



T  
697.935  
G748  
c.2

**ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL**

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA

---

**“Estudio y Aplicación del Sistema de Enfria-  
miento Evaporativo al Diseño Preliminar de  
Aire Acondicionado de un Edificio en la  
Ciudad de Quito.”**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la Obtención del Título de:  
**INGENIERO MECANICO**

PRESENTADA POR:

**FELIX ANDRES GRANADOS P.**

---

Guayaquil -- Ecuador

1994



BIBLIOTECA

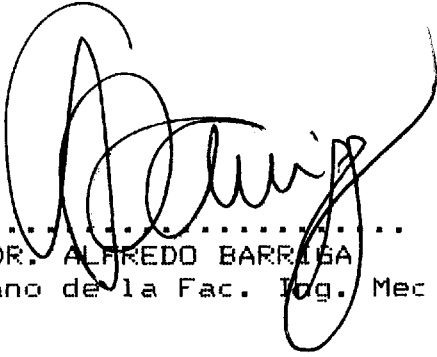
## AGRADECIMIENTO

Al ING. EDUARDO DONOSO  
Director de Tesis, por su  
ayuda y colaboración para  
la realización de este  
trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

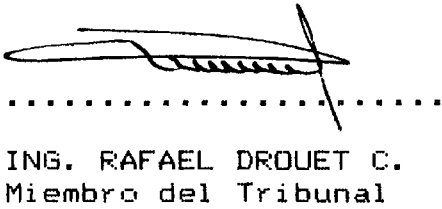
A MIS HERMANOS



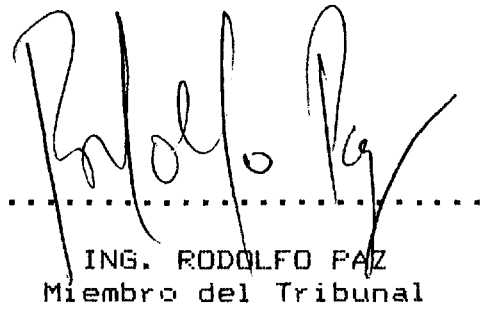
.....  
DR. ALFREDO BARRISA  
Decano de la Fac. Ing. Mec



.....  
ING. EDUARDO DONOSO  
Director de Tesis



.....  
ING. RAFAEL DROUET C.  
Miembro del Tribunal



.....  
ING. RODOLFO PAZ  
Miembro del Tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).



.....  
FELIX PAUL ANDRES GRANADOS P.

## RESUMEN

La protección del medio ambiente del uso de refrigerantes y compuestos nocivos al mismo, la conservación de energía, así como los altos costos por el consumo de las diferentes formas de energía, especialmente la energía eléctrica, utilizada en los sistemas de acondicionamiento de aire convencionales, conducen a la aplicación y selección de alternativas de climatización, cuyos costos de operación sean significativamente menores, y que no constituyan un agente nocivo para la ecología.

El presente trabajo desarrolla una alternativa de enfriamiento para confort, en climas de baja humedad relativa, utilizando el proceso adiabático de enfriamiento evaporativo. Se describen las diferentes formas de enfriamiento evaporativo, así como los equipos utilizados para su aplicación. Finalmente se presenta una aplicación, donde se analiza la factibilidad de la aplicación del sistema en mención; esta aplicación bien sirve de referencia para las diferentes ciudades de la región interandina de nuestro país.

# INDICE GENERAL

	Pág
RESUMEN .....	VI
INDICE GENERAL .....	VII
INDICE DE ABREVIATURAS .....	XI
INTRODUCCION .....	XII
CAPITULO 1	
1. DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO .....	15
1.1 Funcionamiento .....	15
1.2 Tipos de sistemas que utilizan Enfriamiento Evaporativo .....	17
1.3 Formas de enfriamiento evaporativo .....	17
1.3.1 Enfriamiento evaporativo Directo .....	17
1.3.2 Enfriamiento evaporativo Indirecto ...	18
1.4 Sicrometría .....	20
1.5 Aplicaciones .....	29
1.5.1 Residencial, comercial e industrial ..	30
1.5.2 Agrícola .....	36
1.6 Condiciones climáticas y limitaciones .....	36
1.7 Temperatura y cantidad de aire de suministro	40

## CAPITULO 2

2.	EQUIPOS Y METODOS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO ...	44
2.1	Enfriamiento de aire evaporativo directo ...	46
2.1.1	Enfriadores de medio Húmedo .....	46
2.1.2	Enfriadores de medio Rígido .....	50
2.1.3	Enfriadores de Paquete Lanzador .....	53
2.1.4	Enfriadores de paquete rotatorio .....	55
2.1.5	Combinación de enfriador directo y serpentín refrigerado .....	58
2.2	Enfriamiento de aire evaporativo Indirecto .	60
2.2.1	Enfriadores de aire tipo paquete .....	61
2.2.2	Preenfriamiento de aire evaporativo indirecto de aire exterior .....	67
2.2.3	Preenfriamiento de aire evaporativo indirecto de un sistema de aire mezclado .....	69
2.2.4	Combinación de torre de enfriamiento y sistema serpentín .....	72
2.2.5	Otros aparatos .....	74
2.3	Combinaciones de equipos Directo e Indirecto .....	75
2.3.1	Sistema combinado I/D usando rueda ro- tatoria de calor .....	75
2.3.2	Sistema combinado I/D de 2 y 3 etapas con impulsador refrigerado .....	78



2.4	Operación del sistema .....	82
2.4.1	Control de las etapas .....	84
2.4.2	Secuencia de control típica .....	85
2.4.3	Extracción de la carga del sistema ...	87
2.5	Lavadores de Aire .....	90
2.5.1	Lavadores de estación central .....	90
2.5.2	Lavadores compactos o de alta velocidad	93
2.5.3	Aplicaciones .....	94
2.5.3.1	Humectador .....	97
2.5.3.2	Desumectador .....	98
2.6	Mantenimiento y tratamiento del agua .....	102

### CAPITULO 3

3.	APLICACION AL DISEÑO PRELIMINAR DE AIRE ACONDICIONADO A UN EDIFICIO DE OFICINAS DE UNA CIUDAD EN LA REGION INTERANDINA ECUATORIANA .....	106
3.1	Alcance del estudio .....	106
3.2	Características del local .....	108
3.3	Condiciones generales del diseño .....	109
3.4	Estimación de la carga de enfriamiento y caudal de aire para el proyecto .....	110
3.4.1	Cálculo de la carga de enfriamiento ..	110
3.4.2	Cálculo del caudal de aire .....	110
3.4.3	Resultados del cálculo de la carga de enfriamiento y del caudal de aire para diferentes condiciones del	

proyecto .....	111
3.5 Análisis psicrométrico y selección del equipo	112
3.6 Análisis comparativo del enfriamiento evaporativo y los sistemas convencionales de ventilación mecánica usados en la región interandina .....	116
3.6.1 Usando enfriamiento directo con aire exterior .....	117
3.6.2 Usando preenfriamiento indirecto y enfriamiento directo del aire exterior	122
3.6.3 Análisis económico .....	127
3.6.4 Análisis de resultados .....	131
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	133
APENDICE A: Análisis de las temperaturas exteriores .	137
APENDICE B: Descripción del método para el cálculo de la carga térmica .....	143
APENDICE C: Descripción del método para el cálculo de conductos.....	160
BIBLIOGRAFIA .....	172

## INDICE DE ABREVIATURAS

EE	= Enfriamiento Evaporativo
EED	= Enfriamiento evaporativo directo
EEI	= Enfriamiento evaporativo indirecto
f	= Factor de altitud.
HR	= Humedad relativa
$h_1$	= Entalpía del aire de suministro que sale.
$h_2$	= Entalpía de la segunda etapa del aire que sale.
$H_u$	= Calor transferido
PF	= Performance Factor o Factor de Rendimiento
Q	= Flujo de aire
$Q_{r1}$	= Caudal de aire de suministro para el local.
$q_u$	= Ganancia de calor sensible del local.
T	= Punto de rocío
$T_{he}$	= Temperatura de bulbo húmedo a la entrada
$T_{he}^{sec}$	= Temperatura de bulbo húmedo de aire secundario
$T_{se}$	= Temperatura de bulbo seco a la entrada
$T_{s1}$	= Temperatura seca del aire del local.
$T_{se}$	= Temperatura de bulbo seco a la salida
$T_{se}^{prim}$	= Temperatura de bulbo seco de aire primario
VD	= Variación Diaria
$V_u$	= Volumen específico del aire seco
W	= Contenido de humedad

## INTRODUCCION

El presente trabajo describe el método de enfriamiento evaporativo como una alternativa de climatización, para una aplicación particular en la región interandina de nuestro país.

El objetivo central de este estudio consiste en analizar la conveniencia de la aplicación de un sistema de enfriamiento evaporativo en la climatización de edificios, para lo cual se desarrolla, el diseño preliminar de acondicionamiento de aire para un edificio público de oficinas, así como también se realiza el análisis comparativo con otras formas de climatización. Para ello, se describen las diferentes formas de enfriamiento evaporativo, así como los equipos utilizados para su aplicación.

Esta alternativa de enfriamiento para confort, supone que puede aplicarse en climas de baja humedad relativa (en zonas secas, como la mayor parte de nuestra región interandina), y se espera justificar su utilización considerando el ahorro que implica el menor consumo de energía eléctrica, en comparación con los sistemas convencionales de climatización. Los altos costos por el consumo de las diferentes formas de energía, especialmente la energía eléctrica, utilizada en los sistemas de acondicionamiento de aire convencionales, conducen a la aplicación y selección de alternativas de climatización, cuyos costos de operación sean significativamente menores,

y que no constituyan un agente nocivo para la ecología.

Al estudiar esta alternativa, se describen también los equipos, que son elaborados con una tecnología relativamente sencilla, cuyos costos son competentes, y de uso eficaz de energía, y que pueden ser utilizado en locales como: centros educativos, edificio de oficinas, aplicaciones industriales y agrícolas, etc..

Este estudio presenta el campo de aplicación y las diversas formas en que se puede aplicar el enfriamiento evaporativo, el equipo, los componentes, y los diferentes métodos que se utilizan para alcanzar temperaturas próximas a la temperatura de bulbo húmedo del medio. Asimismo se describe el método de enfriamiento evaporativo en combinación con otras formas de climatización, que hacen posible alcanzar las condiciones de temperatura y humedad deseadas. Es menester también la explicación del mantenimiento e inspección de los equipos de enfriamiento evaporativo para asegurar las condiciones de trabajo y el tiempo de vida útil que pueda estimarse al sistema.

Se considera el cálculo de carga de enfriamiento del edificio y frente a las condiciones climáticas propuestas se hace un análisis de la factibilidad de la utilización del sistema de enfriamiento evaporativo. Para esta aplicación particular, se establecen los costos del proyecto, así como también se realiza un análisis

comparativo del sistema de EE con los sistemas convencionales. Complementando con el cálculo del costo de operación y por consumo de energía eléctrica, fundamentales en la desición de la utilización del método en estudio.

## CAPITULO 1

### 1. DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.

#### 1.1 FUNCIONAMIENTO.

El enfriamiento evaporativo (EE) es básicamente un proceso de saturación adiabática, llamado así porque el intercambio de calor se realiza sin ingreso o salida del calor al sistema. Para ilustrar este intercambio, supongamos un túnel largo aislado con agua en su interior que permita el paso de aire sobre la superficie del agua (fig.1). El agua no se evaporará, si no se añade calor latente de vaporización; el mismo que está contenido en el aire que pasa sobre la superficie del agua, la que empezará a evaporarse y a formar parte de la corriente de aire.

Con este principio se puede conseguir enfriamiento evaporativo en forma directa o indirecta. El EE está relacionado directamente con las condiciones climáticas. La temperatura de bulbo húmedo gobierna la temperatura de bulbo seco del aire de descarga en

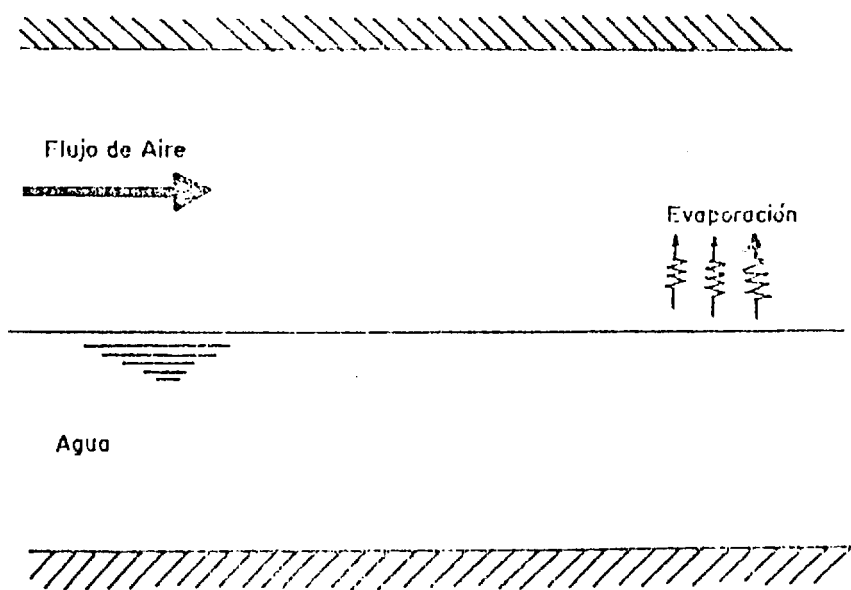


FIG. 1... ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DEL AIRE .



un enfriador evaporativo. Justamente, la eficiencia o rendimiento de este enfriador está determinado por la cantidad con que la temperatura seca exceda a la temperatura de húmeda del aire.

## 1.2 TIPOS DE SISTEMAS QUE UTILIZAN ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

El EE puede ser usado de las siguientes formas:

- en los sistemas para mejorar las condiciones ambientales en sitios donde se hallan personas, animales o se realizan procesos de trabajos, sin tomar en cuenta el control de la temperatura ambiente o la humedad relativa existentes.
- en los sistemas diseñados para que funcionen bajo condiciones específicas a que debe estar sometido el ambiente.

