión = 15 % más Albedo = 0,75 por 100 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 = 30°

Valores subrayados, máximos mínimos. Valores en azul, los más altos.

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

40°

40°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	22	14	86	SE	21 Junio			
	NE	320	360	303	198	81	38	38	38	38	35	22	16	16	SE				
	E	341	436	439	365	257	119	36	28	38	35	22	16	16	E				
	SE	138	218	295	301	218	192	92	18	36	35	22	16	16	NE				
	S	16	27	32	35	38	38	38	146	119	74	51	22	16	N				
	SO	16	27	32	35	38	38	38	192	225	301	225	229	128	NO				
	Horizontal	16	27	32	35	38	38	38	119	157	285	435	436	341	O				
22 Julio y 21 Mayo	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	22	13	65	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	22	13	13	SE				
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	22	13	13	E				
	SE	146	260	327	339	298	222	113	40	38	35	22	13	13	NE				
	S	13	27	35	38	38	38	187	170	119	70	35	22	13	N				
	SO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	222	260	146	NO				
	Horizontal	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320	O				
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	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	8	SE				
	E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21	8	E				
	SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8	NE				
	S	8	21	65	118	241	263	276	243	118	65	21	8	8	N				
	SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284	130	NO				
	Horizontal	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227	O				
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	35	38	35	35	32	24	13	0	SE				
	E	0	314	404	377	268	122	28	35	35	32	24	13	0	E				
	SE	0	757	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0	NE				
	S	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0	N				
	SO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0	NO				
	Horizontal	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0	O				
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0	SE				
	E	0	210	317	330	238	105	32	32	29	27	16	5	0	E				
	SE	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0	NE				
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0	N				
	SO	0	5	16	27	34	170	290	390	442	336	358	219	0	NO				
	Horizontal	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	O				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	21	78	173	273	313	349	337	273	173	78	21	0	S	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	0	8	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0	SE				
	E	0	0	37	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	E				
	SE	0	0	295	190	423	390	314	189	73	19	8	0	0	NE				
	S	0	0	160	282	377	428	450	428	377	282	160	0	0	N				
	SO	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	NO				
	Horizontal	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	O				
22 Diciembre	N	0	0	43	118	198	249	279	249	198	118	43	0	0	S	21 Junio			
	NE	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	SE				
	E	0	0	195	233	184	84	84	27	27	24	16	5	0	E				
	SE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0	NE				
	S	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0	N				
	SO	0	0	5	19	81	198	311	385	401	363	238	0	0	NO				
	Horizontal	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	O				

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1/0.85 ó 1.17	Defecto de impieza 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 %
--------------	--	-----------------------------------	------------------------------	--	--	--------------------------------------

TABLA 15. APROXIMACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIBRIDO SENCILLO (1941)

50°

50°

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	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78	S	22 Diciembre	
	NE	341	319	254	135	43	38	38	38	38	35	32	27	21	SE		
	E	377	444	419	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21	E		
	SE	173	276	341	366	336	265	165	62	38	35	32	27	21	NE		
	S	21	27	41	105	184	215	252	235	184	105	43	27	21	N		
	SO	21	27	32	35	38	67	165	265	336	366	341	276	173	NO		
	Horizontal	119	233	360	469	534	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal		
22 Julio y 21 Mayo	N	57	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	57	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	309	317	215	119	40	38	38	38	38	35	32	27	16	SE		
	E	355	436	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	16	E		
	SE	176	290	363	387	368	295	189	70	38	35	32	27	16	NE		
	S	16	27	57	135	217	265	287	265	217	135	57	27	16	N		
	SO	16	27	32	35	38	70	189	295	368	363	290	176	16	NO		
	Horizontal	89	201	322	411	509	556	572	556	509	411	322	201	89	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	S	26 Febrero y 23 Octubre	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10	SE		
	E	254	393	428	387	265	122	38	38	38	35	32	27	10	E		
	SE	143	101	390	425	414	378	241	108	35	32	27	21	10	NE		
	S	10	24	97	198	284	352	374	352	284	198	97	24	10	N		
	SO	10	21	27	32	35	108	241	358	414	425	390	101	143	NO		
	Horizontal	35	124	241	355	433	485	501	485	433	355	241	124	35	Horizontal		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	21	27	32	37	32	32	32	27	21	10	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	NE	0	152	124	43	32	32	32	32	32	27	21	10	0	SE		
	E	0	276	374	352	252	116	37	32	32	27	21	10	0	E		
	SE	0	231	377	439	442	391	284	151	46	27	21	10	0	NE		
	S	0	29	138	252	355	406	428	406	355	252	138	29	0	N		
	SO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	NO		
	Horizontal	0	40	112	218	320	379	401	379	320	218	112	40	0	Horizontal		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	78	54	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	SE		
	E	0	198	268	284	214	94	29	27	24	19	10	0	0	E		
	SE	0	187	301	393	425	390	311	187	65	19	10	0	0	NE		
	S	0	46	143	268	371	425	425	371	268	143	46	0	0	N		
	SO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	NO		
	Horizontal	0	5	51	122	195	233	254	233	195	122	51	5	0	Horizontal		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	0	13	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	SE		
	E	0	0	138	171	154	75	24	21	16	10	2	0	0	E		
	SE	0	0	168	257	344	341	290	181	57	10	2	0	0	NE		
	S	0	0	92	189	314	387	414	387	314	189	92	0	0	N		
	SO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	NO		
	Horizontal	0	0	10	35	81	127	141	127	81	35	10	0	0	Horizontal		
22 Diciembre	N	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	S	21 Junio	
	NE	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	SE		
	E	0	0	0	73	127	67	19	16	13	8	0	0	0	E		
	SE	0	0	0	111	290	314	271	168	57	8	0	0	0	NE		
	S	0	0	0	84	268	355	382	355	268	84	0	0	0	N		
	SO	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	NO		
	Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0	Horizontal		