## 1.3 FORMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

### 1.3.1 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO

El proceso de EED es un intercambio de calor adiabático; para que el agua pueda evaporarse tiene que añadirse calor. El calor es suministrado por el aire, y el agua que está en contacto, contenida en él, es evaporada. La temperatura seca es bajada y como resultado se

obtiene un enfriamiento sensible. La cantidad de calor removida del aire es igual a la cantidad de calor absorbida por el agua evaporada como calor de vaporización. Si el agua es recirculada en el aparato de enfriamiento evaporativo, la temperatura del agua en el reservorio se aproximará a la temperatura húmeda del aire a la entrada del proceso. La máxima reducción de la temperatura de bulbo seco es la diferencia entre la temperatura seca del aire de entrada y la temperatura húmeda. Si el aire de entrada fuera enfriado a la temperatura de bulbo húmedo el aire se convierte en saturado y el proceso tendría un rendimiento efectivo del 100%. El rendimiento de saturación del sistema es la depresión de la temperatura de bulbo seco del aire que sale del aparato dividido entre la diferencia de temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo a la entrada.

$$\text{RENDIMIENTO DE SATURACION} = (T_{db} - T_{db}) / (T_{db} - T_{wb})$$

El rendimiento del enfriamiento evaporativo está normalmente entre los 85 % y 90% y aún más.

### 1.3.2 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO

El enfriamiento evaporativo indirecto, también está limitada por la temperatura húmedo de un

flujo de aire secundario. En los sistemas indirectos que usan aire secundario de un cuarto de toma de aire o un preenfriador de aire incorporado en el flujo secundario, podría producir temperatura de bulbo seco cercanas a la temperatura de bulbo húmedo del aire secundario.

Un preenfriamiento evaporativo indirecto aplicado como una primera etapa aguas arriba desde una segunda etapa de enfriamiento evaporativo directo, hace posible reducir tanto la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo a la entrada antes que el aire ingrese a la unidad de EED. Los sistemas de EEI podrían ahorrar el 60% o más del total del costo de operación de un sistema de enfriamiento mecánico para producir el mismo efecto de enfriamiento.

En la práctica pueden hacerse combinaciones de EED, EEI y enfriamiento mecánico ó 2 de estos procesos.

El rendimiento del sistema evaporativo indirecto tiene una definición similar al del sistema directo y es usado para describir el efecto de enfriamiento en el aire primario. Puede encontrarse también como PF (Performance Factor)

o Factor de Rendimiento. En el enfriamiento evaporativo indirecto el aire primario sigue la línea de contenido de humedad (W) constante, (Temperatura de punto de rocío constante).

RENDIMIENTO=DEPRESION T SECA<sub>prim</sub>/(T<sub>sec prim</sub>-T<sub>h sec</sub>) o bien,

RENDIMIENTO= (T<sub>sec</sub>-T<sub>sec prim</sub>)/(T<sub>sec prim</sub>-T<sub>h sec</sub>)

Dependiendo del diseño del intercambiador de calor y las cantidades relativas de aire primario o secundario, los valores de rendimiento pueden ser tan altos como un 85%.

A manera de ejemplo si PF= 0.6; T<sub>sec</sub>=95 °F (aire primario y secundario); T<sub>h</sub>= 75 °F.

Depresión T<sub>s</sub> = 0.6 (95 - 75) °F = 12 °F.

T<sub>sec</sub> = (95 - 12) °F = 83 °F.

Aunque el proceso de enfriamiento es a contenido de humedad constante la T<sub>h</sub> se reduce (71.5 °F).

#### 1.4 SICROMETRIA.

En una carta psicrométrica, una línea que vaya aproximadamente a lo largo de la línea de bulbo húmedo hacia la línea de saturación representa el proceso de EE o saturación adiabática. Este proceso ocurre

cuando el aire pasa a través de una cámara rociadora; la entalpía de este aire permanece constante, mientras el punto de rocío se eleva y la temperatura de bulbo seco decrece. El EE es un sistema de intercambio de calor adiabático; las pérdidas de calor sensible son iguales a la ganancia en calor latente. En este proceso, se asume que sólo una porción de agua recirculada es evaporada y que el agua suministrada es recirculada y que se mantiene con una temperatura en equilibrio aproximadamente igual a la temperatura húmeda del aire a la entrada.

La figura 2 muestra la carta psicrométrica ilustrando lo que pasa cuando el aire pasa a través de la unidad de enfriamiento evaporativo directo. En el ejemplo se asume una condición de entrada de 95 °F de bulbo seco y 75 °F de bulbo húmedo. La diferencia inicial es de 20 °F (95 °F - 75 °F). Si el rendimiento de saturación es del 80% la depresión es (0.80 \* 20/100). La temperatura seca de descarga del enfriador evaporativo es (95-16 = 79) 79 °F. En un enfriador evaporativo adiabático se asume que sólo una porción del agua recirculada es evaporada y que el agua de suministro es recirculada. El agua recirculada cuando alcance el equilibrio térmico lo hará aproximadamente en una temperatura húmeda del aire que ingresa a la unidad.



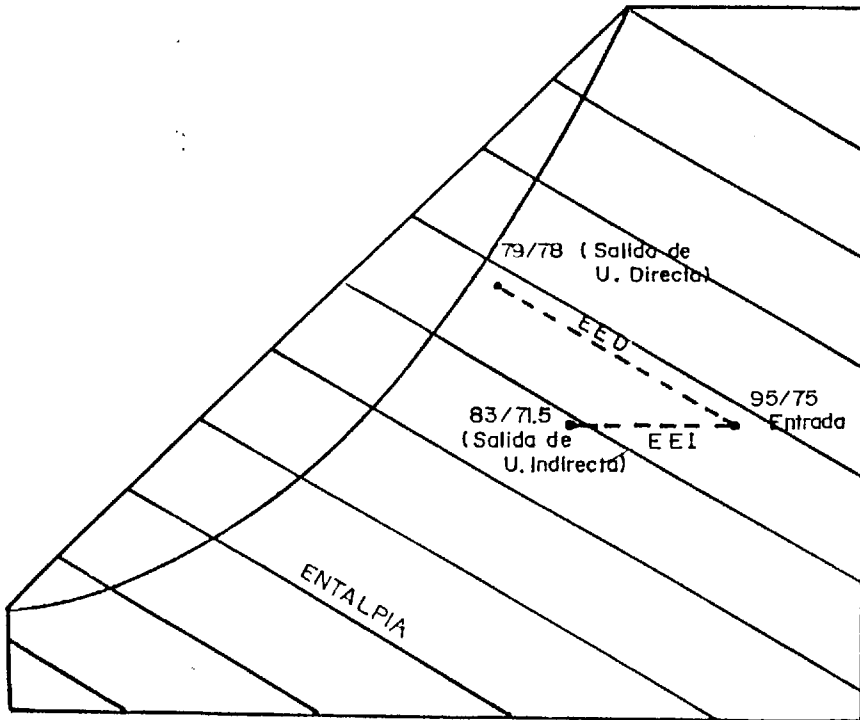


FIG. 2 ... PROCESOS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO E INDIRECTO ...

En el sistema EI el proceso de enfriamiento en el aire primario sigue una línea de contenido de humedad constante (temperatura del aire primario constante).

Como ya se mencionó anteriormente el rendimiento de saturación (PF) es la depresión de bulbo seco en la corriente de aire primario dividido para la diferencia de temperatura de bulbo seco a la entrada del aire primario menos la temperatura de bulbo húmedo a la entrada del aire secundario. Dependiendo del diseño del intercambiador de calor y las cantidades relativas de aire primario y secundario el rendimiento puede alcanzar valores tanto como del orden del 85%.

Puesto que tanto la temperatura húmeda y la temperatura seca son reducidas usando EEI puede usarse este proceso sustituyendo en parte la carga de enfriamiento en muchas aplicaciones.

Otro análisis desarrollado, está basado considerando que un sistema de EE asiste a un sistema convencional de enfriamiento mecánico, comúnmente usado para el diseño de un sistema para acondicionamiento de aire para alcanzar la zona de confort en todas las estaciones del año, y cuyas condiciones de temperatura y humedad en el interior esten bajo pequeños rangos de variación. El mismo está indicado en la figura 3.

Con la asistencia del equipo enfriador evaporativo se

CONDICIONES	
PUNTOS	LOCALIZACION
1	AIRE EXTERIOR
2	AIRE EN INTERIOR DE ENF. EVAPORATIVO
3	AIRE DE SUMINISTRO
4	ZONA A EFRIAR

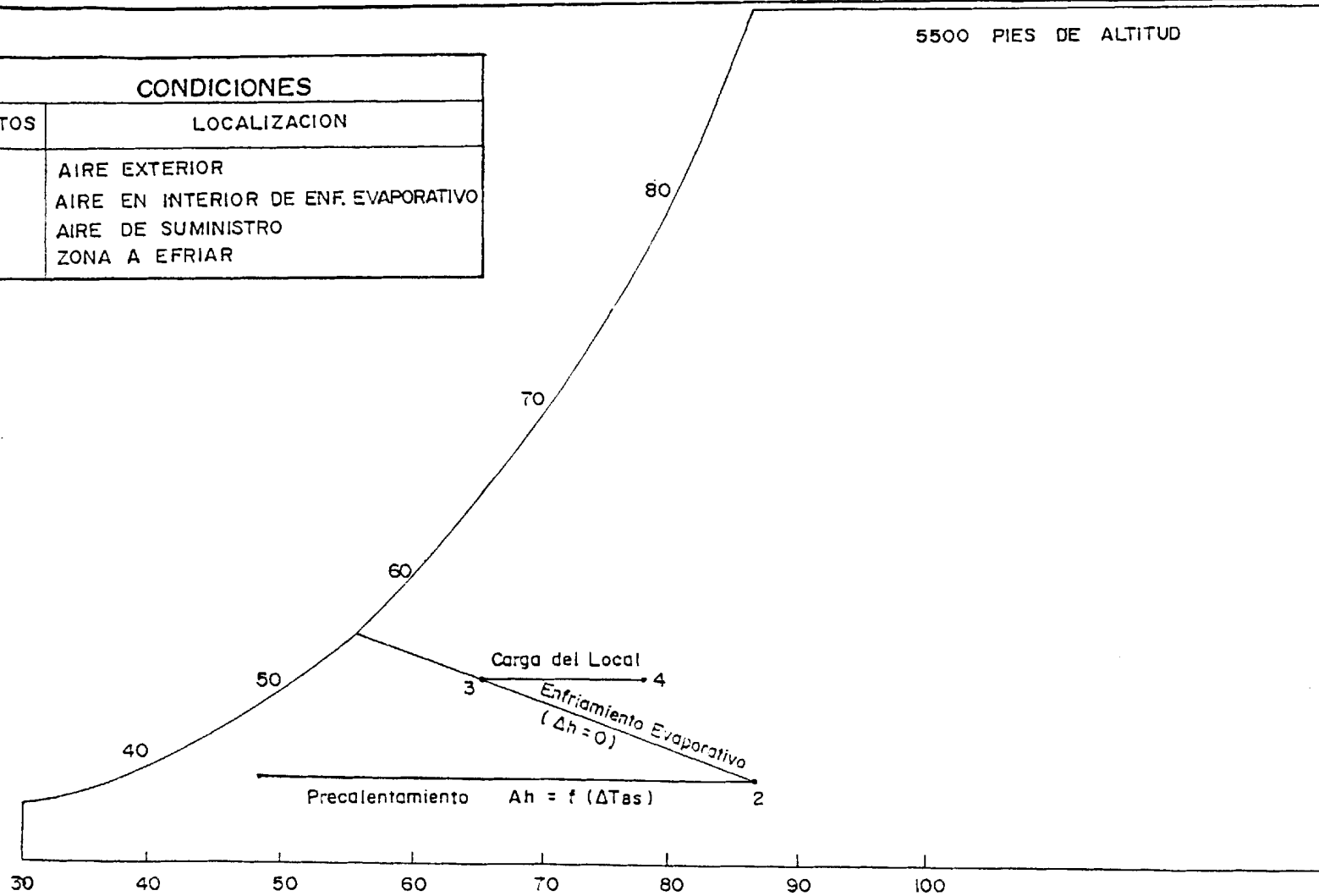


FIG. 3 ... 100 % DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO CON AIRE EXTERIOR .



espera que se reduzca el consumo de energía en una cantidad considerable en relación con el uso total del sistema a lo largo del año de operación.

El proceso en el enfriador evaporativo es virtualmente adiabático y va a lo largo de la línea de temperatura húmeda constante (Puntos 2 a 3). Para mantener un estrecho rango de variación interna de temperatura debe usarse un precalentador (ver fig.3). Este sistema aunque provee de enfriamiento en un rango considerable de temperatura, no provee de un adecuado control de humedad debido a que la eficiencia de los rociadores es fija.

El uso de un ciclo economizador (sin EE) -que es la capacidad para usar aire exterior, de retorno o una combinación de ambos, a través de un control lógico- es usualmente energía eficiente; pero el consumo de energía dependerá de los requerimientos de humedad interna y las condiciones climáticas del local, de tal manera que los beneficios del ciclo economizador pueden reducirse por el uso de energía para humidificación del aire exterior. Combinando un ciclo economizador con un enfriador evaporativo, la capacidad de enfriamiento del aire exterior puede ser utilizada para reemplazar al enfriamiento mecánico. El aire de retorno tomado de la carga del local es usado como fuente de calor, reemplazando de esta manera al

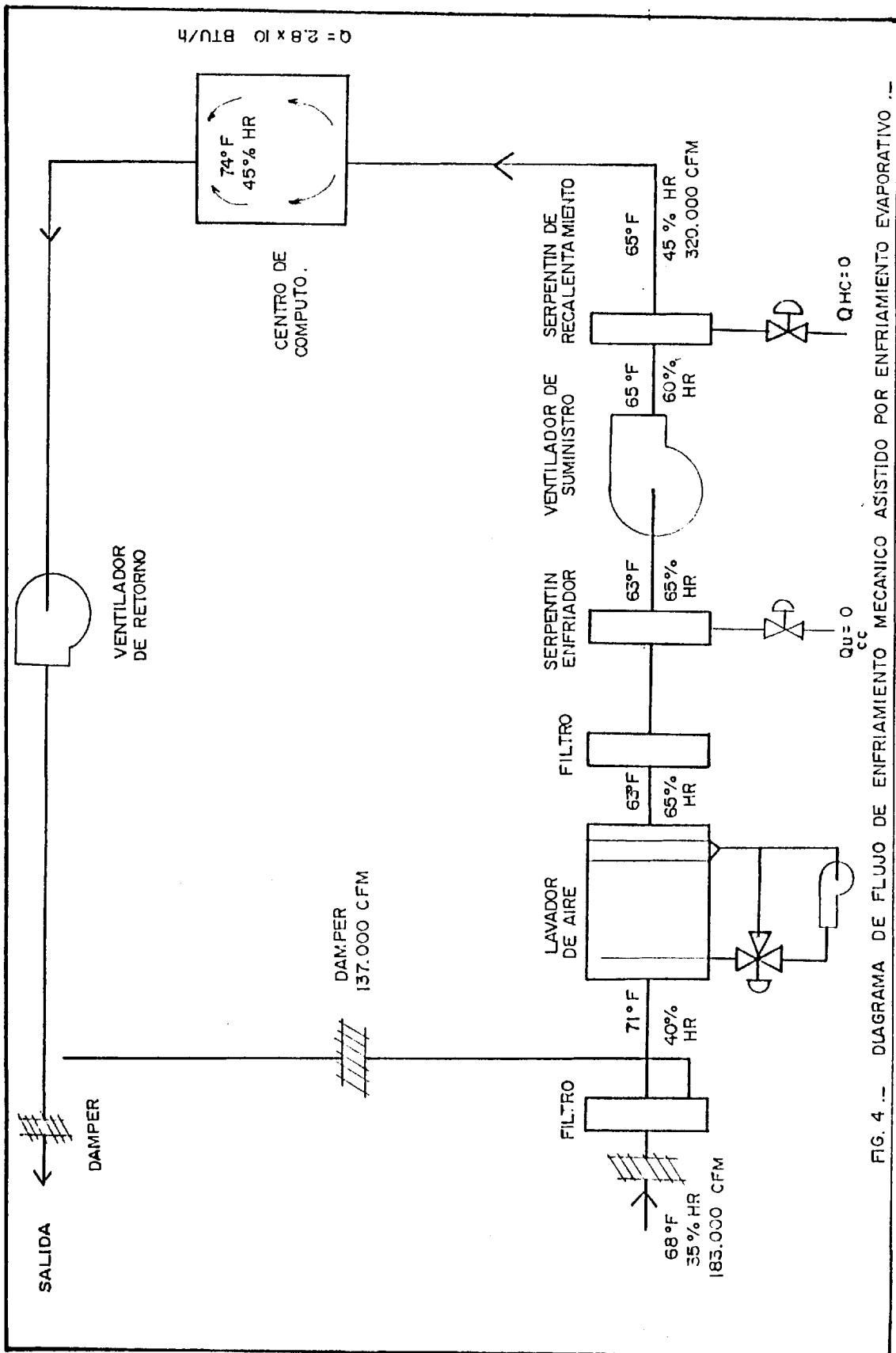


FIG. 4. -- DIAGRAMA DE FLUJO DE ENFRIAMIENTO MECANICO ASISTIDO POR ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO --

precalentador. Esta es básicamente una forma de recuperación de calor.

El diagrama de flujo para el sistema de la figura 4 contiene las condiciones de varios puntos para una condición ambiental, para ilustrar la operación del sistema.

La secuencia de operación es tal que un termostato ubicado en la zona climatizada controla las compuertas de mezcla (ingreso de aire exterior, de retorno, de extracción ), el enfriador evaporativo y las condiciones del agua.

Como muestra la figura 4 las cargas de enfriamiento pueden ser alcanzadas sin mayor gasto de energía ( $Q_{ce}=0$ ). El ciclo es dibujado en la carta de la figura 5. Como se muestra en este caso el sistema satisfará la condiciones requeridas sin incurrir a gastos de energía siempre y cuando se cumplan las siguientes condiciones:

- 1.- Que la temperatura del punto de rocío del ambiente exterior sea menor que la temperatura del punto de rocío del local.
- 2.- Que la temperatura húmeda del ambiente exterior sea menor que la temperatura húmeda requerida por el enfriador evaporativo.



PUNTO	CONDICIONES LOCALIZACION	°F	% HR
1	LOCAL A ENFRIAR	74	45
2	AIRE DE RETORNO	76	42
3	AIRE EXTERIOR	68	35
4	AIRE MEZCLADO	72	40
5	SALIDA DE ENF. EVAPORATIVO	63	65
6	AIRE DE SUMINISTRO	65	60

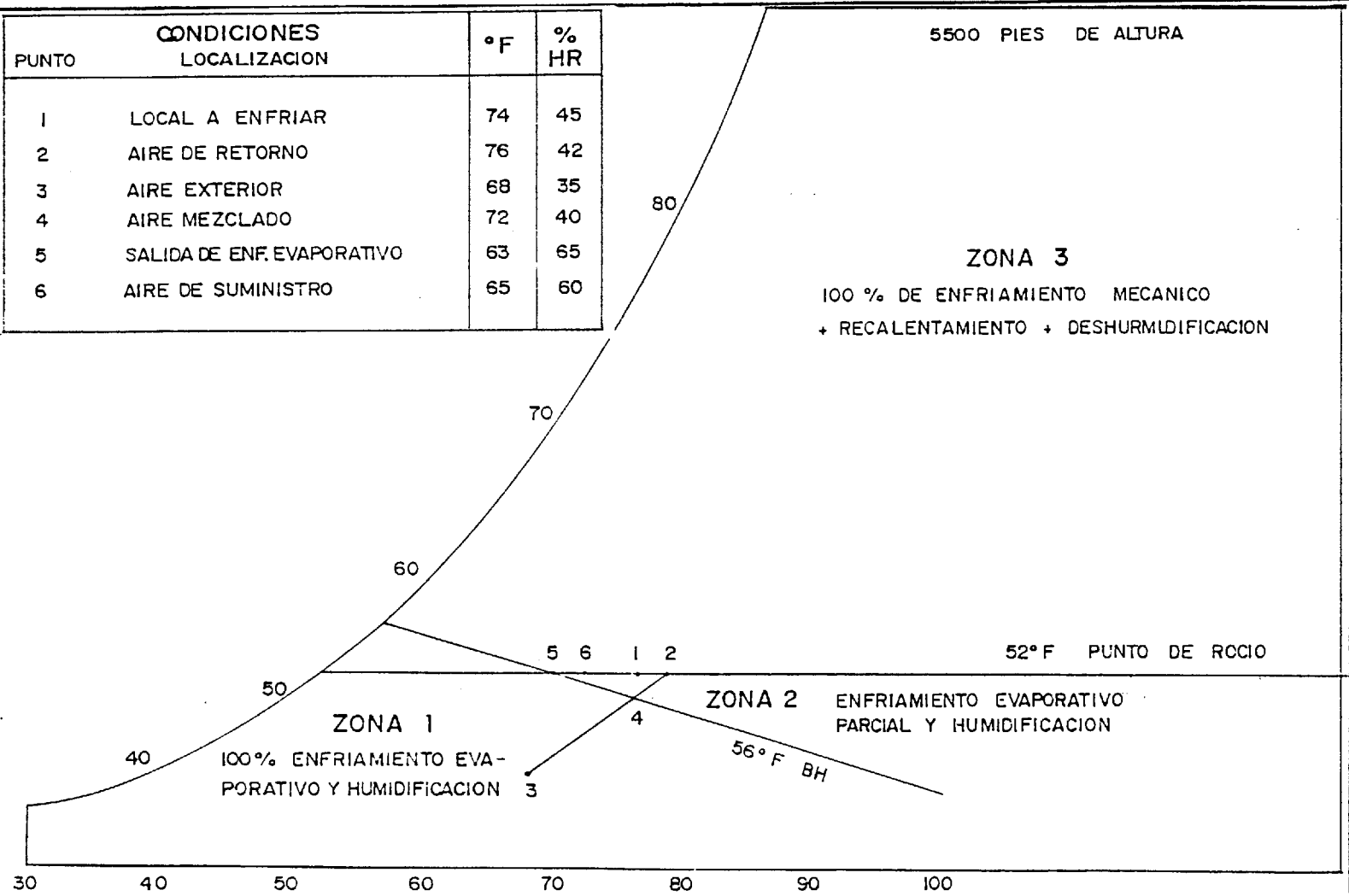


FIG. 5.\_ ENFRIAMIENTO MECANICO ASISTIDO POR ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO \_.

Estas condiciones ambientales son indicadas en la figura 5 como la ZONA 1. Cuando la temperatura húmeda del ambiente esta sobre la temperatura húmeda del equipo enfriador evaporativo y el punto de rocío está por debajo del requerido, se requiere suplementar con enfriamiento mecánico. Esta zona está identificada como ZONA 2.

Para todas las condiciones ambientales donde el punto de rocío está por encima de la requerida por el local ( ZONA 3) el enfriador evaporativo deja automáticamente de funcionar y el sistema vuelve a un punto economizador con sistema de recalentamiento.

Una mezcla apropiada de aire exterior y de retorno debe hacerse debajo de los 60 °F. A medida que la temperatura exterior aumenta los requerimientos de enfriamiento mecánico van progresivamente haciéndose necesarios para alcanzar los niveles deseados.

#### 1.5 APLICACIONES.

El enfriamiento evaporativo es muy efectivo en climas secos que estan en velocidades de aire menores que las requeridas en climas húmedos. Las aplicaciones más adecuadas resultan en sitios donde hay una elevada temperatura de bulbo seco y una baja temperatura de bulbo húmedo.

Ciertamente este tipo de enfriamiento puede aplicarse para condiciones de confort y comerciales, ya sea aplicando enfriamiento evaporativo de una o varias etapas o suministrando un volumen de aire lo suficientemente grande para mantenerse cerca de las líneas de confort. Obviamente si el espacio a ser enfriado tiene una carga de humedad elevada este método podría no ser el más satisfactorio. Sin embargo cualquier construcción con una baja carga latente interna puede usar satisfactoriamente el enfriamiento evaporativo.

Pero, el factor más preponderante para elegir este método de enfriamiento podría estar dado por los bajos costos de operación y de consumo de energía que este requiere; principalmente esto es más cierto en sitios donde la temperatura de bulbo húmedo es baja en la mayor parte del año. Es muy significativo que el enfriamiento indirecto tenga una gran aplicación casi en cualquier clima en que se requiera enfriamiento. Los componentes del enfriamiento evaporativo indirecto pueden tener costos efectivos con temperatura de bulbo húmedo entre los 22 - 26 °C (72 - 79 °F), tal es el caso de las regiones de la sierra ecuatoriana.

#### 1.5.1 RESIDENCIAL COMERCIAL E INDUSTRIAL.

Típicamente los diseños de sistemas de

acondicionamiento de aire refrigerado están por los 72 a 75 °F (23 a 24 °C) de temperatura del local con una diferencia de temperatura de 20°F (11°C) entre la temperatura del local y la de salida del aire. Las condiciones exteriores del clima no permite que se use un enfriamiento evaporativo directo excepto en climas muy secos, donde la diferencia de temperatura entre el cuarto y la salida de aire del equipo debe ser al menos 12 ó 14°F (6 u 8 °C) para alcanzar los límites del confort. Aún en estas áreas secas los costos del sistema de enfriamiento evaporativo directo exceden a los de sistemas refrigerados ya que tienen que usar ductos de mayores dimensiones, un gran ventilador para el suministro de aire, grandes motores para ventiladores y una considerable potencia para el bombeo. Además que se obtiene una temperatura de bulbo seco de salida mayor que el de los equipos de aire acondicionado refrigerado; la humedad del aire es a veces muy elevada en los sistemas evaporativos directos.

El cuadro comparativo muestra las ventajas de un preenfriador con un enfriador evaporativo indirecto. La calidad del aire de suministro al cuarto es virtualmente idéntico al de un sistema

refrigerado.

Con las condiciones mostradas en el cuadro de comparación de la potencia de operación, la diferencia de la potencia de operación total se demuestra que puede ser de 1/18 que el sistema de enfriamiento convencional.

#### COMPARACION DE LA POTENCIA DE OPERACION

(Datos para un sistema de 10 000 cfm).

Sist. I/D	Sist. Refrigerado
Potencia de los componentes HP.	Potencia de los componentes HP.
Interc. de Calor Ind.	Serpentín de Enf.
Fricción del aire lado seco 0.22"	
Fric. del aire lado húmedo 0.15"	4 filas de tubos (40") 0.63
0.37" 0.58	
Bomba 0.08	
Lavador de Aire Directo	Compresor (7Kw/Ton) (basado en 500 cf/Ton) 18.77
Fricción del Aire (0.16") 0.25	
Bomba 0.33	Ventilador Torre de enfriamiento y bombas 2.92
Potencia del Sistema 1.24	22.32

Un aceptable estudio energético fue preparado para determinar la energía que requiere un edificio en el que se opera 8 horas diarias,



durante 5 días a la semana con condiciones rigurosas de temperatura interna y control de humedad. El propósito de este estudio fué, determinar qué porcentaje del total de capacidad de enfriamiento puede ser realizada bajo concepto de enfriamiento evaporativo I/D. Estos estudios utilizan el promedio de los datos climáticos de 15 años, de los datos acumulados por la National Oceanic and Atmospheric Administration Environmental Test Service in Asheville (Carolina del Norte). El programa involucra el monitoreo de los requerimientos de aire acondicionado cada 3 horas para el clima de un año completo standar. En efecto los cálculos de calor perdido o ganado fueron hechos para períodos de cada 3 horas a lo largo del año y el programa simula la operación de los sistemas mecánicos mientras los componentes rastrean los requerimientos de temperatura del espacio.

La actual potencia al freno de todas las operaciones de los equipos fueron consideradas junto con perfiles de carga y la ocupancia de tal manera que los calores generados o pérdidas puedan ser sumadas o substraídas puntualmente en el momento en que ellos ocurran.

Un humidostato central provee la energización de

las bombas del enfriador evaporativo directo si la humedad del cuarto excede el 50% de humedad relativa.

Los resultados en esas 4 ciudades de U.S.A. concluyen que en un clima relativamente húmedo no se ajustarán los componentes de EEI.

Así lo demuestra un estudio hecho en base a una instalación de sistema evaporativo I/D en las Cruces, New Mexico en la biblioteca de la ciudad. Las condiciones de diseño al interior de la biblioteca no son rigurosas. Con temperaturas exteriores de 100°F se consigue bien 78°F en el interior. La temperatura de bulbo húmedo del exterior es un poco menor.