Cotas comunes

Marco metálico o mástil marco + 1,085 a 1,17

Defecto de limpieza 15 % más.

Albedo + 0,7 % por 100 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 negrita máximos anuales

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

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
VERSION: del vidrio 6 mm. Ángulo de incidencia 90°. Sin pérdidas de energía.

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES * Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales) **		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE *****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR *****										
Ambar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Gris	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

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

** Comparado con el vidrio ordinario.

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

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

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

$$Q=UxAx\Delta T$$

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

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

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

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

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

$$Q=UxAx\Delta T_e$$

donde:

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

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

A= Área 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*

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

ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	100	2.8	8.3	12.2	12.8	13.3	10.4	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-1.1	-1.7	-2.2	-2.8	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.9	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	2.8	2.8	2.8		
	700	2.8	2.8	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	3.9
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0.5	0	
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	2.8	2.8	
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	7.2	7.2	6.7	6.7	6.7	6.7
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.7	
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	13.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.7	
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.8	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.5	
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.9	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0	5.0
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	3.2	7.8	12.3	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5	
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	8.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.8	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	3.9
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0	3.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5	
	300	1.1	0.5	0	0	0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7	
	500	3.9	3.8	3.3	2.8	2.3	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.2	12.8	13.3	12.8	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9	
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	8.0	8.3	8.3	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4
O	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	23.0	24.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5	
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.3	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1	13.9	15.6	15.0	14.4	10.6	7.8	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2	
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	18.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.7	
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5	
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.3	2.2	2.2	2.2	2.3	2.8	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	2.8	
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.3	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1		
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5	
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	0.5	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		HORA SOLAR																								



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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

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

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

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

El acondicionamiento del ambiente en el que ha vivido el hombre, es un problema que ha inquietado a las diferentes culturas desde la mas remota antigüedad; se sabe que los egipcios calentaban grandes piedras durante el día para dar calefacción durante la noche a las habitaciones de los Faraones; así mismo humedecían hojas de palma que interponían sobre las ventanas para que la brisa de la tarde penetrara al palacio húmeda y fresca. Las crónicas de Bernal Díaz del Castillo cuentan como se conservaba el pescado que consumía Moctezuma con nieve traída del Popocatepetl, trescientos años antes de que se empleara el mismo método en los Estados Unidos de América.

El prototipo de un sistema de aire acondicionado fué inventado por un ingenioso granjero norteamericano que descubrió una gran caverna cerca de su casa y al sentir que el aire interior era extremadamente frío construyó un rústico sistema de ductos y por medio de un molino de viento introdujo aire fresco al interior de su casa

logrando mantener fresca su casa durante los cálidos veranos

A partir de esta primera experiencia con la inclu
sión 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 acondicioo
nado 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 cono
fort, sino un medio adecuado para mejorar las condiciones
de vida de la población y mejorar las condiciones de trao
bajo 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.

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

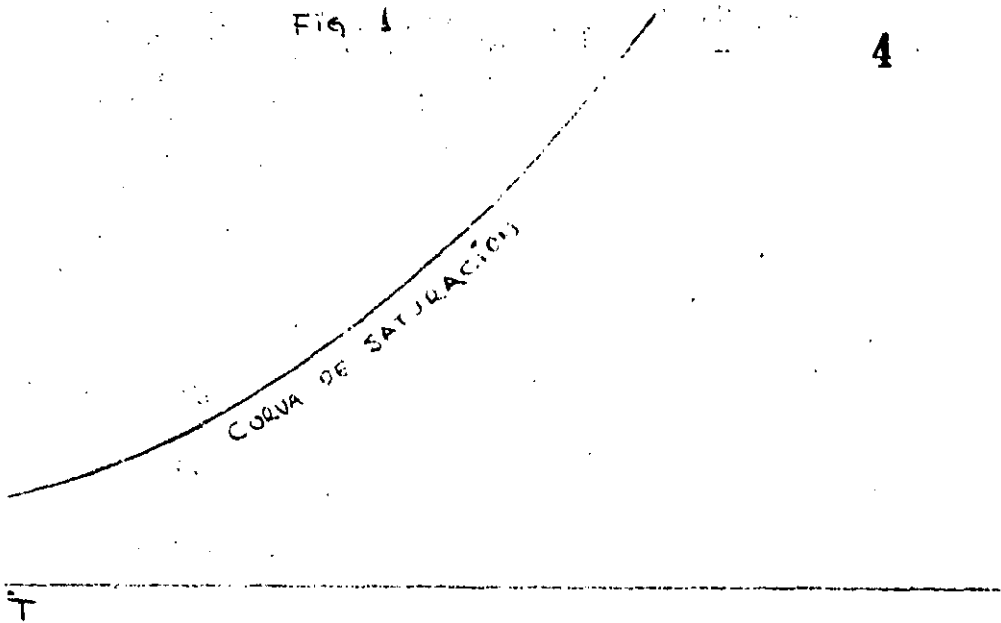
En donde las variables son:

P_v : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada

P_{atm} : Presión atmosférica del lugar considerado

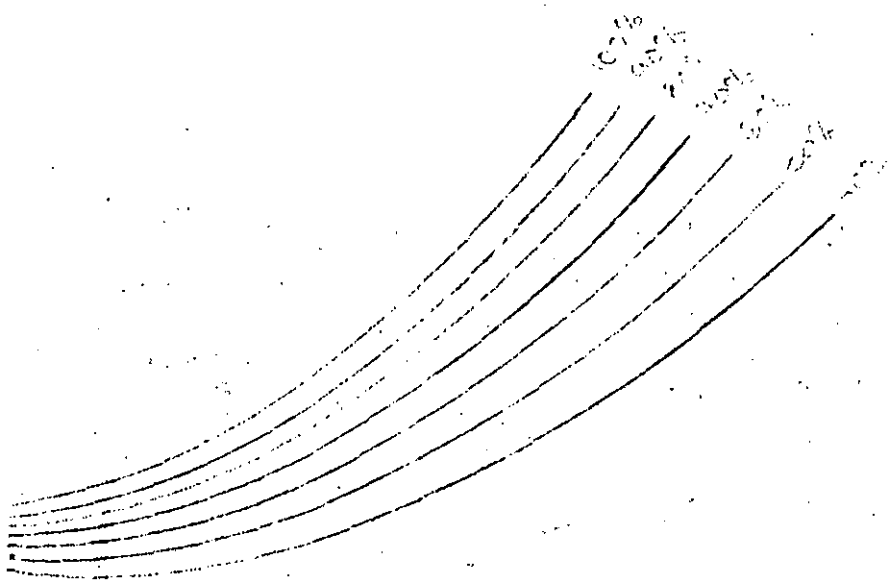
$\frac{18}{29}$: Relación de pesos moleculares del agua y el aire para obtener unidades de masa

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 linea de saturación y así es posible encontrar cualquier punto bajo la curva.



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

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

$$h_a = C_p (T_i - T_r)$$

para la humedad del aire la ecuación es la sig:

$$h_w = H (+ C_{pw} (T_i - T_r))$$

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

$$h = H + (C_p + H C_{pw}) (T_i - T_r)$$

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

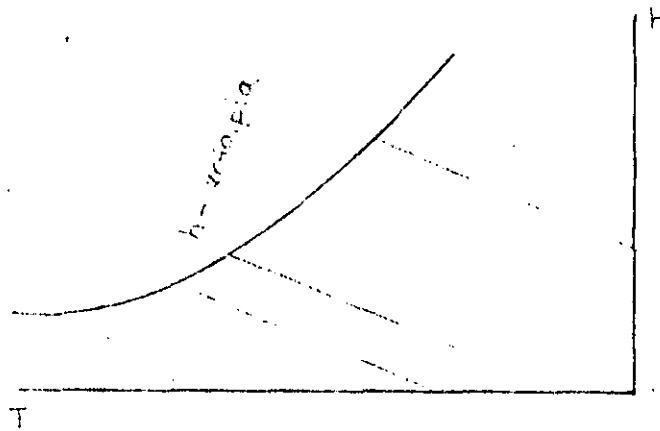
C_{pw} : Calor específico a presión constante del vapor de agua

Calor de vaporización a la temperatura de referencia

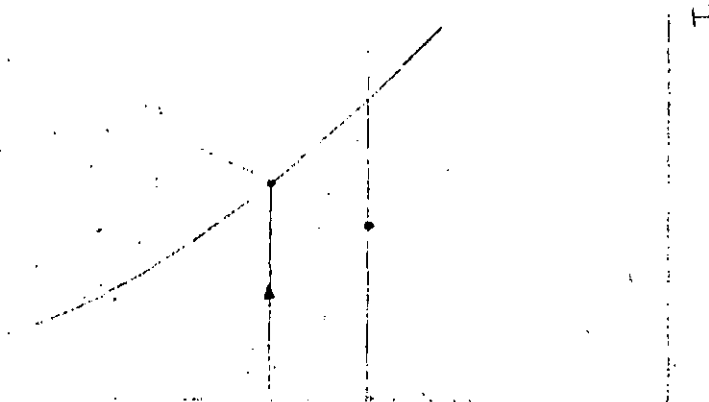
T_i : Temperatura considerada "i"