La biblioteca es un edificio cuidadosamente diseñado; su arquitectura incluyendo un buen diseño de la transmisión de calor al edificio usando aislamiento en paredes y techos, resultando bajos valores de coeficiente de transmisión total U. El edificio es ocupado durante el día y al entrar la noche; y el sistema de aire de suministro consiste de componentes de enfriamiento evaporativo I/D sin uso de enfriamiento convencional. Este sistema operando durante 3 veranos ha sido completamente

satisfactorio en términos de niveles de confort interior con la excepción de los meses de julio donde el clima es muy lluvioso y el aumento de humedad es considerable. El uso de un humidostato para limitar la cantidad de humedad agregada por el componente de enfriamiento directo se hace necesario, ya que los habitantes de este edificio preferirían ver una temperatura de bulbo seco mayor y una Humedad Relativa más baja, que experimentar en una atmósfera húmeda en el interior de la biblioteca.

Los costos anuales de operación para este edificio son mucho menores que cualquier edificio con aire acondicionado refrigerado en esta ciudad.

Es significativo que el EEI tenga una gran aplicación en casi cualquier clima que requiera enfriamiento. Los componentes del EI pueden tener costos efectivos con temperatura de bulbo húmedo entre los 79°F (22-26 °C).

El EEI no incrementa la razón de humedad en el flujo de aire primario; esto puede reducir la carga de calor sensible en un serpentín refrigerado. Este efecto permite reducir el tamaño del sistema de enfriamiento el cual usa

menores cantidades de energía y bajos costos de operación.

Entre otras aplicaciones comunes están, en los cuartos de máquinas donde existen motores de gran capacidad, que a plena carga requieren ventilación proveniente de fuentes de enfriamiento externo. Usando enfriamiento evaporativo se permitirá reducir las cantidades de volumen de aire y pueden permitir las sobrecargas dentro del factor de servicio del motor. Así mismo en los cuartos de transformadores, la aplicación de enfriamiento evaporativo procura un aumento de eficiencia.

#### 1.5.2 AGRICOLA

En los EE.UU. pueden encontrarse aplicaciones con EE en los cobertizos de animales; en criaderos de ganados vacuno y porcino. También es aplicado en cámaras de almacenamiento de productos tales como manzanas, papas, cítricas, en sitios donde se necesita alta humedad y baja temperatura seca seco, aire fresco y adecuada provisión de oxígeno para respiración. Habría además que revisar la información en cuanto al manejo de vinos, frutas cítricas, vegetales, en conservas, etc.

#### 1.6 CONDICIONES CLIMATICAS Y LIMITACIONES

El rendimiento del EE depende de las condiciones climáticas del sitio donde se aplique. El diseño del sistema es adaptado por los valores de temperaturas seca y húmeda del aire exterior así como también la aplicación misma del sistema. Por ejemplo un simple sistema residencial con rendimiento del 80% dará excelentes resultados en sitios donde la temperatura de bulbo seco sea alta ( $96^{\circ}\text{F} = 35.6^{\circ}\text{C}$ ) y temperatura de bulbo húmeda baja ( $60\text{--}65^{\circ}\text{F} = 15\text{--}20^{\circ}\text{C}$ ). Bajando la temperatura de bulbo seco cerca de  $20^{\circ}\text{C} = 68^{\circ}\text{F}$ . El aire de suministro puede ser de  $68^{\circ}\text{F}$ ; estas condiciones serán satisfactorias para aplicaciones residenciales sin ganancias de calor interno. Esto es particularmente cierto en climas donde una mayor altitud implica temperaturas húmedas más bajas. Para aplicaciones comerciales e industriales con significativa ganancia de calor interna que requieren condiciones del local dentro de zona de confort requerirá etapas de enfriamiento adicionales. Los sistemas de enfriamiento evaporativo directo solamente no satisfacerán las condiciones que requiere el local durante todo el año. En sitios donde la temperatura de bulbo seco es igual a  $94^{\circ}\text{F}$  ( $34.4^{\circ}\text{C}$ ) y temperatura de bulbo húmedo igual a  $79^{\circ}\text{F}$  ( $23.3^{\circ}\text{C}$ ) con enfriamiento evaporativo directo sólo se podría llegar a los  $78^{\circ}\text{F}$  ( $25.6^{\circ}\text{C}$ ) de temperatura de suministro; agregando una etapa de preenfriamiento evaporativo indirecto al 65%

de rendimiento se consigue una temperatura de bulbo seco de suministro de 72.40F (22.40C).

Aún en localidades con temperatura húmeda de diseño elevada (mayor que 730F) el uso de enfriamiento evaporativo indirecto con preenfriamiento, agregado al sistema de enfriamiento refrigerado puede significar una reducción apreciable en el consumo de energía y bajos costos de operación en épocas "calientes". En sistemas aplicados a áreas grandes con grandes proporciones de aire exterior, pueden bajarse los costos. La reducción del tamaño de la maquinaria de enfriamiento es posible. Donde ocurren condiciones de temperatura húmeda más elevada una tercera etapa de refrigeración podría ser aplicada.

Por regla general, los sistemas de EE son adecuados en sitios donde la temperatura de bulbo seco exterior es 930F o mayor por más de 2000 horas durante los 6 meses más calientes del año o donde la temperatura húmeda es 730F o menor por menos de 100 horas durante los 6 meses más húmedos del año. Bajo estas condiciones se obtendrá mayor eficiencia y bajos costos de operación.

Otra consideración de destacar es que debido al volumen de aire de grandes dimensiones requeridos por el EE, las dimensiones de ductos son en grandes proporciones, lo cual debe ser considerado para

evaluaciones económicas en la selección del sistema adecuado.

La verdadera capacidad del enfriador evaporativo está determinada por la depresión de bulbo húmedo (bulbo seco menos bulbo húmedo).

Los datos climáticos normalizados expresados en ASHRAE están evaluados en condiciones de diseño al 1%, 2.5% y 5 %. Sin embargo, éstos representan sólo en forma parcial el número de horas de operación de un sistema de enfriamiento.

Los métodos para evaluar con más seguridad el efecto de los sistemas evaporativos, para el enfriamiento de estaciones o durante el año, debe incluir datos climáticos anuales de las temperaturas secas y de las temperaturas húmedas media coincidentes. Estos datos deben reflejar las horas de ocurrencia y las temperaturas registradas para determinar el tiempo de operación anticipadamente para la localidad y la aplicación.

Por ejemplo un sistema usado en un edificio de oficinas puede operar 5 días a la semana, 52 semanas por año con un tiempo de funcionamiento de 07h00 a 18h00. Comparando un sistema usado en una escuela, puede este operar 5 días a la semana pero 42 semanas por año con horas de funcionamiento de 08h00 a 16h00.

El análisis de datos para cada caso varía, aún cuando se este usando datos de la misma estación.

Así mismo es conveniente desarrollar programas que calculen anticipadamente el uso de energía del sistema, así como también las ton-horas anuales de enfriamiento. Esto permite una comparación (y un análisis de reducción de energía) con la energía usada de sistemas de refrigeración convencionales.

#### 1.7 TEMPERATURA Y CANTIDAD DE AIRE DE SUMINISTRO.

Una norma aceptada para establecer la cantidad de aire de suministro es calculando la ganancia de calor sensible del local y aplicarla siguiente fórmula:

$$Q_{r1} = q_s / f * (T_{s1} - T_{sm})$$

donde:

$Q_{r1}$  = cantidad requerida de aire de suministro para el local, CFM (L/S).

$q_s$  = Ganancia de calor sensible del local BTU/h (W).

$T_{s1}$  = Temperatura seca del aire del local °F (°C).

$T_{sm}$  = Temperatura seca del aire de suministro °F (°C).

$f$  = Factor de altitud.

Para determinar la temperatura del aire de suministro



( $T_{\text{a}}'$ ) se aplica la relación:

$$T_{\text{a}}' = T_{\text{a}} - (T_{\text{a}} - T_{\text{h}}) * P.F.$$

Donde:

$T_{\text{a}}$  = Temperatura del aire que entra  $\text{°F}$  ( $\text{°C}$ ).

P.F. = Factor de performance, eficiencia del enfriador evaporativo (rendimiento de saturación).

Este método para la determinación de la temperatura del aire de suministro se aplica a enfriadores evaporativos directos de una sola etapa.

Para establecer la temperatura del aire de suministro de un sistema evaporativo multietapas (con o sin etapa refrigerada), este método es usado para la unidad de primera etapa (indirecta) y dibujada en una carta sicrométrica para determinar la temperatura húmeda de salida coincidente con la temperatura seca calentada. Cuando esta fórmula es aplicada a un enfriador indirecto,  $T_{\text{a}}$  es la temperatura seca del aire que ingresa al lado primario de la unidad o  $T_{\text{h}}$  es la temperatura húmeda del aire que ingresa al lado secundario de la unidad. La temperatura húmeda del aire que ingresa podría no ser la misma que la  $T_{\text{a}}$ , temperatura seca para el lado primario de la unidad. Esto sucede cuando el aire del local es usado como fuente de aire secundario. En muchos casos,

$h_1$  = entalpía del aire de suministro que sale, BTU/lb de aire seco.

$h_2$  = entalpía de la segunda etapa del aire que sale, BTU/lb de aire seco.

El aire del local debe ser extraído del espacio enfriado. Los sistemas que utilizan enfriamiento evaporativo directo requieren que el 100% de aire exterior pase a través de la unidad. El diseño debe proveer un sistema de extracción forzado y/o una adecuada exfiltración que permita que el total de aire suministrado pueda ser descargado al espacio sin presencia de presión estática. Si la extracción no es adecuada el flujo de aire a través del enfriador decrecerá causando un incremento del contenido de humedad del aire de suministro; la velocidad del aire local y la temperatura de calor total decrecerá. Adicionalmente la humedad relativa del local y la temperatura seca se incrementarán.

## CAPITULO 2

### 2. EQUIPOS Y METODOS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.

La interacción del agua y del aire en un enfriador de aire evaporativo está representada en la figura 6.

La continua recirculación de agua en el sistema alcanza una temperatura de equilibrio igual a la temperatura húmeda de entrada del aire. El calor y la transferencia de masa entre aire y el agua hacen bajar la temperatura seca del aire e incrementan la relación de humedad en temperatura húmeda constante.

La extensión para la cual la temperatura del aire a la salida aprovecha la temperatura húmeda termodinámica de entrada de aire o la extensión para la cual la saturación completa es aprovechada, es expresada como rendimiento de saturación ya mencionado y dada por la siguiente ecuación:

$$\text{RENDIMIENTO DE SATURACION} = (T_{\text{sa}} - T_{\text{sa}}) / (T_{\text{sa}} - T_{\text{ha}})$$

Los equipos de EE también pueden clasificarse como directo o indirecto. El equipo de enfriamiento evaporativo directo enfría aire por contacto directo con el agua ya sea por un



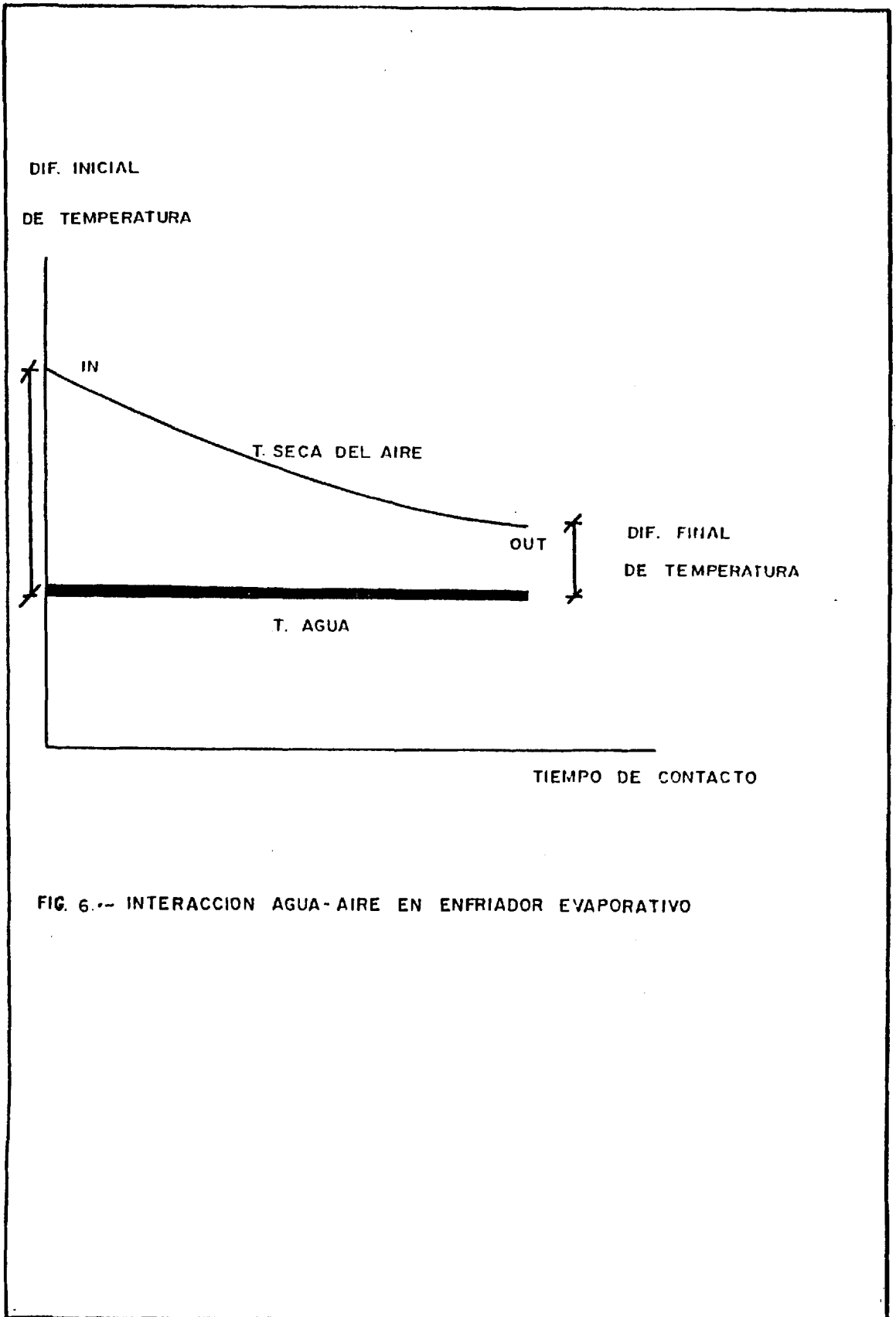


FIG. 6.-- INTERACCION AGUA-AIRE EN ENFRIADOR EVAPORATIVO

material de superficie extendida mojada (como enfriadores de aire paquetes) o con una serie de rociadores (como en un lavador de aire). Los sistemas indirectos enfrían aire en un intercambiador de calor. El intercambiador de calor transfiere a su vez al flujo de aire secundario que ha sido enfriado evaporativamente (aire a aire) o para agua que ha sido enfriada evaporativamente (como en una torre de enfriamiento).

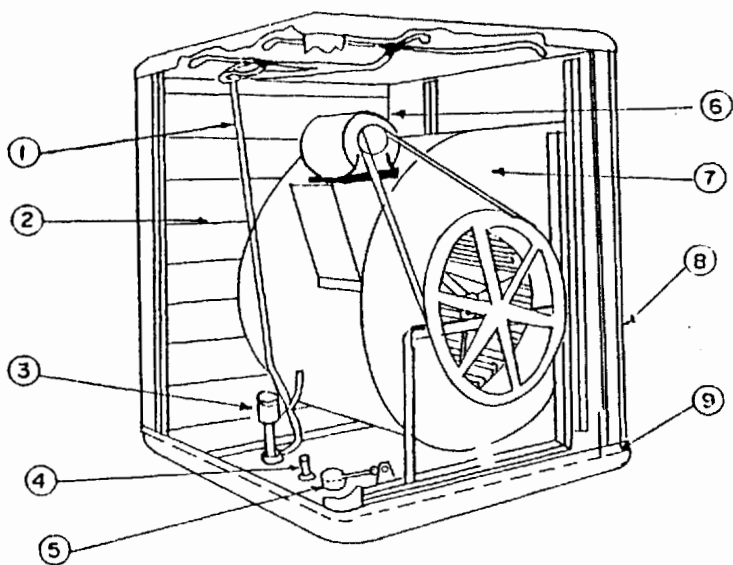
Un sistema combinado puede involucrar los principios directo e indirecto. En tales sistemas el aire puede salir por debajo de la temperatura de bulbo húmedo, mientras tales sistemas pueden ser complejos, el bajo costo por uso de energía podría justificar su uso en algunos casos.

## 2.1 ENFRIAMIENTO DE AIRE EVAPORATIVO DIRECTO.

### 2.1.1 ENFRIADORES DE MEDIO HUMEDO.

La figura 7 adjunta muestra un enfriador evaporativo típico con medio húmedo.

Estos enfriadores contienen pads o almohadillas evaporativas construídas usualmente de fibras de madera (álamo). La circulación de agua se la realiza a través de una bomba que lleva el agua del sumidero al sistema de distribución y este reparte a las almohadillas, donde el agua baja a través de ellas y regresa al sumidero. El



1- S. DE DISTRIBUCION DE AGUA

6- MOTOR ELECTRICO

2- PADS O ALMOHADILLAS EVAPORATIVAS

7- VENTILADOR

3- BOMBA RECIRCULADORA DE AGUA

8- TANQUE DE AGUA

4- DRENAJE

9- NIVEL DE AGUA

5- VALVULA FLOTADORA

FIG. 7.- ENFRIADOR DE MEDIO HUMEDO

ventilador se encuentra dentro del enfriador e impulsa el aire a través de los pads y lo entrega al espacio a ser enfriado. El ventilador descarga a través de uno de los lados de la cabina enfriadora.

Los enfriadores de aire paquete con pads mojados son contruidos para mover desde 2,000 hasta 20,000 CFM (0.9 a 9.4 M<sup>3</sup>/s).

Las unidades por lo general están provistas con filtros suplementarios delante de las almohadillas para impedir ingreso de polvo, suciedad a la entrada a la unidad o bien para remover estas particulas cuando se tiene agua recirculando.

Los pads evaporativos pueden ser tratados químicamente para incrementar su humectabilidad. Puede incluirse un aditivo en las fibras para ayudar a resistir el ataque de bacterias, fungis y otros microorganismos.

Los enfriadores son diseñados para una velocidad de cara del pad o almohadilla de 100 a 300 fpm (0.5 - 1.5 m/s) en una presión de 0.1" de agua (25 Pa). Las fibras de Álamo tienen una densidad aproximada de 0.3 a 0.4 lb./ft<sup>2</sup> (1.5 - 20 Kg/m<sup>2</sup>) en un espesor promedio de 2". Las almohadillas

son montadas en franjas de respiradores removibles, los cuales son hechos de acero galvanizado o plástico moldeado.

El agua es bombeada por una bomba centrífuga en la sección sumergida, y que provee de un flujo uniforme a los tubos. El sumidero o tanque de agua tienen el conjunto de conexiones al flujo tales como la válvula flotadora, el tubo de sobreflujo y drenaje. Se incorporan al diseño provisiones para purga de agua, para prevenir la elaboración de minerales y escamas. Alternativamente, si el flujo es ilimitado, el agua, fresca podría ser usada sin recirculación. Esta práctica reduce las escamas y minerales formados, pero hay mayor consumo de agua.

El uso del agua depende del flujo de aire, rendimiento de la almohadilla y lógicamente de la temperatura de bulbo húmedo de ingreso. La relación de humedad (masa de vapor de agua por masa de aire seco) para la entrada y salida pueden ser determinada por la carta psicrométrica. De la diferencia con la tasa de flujo de aire, puede ser calculado el consumo necesario de agua aproximadamente: 1.3 GPH por 1000 CFM por cada 10°F de reducción de la temperatura de bulbo seco (0.52 ml/s de agua por



m<sup>3</sup>/s de flujo por cada 1°C de reducción).

El ventilador es usualmente con aletas curvadas hacia atrás; es un ventilador centrífugo con motor y polea. La banda de la polea en V podría incluir un mecanismo ajustable para facilitar el balanceamiento de aire entregado contra los requerimientos de presión estática del sistema de ductos de aire de suministro y para permitir la operación del motor a plena carga. El motor podría ser abierto, pero a prueba de agua. Se prefiere motores cerrados sellados.

#### 2.1.2 ENFRIADORES DE MEDIO RIGIDO.

Otro tipo de diseño de enfriador evaporativo con superficie mojada, usa hojas rígidas de material corrugado, que puede ser celulosa o fibra de vidrio, que son tratadas químicamente con antipodredumbre y sales rigidizadoras. Estas láminas son tendidas con corrugaciones a un ángulo específico en direcciones alternas, de tal manera que el flujo de aire y del agua vayan en direcciones opuestas. El espesor de llenado en la dirección del flujo de aire es comunmente 12" pero también se hallan hasta de 24". Las características que tienen que tener el medio es baja resistencia al flujo de aire, alto

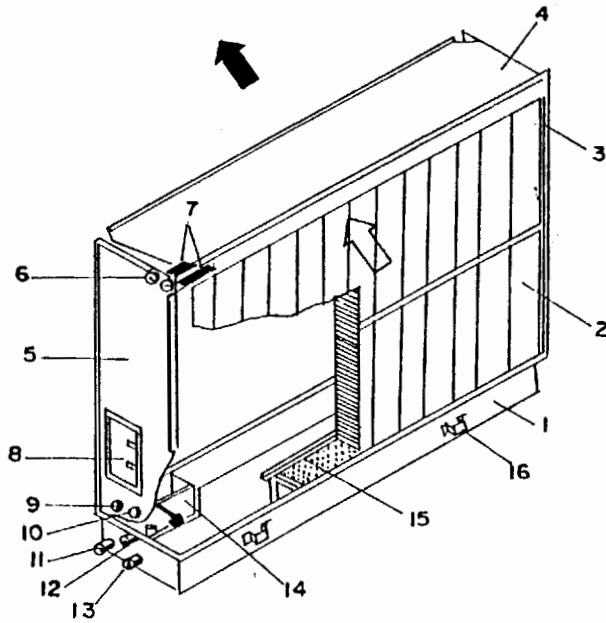
rendimiento de saturación y limpieza continua por el flujo de agua.

Los lavadores de aire o EE usando este material pueden ser construidos para cubrir hasta 200,000 CFM (94 m<sup>3</sup>/s)

El rendimiento de saturación varia de 70 a 95%, dependiendo de la profundidad media y de la velocidad del aire. El aire fluye horizontalmente, mientras el agua en circulación fluye verticalmente sobre la superficie por gravedad desde la cabecera inundada a través de un sistema de distribución.

Una bomba recircula el agua desde un dispositivo receptor que está en la parte más baja, el cual es construido de un material resistente a la corrosión puede ser de hierro galvanizado de espesor considerable y con conecciones de drenaje y sobreflujo.

Unas bridas para la entrada y salida permiten conectar la unidad a un sistema de ductos. Para mantener un nivel apropiado de agua en el reservorio, tiene una válvula flotadora. Este es el agua que va a ser evaporada o agua fresca suministrada por dilución previene la concentración de sólidos y minerales. La



- |                                      |                             |
|--------------------------------------|-----------------------------|
| 1- DEPOSITO                          | 9 - DISPOSITIVO DE LLENADO  |
| 2- RELLENO                           | 10 - DISPOSITIVO DE VACIADO |
| 3- PANEL DERECHO                     | 11 - BOMBA DE SUCCION       |
| 4- CUBIERTA                          | 12 - SOBREFLUJO             |
| 5- PANEL IZQUIERDO                   | 13 - DRENAJE                |
| 6 - REBORDE DE CONEXION DEL COLECTOR | 14 - TAMIZ DE SUCCION       |
| 7 - TUBERIA DEL COLECTOR             | 15 - SOPORTE                |
| 8 - PUERTA DE ACCESO                 | 16 - ARGOLLA                |

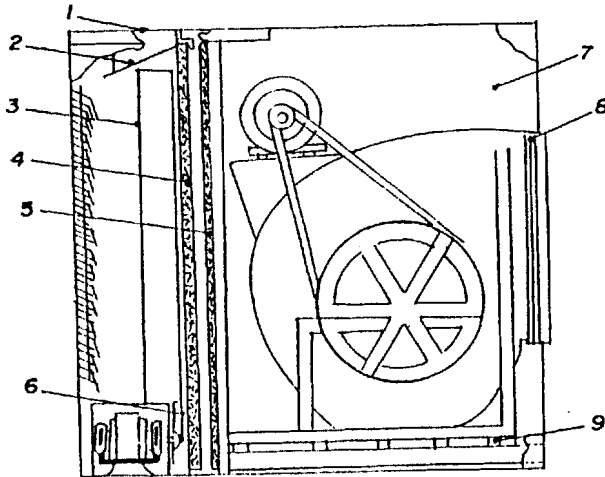
FIG. 8.- ENFRIADOR DE MEDIO RIGIDO

potencia de bombeo es baja en este sistema comparado con los lavadores de aire, porque la tasa de agua de recirculación es baja y porque las toberas de suministro no son necesarias para saturar el medio. ( Fig. 8)

### 2.1.3 ENFRIADORES DE PAQUETE LANZADOR.

Consiste en una sección de enfriamiento evaporativo y otra con ventilador. El ventilador (fan) es usualmente con aletas curvadas hacia atrás, con doble entrada, centrífugo, conducido por un motor eléctrico y banda en V.

En la sección de enfriamiento el aire exterior es lanzado a través de un rociador de agua y de almohadillas que hacen de filtro evaporativo y de eliminadora de la humedad de entrada. El rociado es creado por un conjunto motor-polea dispuesto en forma vertical con un dispositivo a prueba de obstrucciones que está parcialmente sumergido en el agua del sumidero. EL rendimiento de enfriamiento evaporativo puede ser superior al 80%. Pueden trabajar con volúmenes de aire cerca de los 30000 CFM 14 ( $m^3/s$ ). Se pueden obtener mayores capacidades usando varias secciones de enfriamiento con 1 o más ventiladores descargando aire dentro del sistema de



- 1 SECCION DE ROCIADORES
- 2 DESVIADORES SUPERIORES
- 3 DESVIADORES LATERALES
- 4 ALMOHADILLA EVAPORATIVA
- 5 ALMOHADILLA ELIMINADORA
- 6 LANZADOR
- 7 SECCION DEL VENTILADOR
- 8 CONEXION FLEXIBLE
- 9 AMORTIGUADORES

FIG. 9.- ENFRIADOR DE PAQUETE LANZADOR

distribución. Además de los aparatos rociadores y almohadillas, la sección de enfriamiento incluye una válvula de purga, la válvula flotadora, tubo de sobreflujo y conector de drenaje. Algunas unidades poseen filtro de aire de ingreso, louver o respiradero de ingreso y una capucha para proteger las lluvias.

El material con que está construida la almohadilla evaporadora y la eliminadora de humedad podría ser de fibra revestida de látex, fibra de vidrio o metal no ferroso de 0.75" a 2" (20 a 50 mm) de espesor. La velocidad del aire a través de la cara de la superficie de la almohadilla podría ser 300 a 600 fpm (1.5 a 3 m/s) dependiendo del rendimiento deseado. El tratamiento químico podría ser usado para incrementar la humectabilidad y la resistencia a los fungis, bacterias y el fuego.

La capacidad de lavado de aire del rociador, el ángulo de los filtros, más las características del disco rociador de agua sin interferencias, minimiza los requerimientos de mantenimiento (Fig. 9).

#### 2.1.4 ENFRIADORES DE PAQUETE ROTATORIO.

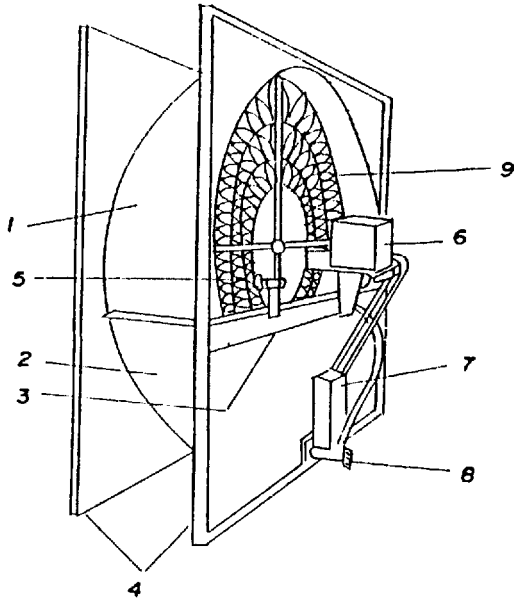
En los enfriadores rotatorios se mojan y se lavan

las almohadillas mientras éstas rotan y pasan bañadas en agua. La almohadilla evaporativa y las partes en contacto con el agua son construidas para capacidades entre los 2000 y 12000 CFM (0.9 a 5.7 m<sup>3</sup>/s).