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



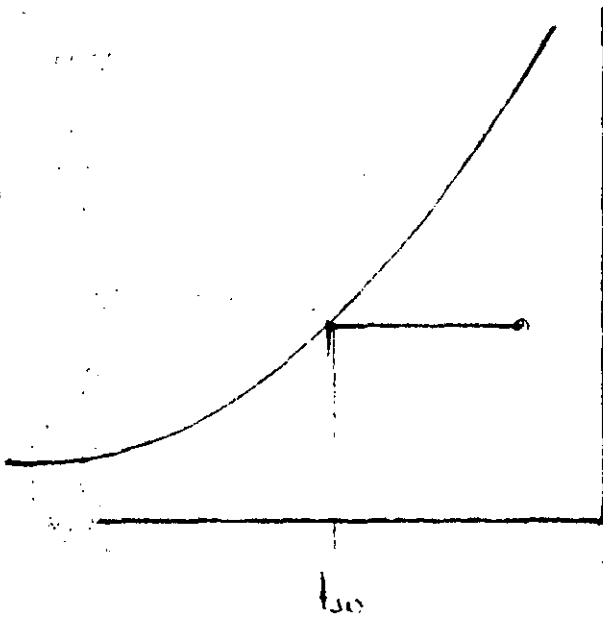
La forma mas simple de encontrar las condiciones del aire ambiente es la siguiente: Se determinan por medio de un PSICROMETRO las temperaturas de bulbo seco (tbs) y bulbo húmedo (tbh) ; se sigue la línea de entalpia constante que corresponda al valor de saturación para el bulbo húmedo y cuando esta línea 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.