Hay dos tipos de enfriadores de paquete rotatorio. Uno usa un tambor rotatorio el cual es parcialmente sumergido en un reservorio de agua el aire pasa a través de las estrechas franjas del tambor. El otro tipo es de almohadilla engazada en forma continua.

Algunas almohadillas son usadas de varios espesores (dependiendo del material del medio). La velocidad en la cara del pad va de 100 a 600 fpm (0.5 a 3 m/s), que son velocidades típicas con una presión de goteo de 0.5" de agua (125 Pa).

Ambos tipos de enfriadores podrían ser proporcionados con una válvula de flujo continuo y un temporizador para permitir el flujo periódico de agua por el reservorio, minimizando de esta forma cualquier formación de minerales, sales y sólidos en el agua. Normalmente este temporizador es ajustable. Puede ser útil la adaptación de un termostato exterior conectado al



1 SECCION DEL ROTOR

6 MOTOR DENTADO

2 TANQUE DE AGUA

7 VALVULA DE DRENAJE AUTOMATICO

3 NIVEL DE AGUA

8 CONEXION DEL DRENAJE

4 BORDE PARA COLOCAR DUCTOS

9 CRIBA METALICA CON LAMINAS

5 CONEXION DE DEPOSITO DE AGUA CON  
VALVULA DE LLENADO

PLANAS Y QUEBRADAS

FIG 10.- ENFRIADOR ROTATORIO



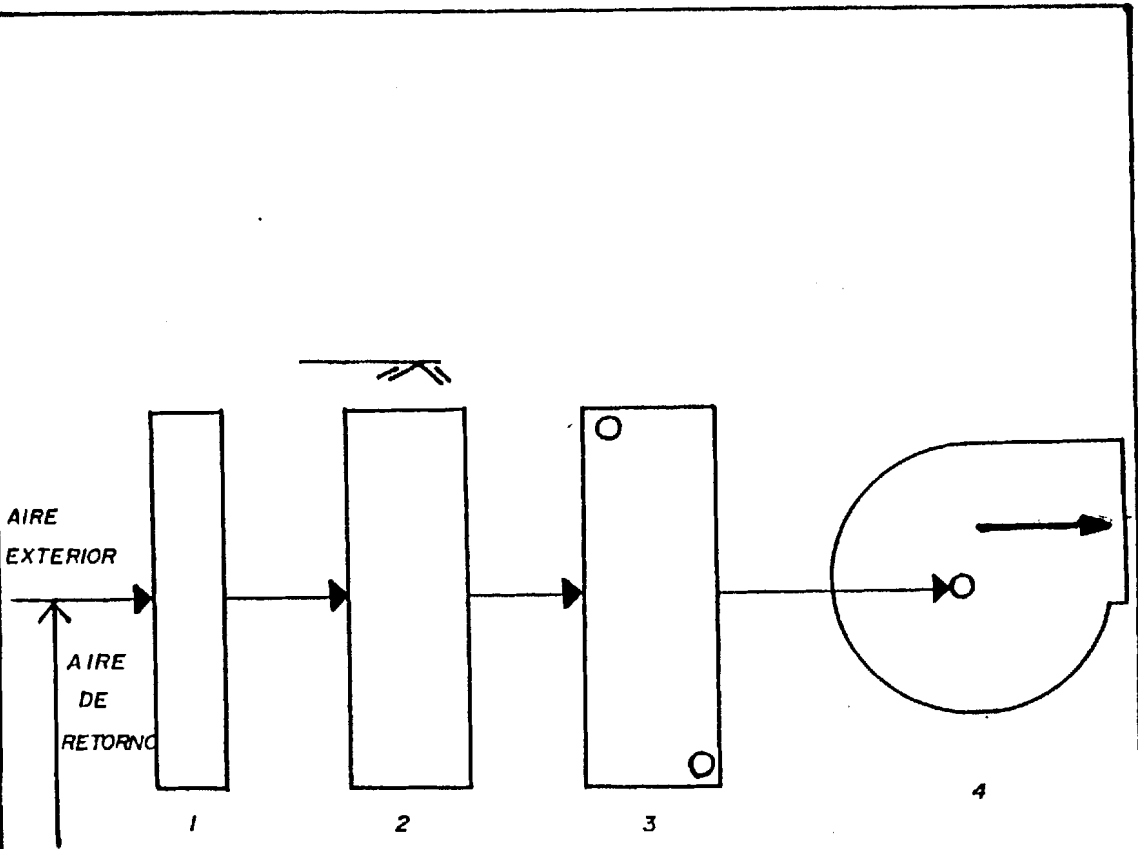
control de llenado y la válvula de drenaje para la protección del congelado. (Fig. 10)

#### 2.1.5 COMBINACION DE ENFRIADOR DIRECTO Y SERPENTIN REFRIGERADO

Una alternativa de enfriamiento utilizando método directo es la combinación que propone la firma Russ Lindeback & R.E. Joachim Engineering de los EE.UU. que se muestra en la figura 11.

Este sistema consta de conexiones de toma de aire exterior y aire de retorno. A continuación se coloca un filtro, que está seguido por un enfriador evaporativo con relleno del tipo mounter. Inmediatamente se coloca un serpentín de agua enfriada que está seguido por un ventilador. El sistema consigue su control modular individual a través de terminales de volumen de aire variable (V.A.V). Lindeback asegura que cualquiera que sea la disposición del sistema, éste debe proveer condiciones de confort dentro de los espacios, lo que implica que incluirá humidificación.

Un control de entalpía se establece cuando hay la mezcla del aire exterior y el de retorno para mantener la entalpía constante.



1- FILTRO

2- ENFRIADOR EVAPORATIVO DIRECTO

3- SERPENTIN ENFRIADOR

4- VENTILADOR DE SUMINISTRO DE AIRE AL LOCAL

FIG. II.- SISTEMA COMBINADO DE ENFRIADOR DIRECTO Y SERPENTIN REFRIGERADO

El criterio de funcionamiento es así:

- con temperaturas secas menores a 63.5 °F se utiliza mezcla de aire de retorno y aire exterior.
- con temperaturas secas iguales a 63.5 °F se usa el 100% de aire exterior.
- el enfriador evaporativo actúa sólo (sin el enfriador de agua) hasta que la temperatura húmeda llegue a los 55 °F.
- con temperatura húmeda superior a los 55 °F se pone en marcha el enfriador evaporativo y el enfriador de agua.
- el sistema usa el 100% de aire exterior hasta que la temperatura húmeda alcanza los 62 °F. Mientras la entalpía de la mezcla es menor que la del local hay que usar 100% de aire exterior. El uso del enfriador evaporativo meramente agrega la suficiente humedad para mantener las condiciones de confort.

## 2.2 ENFRIAMIENTO DE AIRE EVAPORATIVO INDIRECTO.

En los enfriadores de aire evaporativos indirectos, el aire de retorno o el exterior que ingresa al espacio

climatizado, pasa a través de un intercambiador de calor. Este aire (flujo de aire secundario) es enfriado por evaporación por uno de los siguientes métodos:

- a) Mojando directamente la superficie del intercambiador de calor.
- b) Pasando a través de la almohadilla mojada.
- c) Por un rociador o atomizador.
- d) Por un disco evaporador o similar.

Las superficies del intercambiador de calor son enfriadas por contacto con el aire secundario. En el otro lado de la superficie del intercambiador de calor, el aire primario (que es el aire acondicionado para ser suministrado al espacio) es enfriado sensiblemente por contacto con las superficies del intercambiador de calor.

Aunque el aire primario es enfriado evaporativamente por aire secundario, no se agrega humedad al aire primario. En consecuencia, al proceso se llama enfriamiento evaporativo indirecto del aire. El aire de suministro (primario) puede ser aire recirculado por el cuarto climatizado o aire exterior o una combinación. La entalpía del aire primario decrece porque no hay humedad añadida a este. Este proceso

contrasta con el enfriamiento evaporativo directo, el cual es esencialmente adiabático (entalpía constante). La utilidad del enfriamiento evaporativo indirecto es relacionado con la depresión de bulbo húmedo del aire secundario; bajo la temperatura de bulbo seco de aire primario a la entrada.

Puesto que ninguno de los enfriadores evaporativos puede alcanzar el rendimiento 100%, la temperatura de bulbo seco de salida del aire primario debe estar siempre sobre la temperatura de bulbo húmedo de ingreso del aire secundario. La deshumidificación en el aire primario podrá ocurrir sólo cuando el punto de rocío del aire primario es algunos grados más altos que la temperatura de bulbo húmedo del aire secundario.

### 2.2.1 ENFRIADORES DE AIRE TIPO PAQUETE.

Un enfriador de aire indirecto tipo paquete, consta de un intercambiador de calor, un sistema de entrega de agua para el mojado, ventilador para el flujo de aire secundario, un respiradero para el ingreso de aire secundario y su alojamiento. El intercambiador de calor debe ser construido de metal resistente a la corrosión o recubierto con material impermeable o retenedor de humedad. Puede también ser construido con

tubos dispuestos de tal manera que el aire primario (lado seco) fluya por el interior de los tubos y la otra corriente de aire secundario en la superficie exterior del mismo. Los filtros de aire deben ser colocados aguas arriba del intercambiador de calor del aire primario y secundario para minimizar la presencia de polvo, insectos u otros contaminantes.

Puesto que el agua al ser evaporable incrementa la concentración de minerales, se hace necesaria la recirculación del agua. Se hace necesario un consumo continuo de agua fresca. El tratamiento de agua podría ser necesario para controlar la corrosión de la superficie del intercambiador de calor y otras partes metálicas.

El enfriador EI paquete podría ser también "autocontenido", acoplado con su propio ventilador de suministro de aire primario o puede ser parte de un sistema completo de equipo paquete manejador de aire. El sistema de enfriamiento podría usar una única etapa de enfriamiento evaporativo indirecto o podría incluir el enfriamiento evaporativo indirecto como la primera etapa con enfriamiento evaporativo directo adicional y/o etapas de enfriamiento refrigeradas (enfriador de agua o de

expansión directa). Cuando el enfriador evaporativo indirecto es ubicado en serie (aguas arriba) con un serpentín refrigerado convencional, este reduce la carga sensible en el serpentín y el sistema de refrigeración (Fig 12).

El consumo de energía requerida por la etapa de enfriamiento indirecto la efectúan la bomba y el motor del ventilador del aire secundario. En algunos casos contiene un ventilador adicional para vencer la resistencia sumada en el aire primario. La energía consumida por la etapa de enfriamiento evaporativo indirecto es menor que la energía consumida por la reducción de carga en el aparato de refrigeración. Como resultado, la eficiencia total del sistema podría aumentar considerablemente ya que los costos de demanda de energía son reducibles. Otro ahorro resulta de la reducción del tamaño del equipo de refrigeración requerido. Asimismo puede evitarse gastos en el enfriamiento evaporativo indirecto, reduciendo las horas anuales durante el cual el equipo de refrigeración debe ser operado.

El aire enfriado evaporativamente puede ser descargado a través de los serpentines condensadores de refrigeración de aire para

mejorar el rendimiento del sistema de refrigeración y condensado.

El funcionamiento del equipo de enfriamiento evaporativo indirecto es expresado frecuentemente como el Factor de Performance (PF) el cual es definido como la reducción en la temperatura de bulbo seco en el aire primario, dividido para la diferencia entre la temperatura de bulbo seco inicial de aire primario menos la temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire secundario. También es usado el término rendimiento del equipo de EI.

La resistencia típica del aire en los lados primario y secundario están entre las 0.2" y 2" de agua (50 y 500 Pa). La relación de aire secundario para acondicionar aire primario podría ser menor que 0.6 o menor que 1.0. Estas razones afectan el valor de performance, así como también lo afectan la altitud y la temperatura de bulbo húmedo. Los equipos disponibles pueden ser seleccionados para PF de 0.6 a 0.8 (60 a 80 %) basados en los rendimientos que dan los fabricantes. En la actualidad la ASHRAE no tiene estándares que determinen la razón del rendimiento de estos equipos de enfriamiento evaporativo.