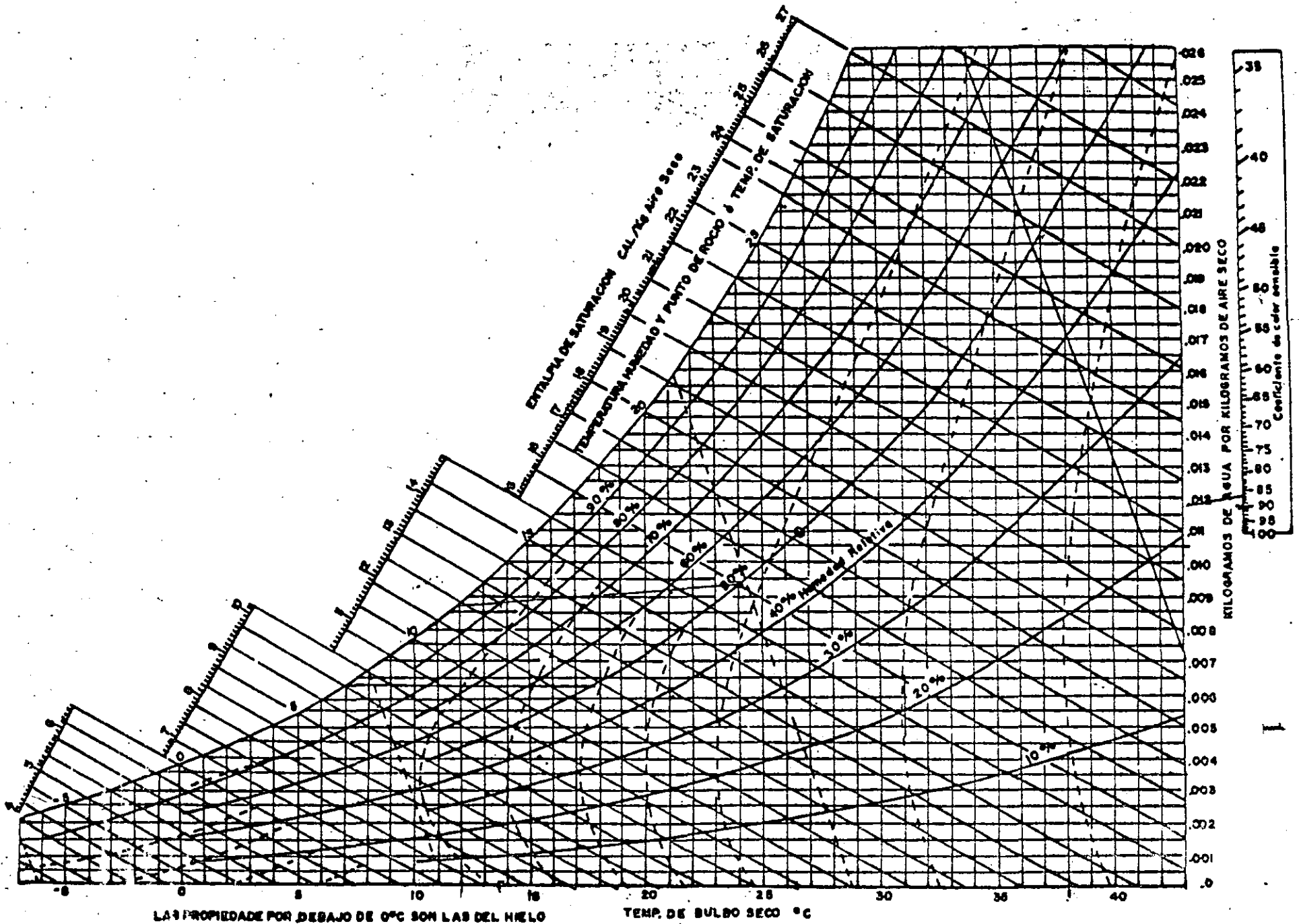


**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

T A B L A S

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

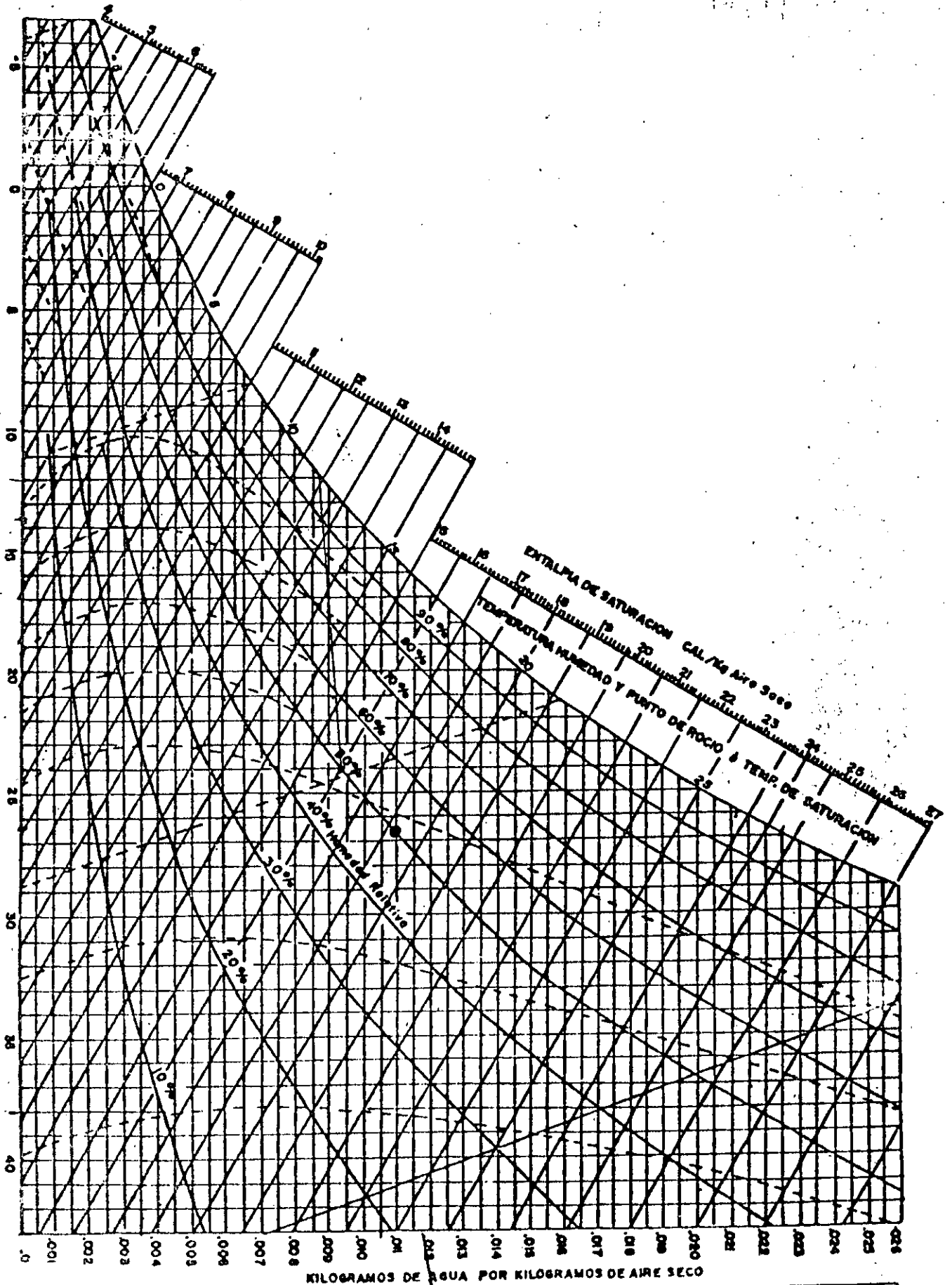


LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

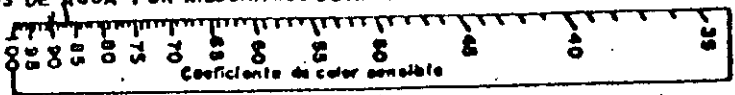
TEMP. DE BULBO SECO °C

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

TEMP. DE BULBO SECO °C

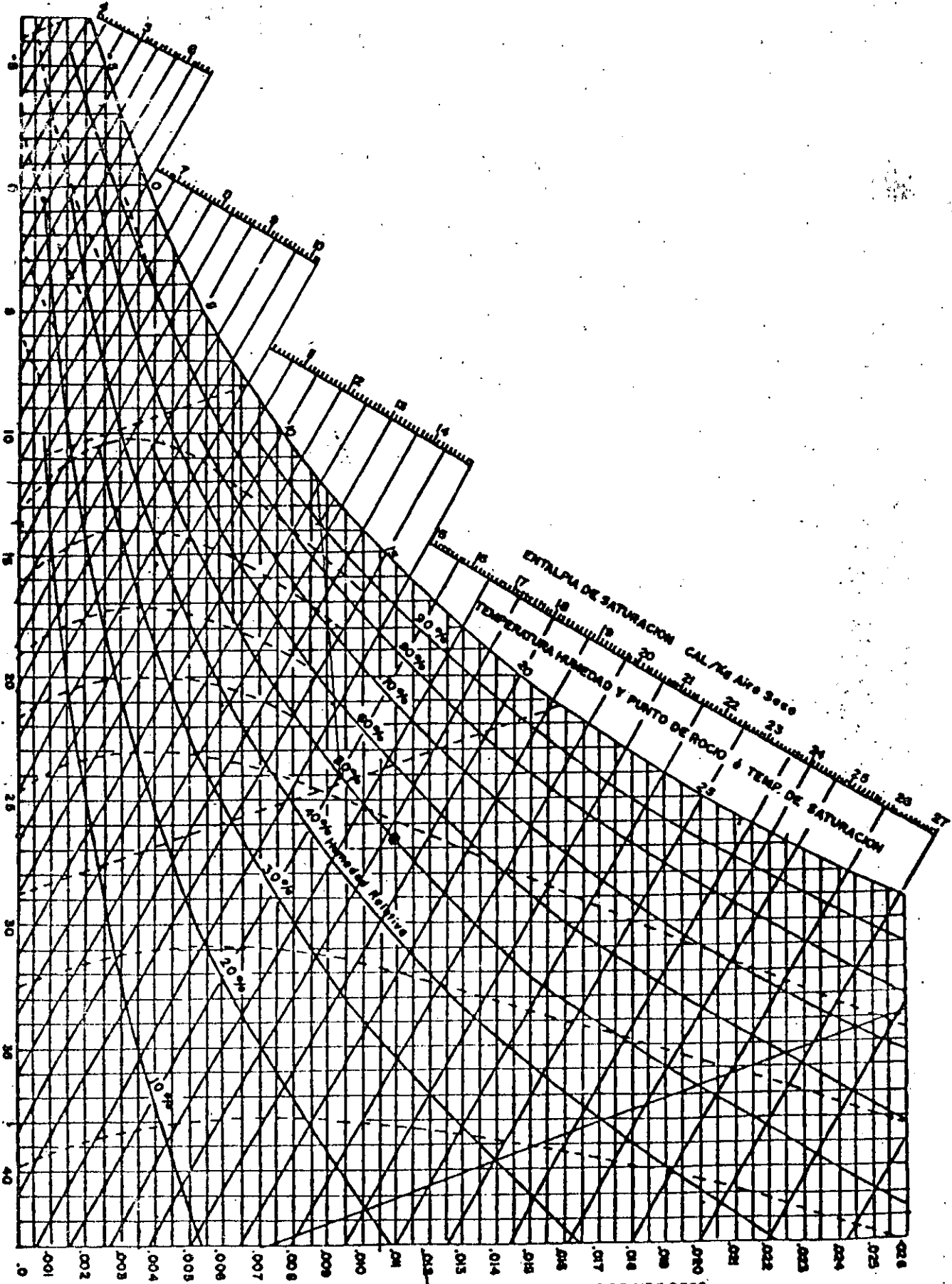


KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO

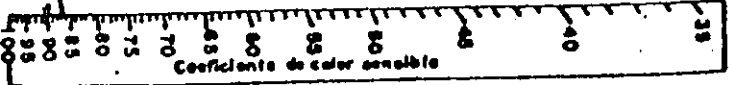


LA PROPORCIÓN POR DESIENO DE O°C SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE BULBO SECO °C



KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO





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

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

PROCESOS PSICROMETRICOS

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984

PROCESOS PSICROMETRICOS

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

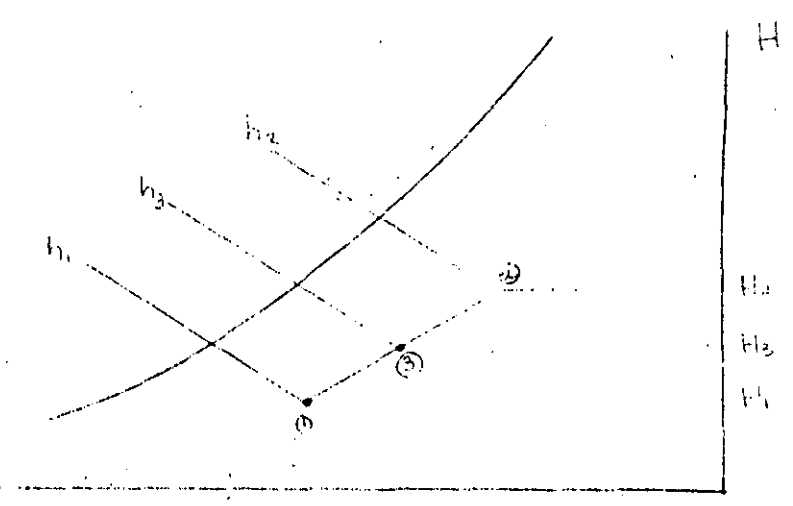
1.- Mezcla de dos flujos de aire

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:

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

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

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



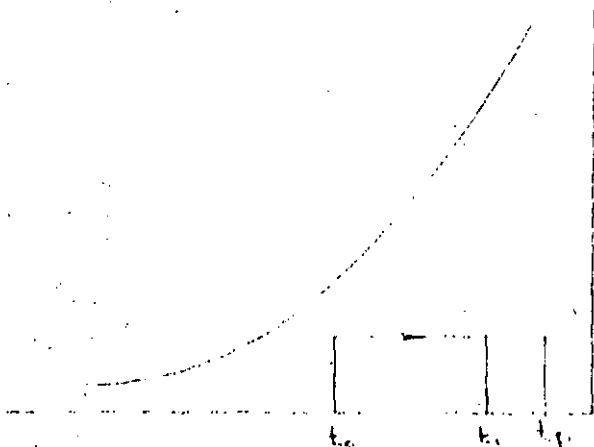
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE

Al fluir aire sobre una superficie seaca 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

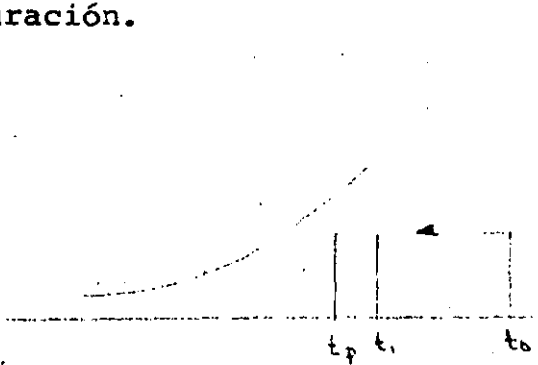
t_0 : Temperatura inicial

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

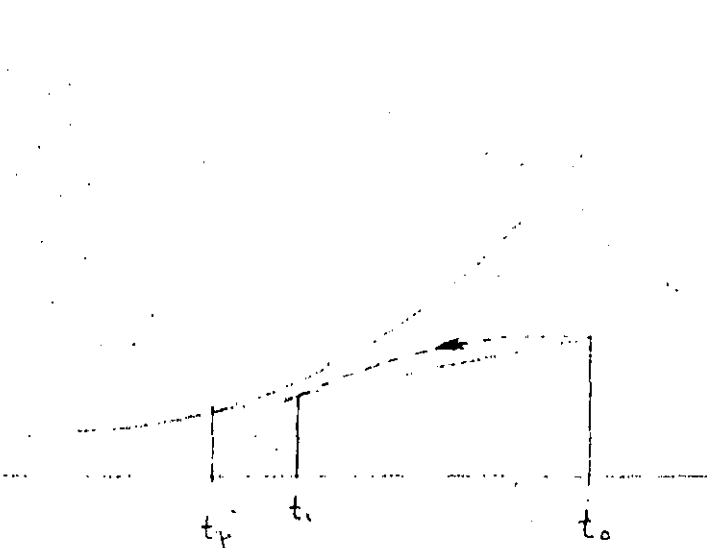
dose constante la humedad absoluta como en el caso anterior y las relaciones involucradas en el proceso se comportan en forma análoga al sistema precedente sin llegar a condiciones de saturación.



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

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 proximación.

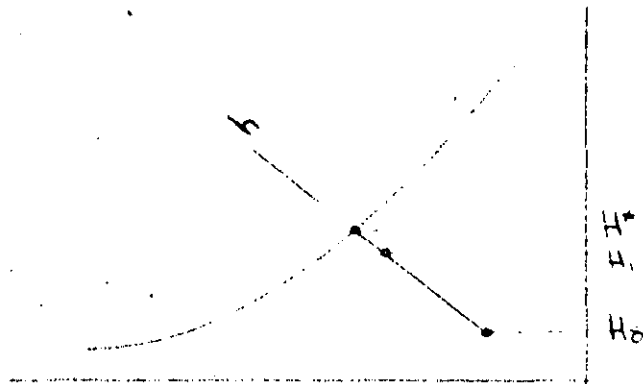


$$FB = \frac{t_i - t_p}{t_o - t_p}$$

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"

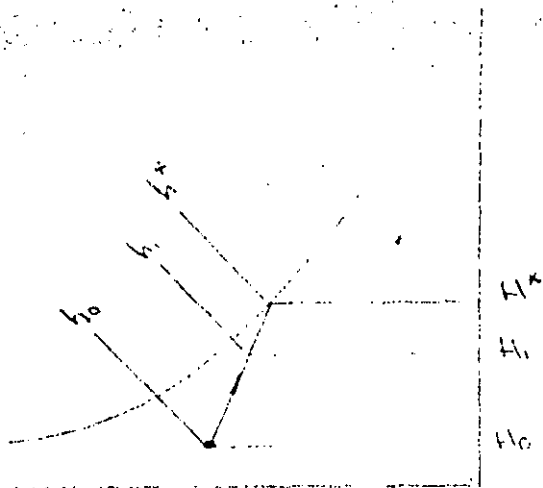
En este caso no es práctico el concepto de factor de by pass y es mas conveniente emplear el concepto de eficiencia; algunos autores hacen la eficiencia de humidificación en función de la temperatura; pero es mas real referirlo a las humedades absolutas.