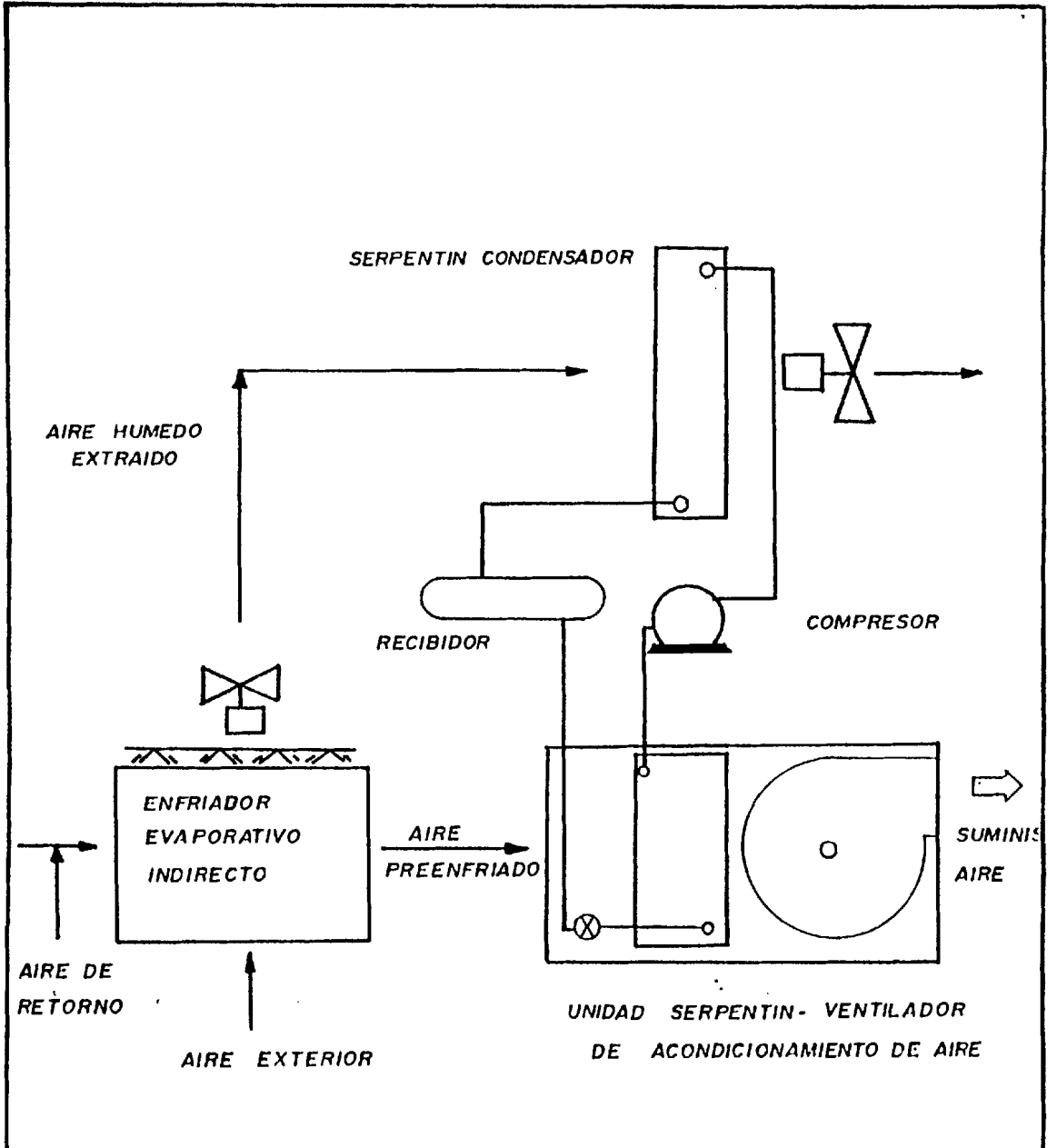


FIG 12.- SISTEMA CON ENFRIADOR INDIRECTO TIPO PAQUETE

### 2.2.2 PREENFRIAMIENTO DE AIRE EVAPORATIVO INDIRECTO DE AIRE EXTERIOR.

Puesto que no hay incremento en la humedad relativa absoluta en el flujo de aire primario el EEI puede aplicarse al preenfriamiento del aire que ingresa al serpentín refrigerado. El efecto de enfriamiento provisto por el flujo aguas arriba del equipo EI es una reducción de la carga de enfriamiento sensible flujo aguas abajo del serpentín refrigerado requerido así como también reduce la energía y por ende los costos de operación. En contraste con el equipo de EED que intercambian calor latente por sensible, incrementando la carga latente en el serpentín en proporción a la carga sensible alcanzada. La entalpía del aire que ingresa al serpentín no cambiará.

El Kilovatio por ton (KW de enfriamiento/KW de potencia suministrada) de efecto de enfriamiento es sustancialmente más bajo con equipo EI que con equipo refrigerado convencional. El equipo indirecto seleccionado puede resultar en sólo un mínimo de pérdida de presión estática en el sistema de aire primario.

La pérdida de presión estática incrementará la

---

potencia al freno del motor del ventilador de aire primario y el efecto total del sistema debe ser considerado aún si el enfriamiento continuo no es requerido.

Una nominal selección de pérdida de presión estática puede ser tan baja como 0.2" de agua (50 Pa) el cual representa una mínima carga de potencia de un ventilador de suministro. Adicionalmente al uso incrementado de potencia del ventilador de suministro, el equipo también requiere energía para la bomba y el ventilador secundario para proveer el efecto de enfriamiento evaporativo indirecto. La suma de la energía usada comparada con el trabajo de enfriamiento producido mostrará un incremento de la razón de eficiencia energética (EER).

La configuración del preenfriamiento se asemeja a la que se muestra en la figura 11, sólo que en lugar de un EED iría un EEI. El lado del aire primario de la unidad indirecta es ubicada posteriormente al serpentín de enfriamiento refrigerado. El aire secundario a la unidad puede venir del aire del ambiente exterior o del aire de extracción del local.

En las aplicaciones realizadas en las zonas oeste

de los Estados Unidos se han experimentado considerables reducciones de la carga de refrigeración y ahorros de energía anuales en zonas de temperaturas de diseño del orden de 95/75 °F. En estas condiciones la carga de refrigeración se reduce en un 34% y el consumo anual de energía KWH se reduce por el mismo orden.

### 2.2.3 PREENFRIAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO DE UN SISTEMA DE AIRE MEZCLADO.

Este sistema se asemeja al de la aplicación del preenfriamiento evaporativo indirecto al sistema de aire exterior en el que el lado del aire primario de la unidad evaporativa indirecta está ubicada anteriormente al serpentín refrigerado. El enfriador evaporativo indirecto, preenfriará el aire primario mezclado que va al serpentín refrigerado, bajando la capacidad del sistema refrigerado y reduciendo los costos. El control de la unidad evaporativa actuará la bomba y el ventilador de aire secundario en el momento en que el sistema requiera enfriamiento y que la temperatura de aire de ingreso es más elevada que la temperatura de aire de suministro deseada.

La unidad indirecta es la primera etapa del

control de enfriamiento. Si la temperatura del aire de suministro necesita ser reducida aún más, la segunda etapa del serpentín refrigerado será energizada. El control de dos etapas reduce el uso de energía del sistema de refrigeración a un mínimo. Esta operación también utiliza la unidad evaporativa a lo largo del rango economizador cuando la temperatura del aire exterior está debajo de la temperatura del aire de retorno pero sobre la temperatura del aire de suministro. En efecto, el rango economizador es sustancialmente incrementado. La temperatura de aire exterior, en el cual la refrigeración no es requerida será algo mayor.

La eficiencia del sistema de preenfriamiento evaporativo aplicada al aire mezclado se incrementa sustancialmente cuando se incrementa la temperatura del aire primario que ingresa, debido al incremento en la depresión de bulbo húmedo y al incremento resultante en la caída de temperatura a través de la unidad evaporativa. Por ejemplo una temperatura de diseño del local de 78°F (25°C) es más efectiva que una temperatura de 72°F (22°C). En un sistema de volumen de aire variable (VAV) con plenum de aire de retorno por tumbado, balastros y lámparas

suspendidas, una porción razonable de la ganancia de calor total se convertirá en carga de aire de retorno y no parte de la ganancia de calor sensible del local. Esta condición, con la ganancia de calor del techo agregado al plenum del aire de retorno por tumbado, resulta en una elevación sustancial en la temperatura de retorno de aire. Dentro de un edificio de dos plantas con techo aislado y luces de tubos y balastros colgados, la temperatura al plenum se elevará al menos 69F (30C). Para evaluar el efecto del preenfriamiento evaporativo indirecto, habría que calcular la ganancia de calor del aire de retorno para determinar las condiciones del aire de entrada.

Otro factor a considerar cuando se aplica preenfriamiento evaporativo indirecto que es aplicado a los sistemas de VAV en el perfil de carga del sistema y subsecuentemente la reducción en aire de suministro cuando decrece la carga del espacio. La disminución del aire de suministro decrece la velocidad del aire. La eficiencia del equipo se incrementa y la presión estática se reduce. Una presión estática menor también reducirá la carga en el motor del ventilador de aire de suministro. En un sistema de volumen de

aire constante estas variables no existen. La eficacia y la pérdida de presión estática son constantes.

#### 2.2.4 COMBINACION DE TORRE DE ENFRIAMIENTO. SISTEMAS DE SERPENTIN.

La combinación de una torre de enfriamiento u otro enfriador de agua evaporativo con un serpentín intercambiador de calor agua-aire y una bomba recirculadora de agua es otro tipo de sistema de enfriamiento evaporativo indirecto. El agua es bombeada desde el reservorio de la torre de enfriamiento al serpentín y retorna al cabezal de distribución superior de la torre.

El agua recirculada es enfriada evaporativamente a unos pocos grados de la temperatura de bulbo húmedo, fluyendo sobre la superficie mojada de la torre de enfriamiento. Como el agua enfriada fluye a través de los tubos del serpentín en el flujo de aire acondicionado, esta recoge el calor que viene del aire acondicionado. La temperatura del agua se incrementa y el aire primario es enfriado sin aumento de humedad al aire primario.

El agua es otra vez enfriada si este recircula otra vez a través de la torre de enfriamiento.

Una válvula flotadora controla la producción de agua fresca, la cual reemplaza el agua evaporada y previene la concentración excesiva de minerales en el agua recirculada. Es recomendable la filtración de aire en el aire de ingreso de la torre de enfriamiento. Una ventaja de este sistema es que la torre de enfriamiento puede ser localizada alejada del serpentín de enfriamiento. También el sistema es de fácil acceso para el mantenimiento. El rendimiento total puede andar en el rango de 0.55 y 0.75 y mayor aún.

Los enfriadores de agua evaporativos diseñados específicamente para aplicaciones de enfriamiento evaporativo indirecto pueden mantener la temperatura de descarga del agua muy cerca a la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada. Estos enfriadores tienen una superficie media húmeda que tienen una alta tasa de superficie húmeda por unidad de volumen lleno. El rendimiento depende de la profundidad de llenado, de la velocidad del aire sobre la superficie llena, la relación de flujo de agua a flujo de aire la temperatura de bulbo seco y el rango de enfriamiento del agua. Debido a la cercana aproximación de la temperatura del agua a la temperatura del bulbo húmedo el rendimiento total



del sistema podría ser incrementado porcentualmente comparado con la torre de enfriamiento convencional.

#### 2.2.5 OTROS APARATOS.

Otras combinaciones de enfriadores evaporativos y aparatos intercambiadores de calor pueden obtener enfriamiento evaporativo indirecto. Los intercambiadores de calor que se pueden adoptar para estas aplicaciones comprenden tubería y ruedas rotatorias calientes, además el plato con el medio plegado, carcasa y tubos. Si el aire acondicionado primario y el flujo de aire exterior secundario van juntos, el aparato de tubos calientes o la rueda caliente pueden transferir calor del aire tibio al aire frío. El flujo contracorriente del aire primario o secundario obtiene un mejor rendimiento para los enfriadores evaporativos indirectos. El enfriamiento evaporativo del aire secundario por agua rociada en forma directa en la superficie del intercambiador del calor o por un enfriador evaporativo aguas arriba del intercambiador de calor pueden enfriar el aire primario indirectamente por transferencia de calor de este, al aire secundario.

## 2.3 COMBINACIONES DE EQUIPOS DIRECTO-INDIRECTO.

En una combinación de dos etapas en un sistema de enfriamiento evaporativo Directo-Indirecto un enfriador evaporativo indirecto en una primera etapa baja la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo del aire de suministro entrante. Después, saliendo de la primera etapa el aire de suministro pasa a través de una segunda etapa del enfriador evaporativo directo. En la figura se muestra el proceso en la carta psicrométrica. El enfriamiento en la primera etapa sigue una línea de relación de humedad constante, puesto que no hay aumento de humedad al aire primario. La segunda etapa sigue una línea de temperatura de bulbo húmedo en la condición del aire que está saliendo de la primera etapa.

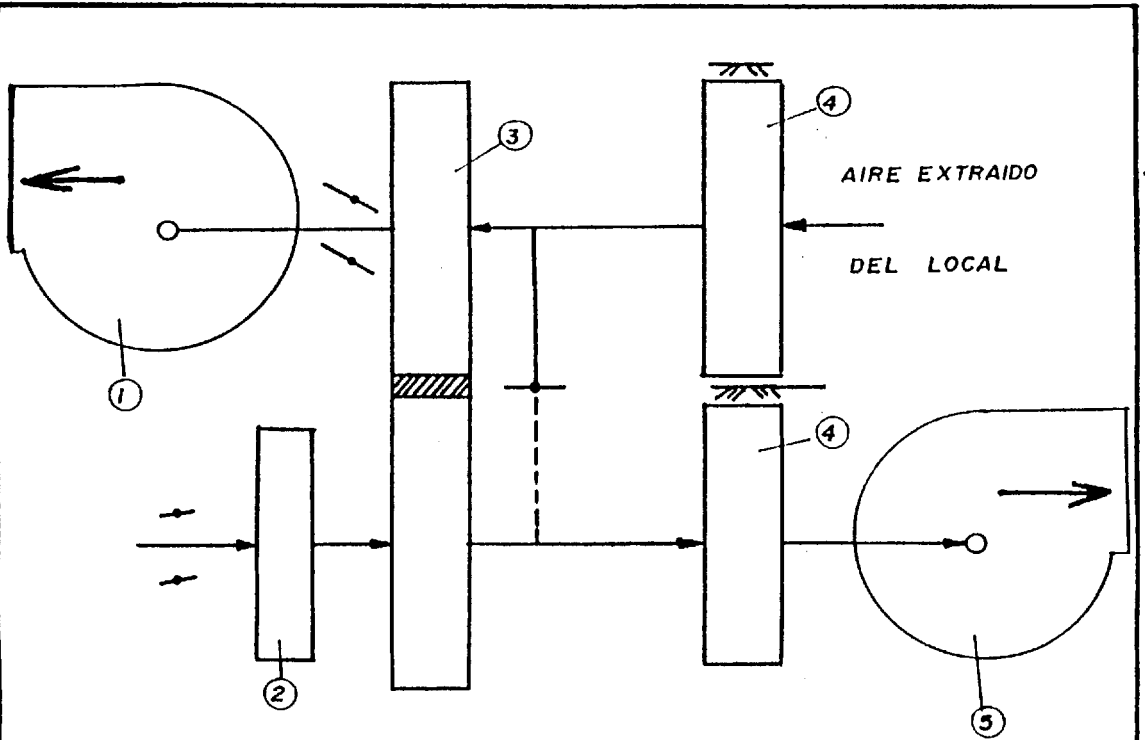
### 2.3.1 SISTEMA COMBINADO I/D USANDO RUEDA ROTATORIA DE CALOR.

La primera etapa de enfriamiento evaporativo puede ser alguno de los tipos descritos en párrafos anteriores. La figura a continuación muestra un sistema usando una rueda rotatoria de calor. El aire secundario puede ser aire extraído del espacio acondicionado o aire exterior. Cuando el aire secundario pasa a

través del enfriador evaporativo, la temperatura de bulbo seco es bajada por el enfriamiento evaporativo. Puesto que este aire pasa por la rueda de calor, la masa media es enfriada a una temperatura aproximada a la temperatura del bulbo húmedo del aire secundario. La rueda de calor rota de tal manera que su masa enfriada entra al aire primario; en cambio el aire primario se enfría sensiblemente. A continuación de la rueda de calor un enfriador evaporativo directo reduce además la temperatura de bulbo seco del aire primario. Este puede alcanzar aproximadamente la temperatura de bulbo seco del aire de suministro de 59°F o 39°C o más baja de la temperatura de bulbo húmedo del aire secundario. Ver figura 13.