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

6.- CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION

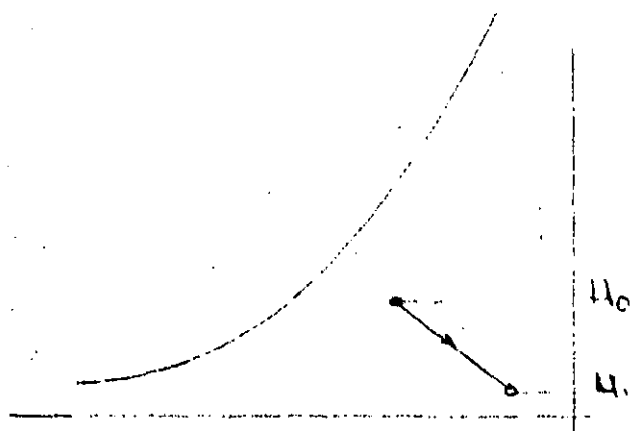
Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultaneamente; este proceso tiene una variación de entalpia entre la entrada y la salida del aire



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

7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Quando 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 incrementandose 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.**

CURSO: "PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO", ORGANIZADO EN COLABORACION CON EL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA DEL - INSTITUTO DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD VERACRUZANA.

CONDICIONES DE COMODIDAD

Veracruz, Ver. del 8 al 12 de octubre, 1984.

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 éstos factores:

a). TEMPERATURA DEL AIRE

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

b) HUMEDAD DEL AIRE

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

c) MOVIMIENTO DEL AIRE

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

d) PUREZA DEL AIRE

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

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

CARTA DE COMODIDAD

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

TEMPERATURA EFECTIVA

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

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

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

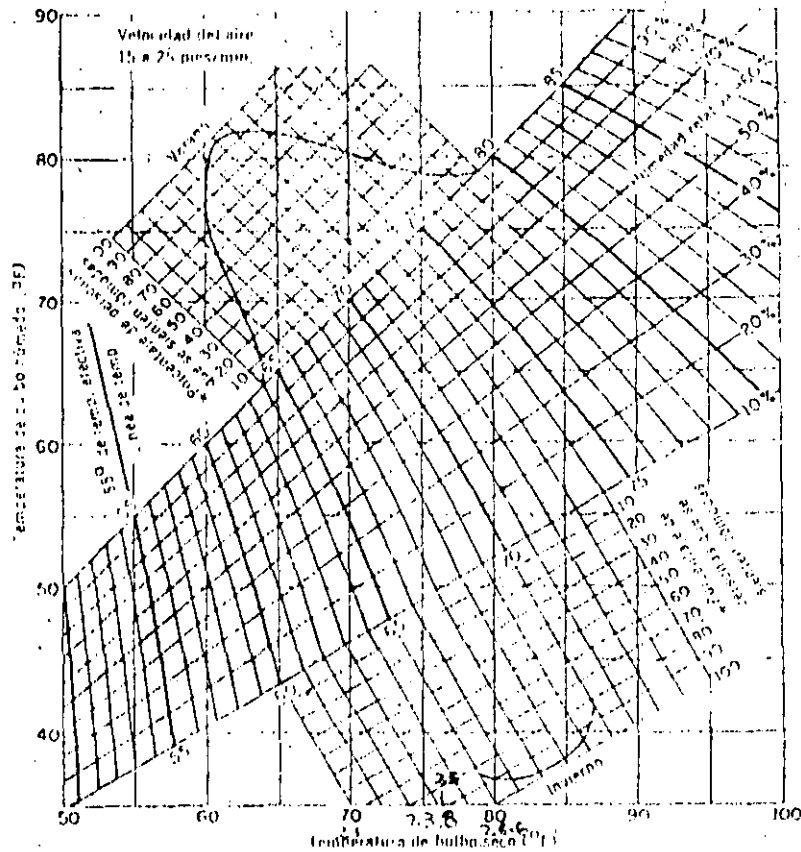


Figura VII-2. Carta de comodidad de la ASHAE para aire tranquilo. Zonas de comodidad para invierno y verano. La de invierno no se puede utilizar en cuartos calentados por calefacción radiante. La aplicación de la zona de comodidad está limitada a casas, oficinas y lugares similares, donde los ocupantes 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, C. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

Ejemplo:

¿ Qué humedad relativa da una comodidad equivalente 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 esto tiene una determinación directa sobre la temperatura efectiva.

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

d) Edad y sexo.

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

e) Efectos de choque.

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

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

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

f) Actividad.

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

g) Calor radiado.

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

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

MAXIMA TEMPERATURA EFECTIVA

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

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

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

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

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

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO.

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

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

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

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

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

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%
FEDIATRIA:		
Cuneros.	24° C.	50%
Observación y aislamiento.	24° C.	50%
Encamados.	24° C.	40 - 50%
Prematuros.	25 - 27° C.	55 - 65%

CONDICIONES DE VENTILACION

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

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

Para evitar esta contaminación, se debe suministrar siempre una cierta cantidad de "aire nuevo de ventilación", tirando así la misma cantidad del aire 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.

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarros	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos {normales 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. Cherno, 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