En áreas donde la temperatura de bulbo húmedo de diseño es 66°F (18,9°C) o más baja, el consumo de potencia de enfriamiento anual promedio puede resultar tan bajo como 0.22 Kw/Ton (0.06Kw/Kw).

Cuando la temperatura húmeda de diseño es del orden de los 74°F (23°C) un sistema de enfriamiento I/D pueden tener un consumo de potencia por enfriamiento anual promedio de 0.81 Kw/Ton (0.23 Kw/Kw). A manera de comparación, el sistema de enfriamiento típico con un condensador enfriado por aire puede tener un consumo de



- 1- VENTILADOR DE EXTRACCION
- 2- FILTRO
- 3- INTERCAMBIADOR DE CALOR ROTARIO
- 4- ENFRIADORES EVAPORATIVOS DIRECTO
- 5- VENTILADOR DE SUMINISTRO DE AIRE AL LOCAL

FIG 13 - SISTEMA 1/D USANDO RUEDA DE CALOR

potencia anual promedio mayor a 1.0 Kw/Ton (0.28 Kw/Kw).

En ambientes secos los sistemas de enfriamiento evaporativo I/D son usualmente diseñados para suministrar 100% de aire exterior a los espacios acondicionados de un edificio. En estas aplicaciones la carga latente del espacio y las cargas sensibles de aire de retorno son extraídas del edificio en vez de ser retornadas al equipo de acondicionamiento. Consecuentemente la capacidad de enfriamiento requerida por estos sistemas puede ser menor que la requerida por un sistema de enfriamiento refrigerado convencional.

### 2.3.2 SISTEMAS COMBINADO I/D DE 2 Y 3 ETAPAS CON IMPULSADOR REFRIGERADO

Los sistemas evaporativos con etapas a menudo proveen el enfriamiento total para edificios de oficinas, escuelas, gimnasios, restaurantes, fábricas, etc. Estos sistemas pueden ser diseñados y controlados sin sacrificar la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, aunque una de las etapas sea de EED.

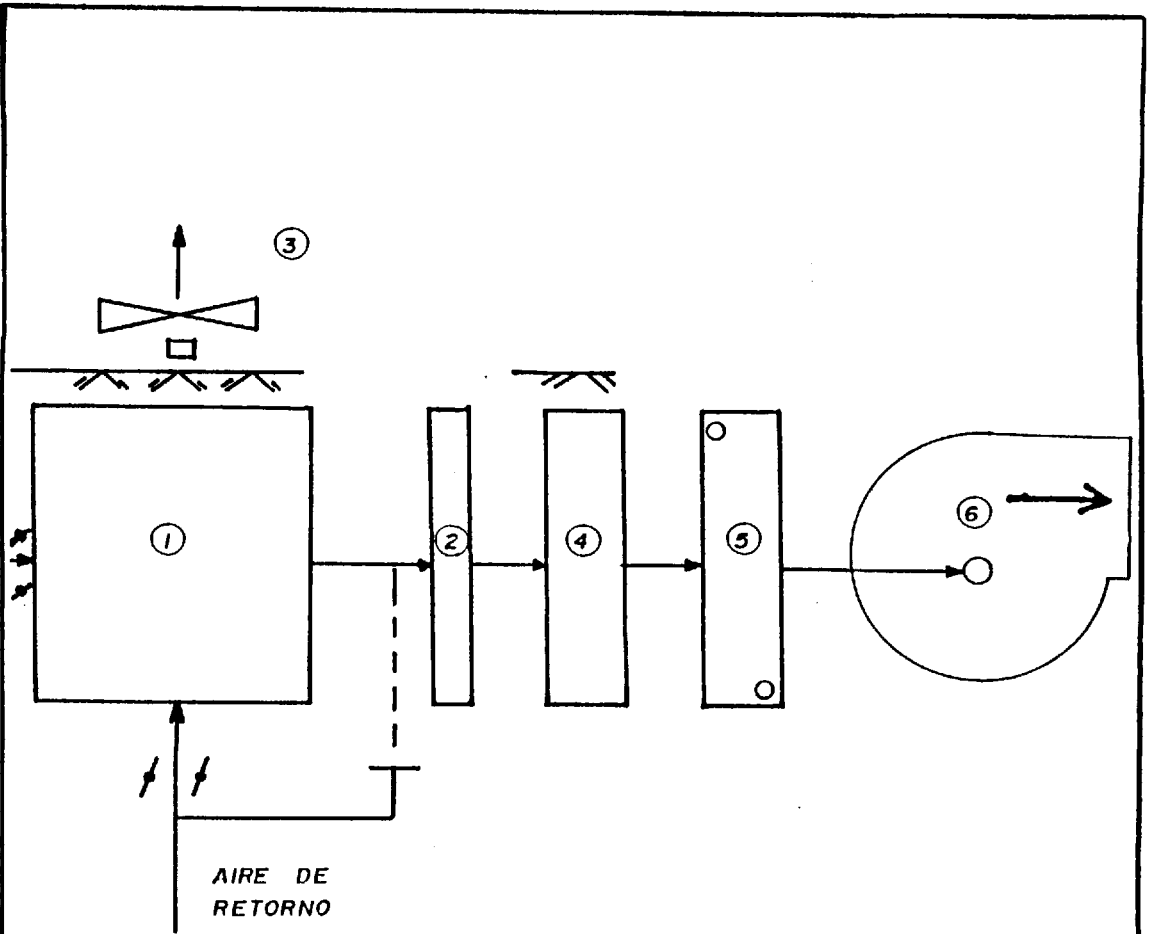
Experiencias realizadas en áreas de alta humedad (T húmeda = 75°F), el 42% de las ton-horas de enfriamiento anuales pueden ser satisfechos por

---

EE de dos etapas. El enfriamiento convencional sólo provee el 50% de Ton-horas. El rendimiento típico se basa en el 60% de eficacia de la unidad indirecta del 90% de la directa. Estos son típicos en el diseño de sistemas de dos etapas.

La figura 14 muestra la configuración del sistema de dos etapas con la opción de la tercera etapa incluyendo el ciclo economizador. Es esta configuración, la unidad indirecta está ubicada para preenfriar el aire (primera etapa) a la unidad ED (segunda etapa). Un serpentín refrigerado (tercera etapa) puede estar ubicada tanto a la entrada o a la salida del aire de la unidad evaporativa directa para ser accionado como impulsador (booster) refrigerado. La figura 15 muestra el proceso psicrométrico de sistemas de dos y tres etapas;  $h_2$  menos  $h_1$  representa el valor de la entalpía de la tercera etapa refrigerada. Estos sistemas aplicados para proveer solamente enfriamiento no requieren de la sección economizadora con compuerta entre las unidades evaporativas directa e indirecta.

Los sistemas que requieren aire de retorno del obtener una forma de calentamiento en la entrega de aire y requiere la sección de ducto economizador.



- 1- ENFRIADOR EVAPORATIVO INDIRECTO
- 2- FILTRO
- 3- VENTILADOR EXTRACTOR DE AIRE HUMEDO
- 4- ENFRIADOR EVAPORATIVO DIRECTO
- 5- SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO
- 6- VENTILADOR DE SUMINISTRO DE AIRE

FIG 14.- ENFRIAMIENTO  $\frac{1}{D}$  CON 3 ETAPAS

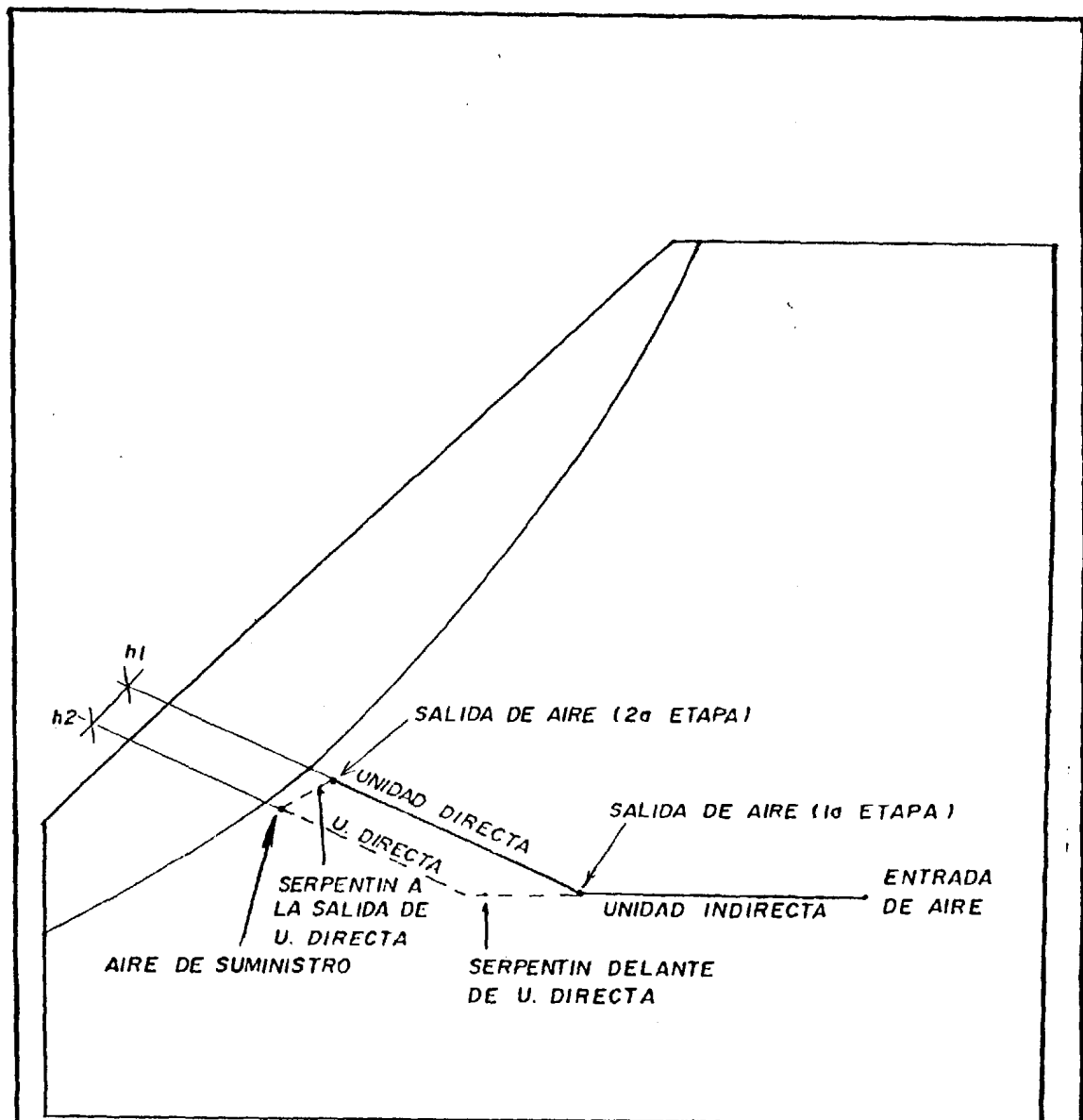


FIG 15.- DIAGRAMA SICROMETRICO DE SISTEMA DE 3 ETAPAS



## 2.4 OPERACION DEL SISTEMA

Cuando es requerido el enfriamiento el control de compuertas introduce aire exterior a través del ventilador de aire de suministro del sistema a la unidad de EEI, el cual actúa como primera etapa de enfriamiento. El aire es enfriado sensiblemente (sin aumento de humedad cuando este pasa a través de la unidad indirecta, la cual reduce la temperatura húmeda del aire que ingresa a la unidad evaporativa directa.

El aire que sale de la primera etapa indirecta pasa a través de la unidad ED de alta eficiencia (segunda etapa) y nuevamente se enfría el aire. Este proceso es adiabático; la temperatura seca decrece mientras la temperatura húmeda permanece constante. El aire que sale de la unidad evaporativa directa es el aire de suministro enfriado, usado para enfriar el espacio.

La temperatura de suministro es una función de la temperatura seca y de la temperatura húmeda del ambiente del aire de ingreso exterior y de la eficiencia de las unidades directa o indirecta. En las temperaturas de diseño recomendables para algunas áreas geográficas la temperatura del aire de salida es lo suficientemente baja para producir el

enfriamiento total requerido por evaporación en dos etapas solamente. No es necesaria la tercera etapa impulsadora refrigerada. El aire de suministro es relativamente saturado (usualmente 90% o más). La condición es similar para el aire que sale del serpentín de enfriamiento convencional. Siguiendo el proceso en la carta psicrométrica la razón de calor sensible del local y la cantidad de suministro de aire determina el calor removido así como también la temperatura resultante del local y la humedad relativa.

Cuando una temperatura de suministro de aire se requiere más baja, un serpentín de enfriamiento de tercera etapa impulsador, puede ser colocado en el sistema para producir la caída de temperatura adicional requerida. Este serpentín puede estar localizado en la salida del aire de la unidad directa o la indirecta.

Durante el ciclo de calentamiento la posición de las compuertas son invertidas; la compuerta de retorno de aire es abierta totalmente y la compuerta de aire exterior es colocada en la posición de mínima ventilación.

El sistema está en un ciclo de aire de retorno y la unidad indirecta es baipaseada. Las bombas de

unidades directa e indirecta y los ventiladores del lado húmedo de la unidad indirecta son desenergizadas. El aparato de calentamiento puede ser incorporado para energizar la bomba de la unidad ED durante el ciclo de calentamiento para incrementar la humedad.

#### 2.4.1 CONTROL DE LAS ETAPAS

El control de los sistemas de dos y tres etapas toman varias formas y modos de control. La función de calentamiento puede ser incluida en el control termostato o paquete de control. La función del enfriamiento del sistema puede ser controlado por un termostato multi-etapa del local, un termostato en ducto de aire de suministro o una combinación de ambos. Algunos sistemas incorporan un termostato de aire exterior. Los sistemas con una conexión de aire de retorno y de compuertas dobles funcionan como un ciclo economizador produciendo el máximo de uso del aire exterior frío. Sin embargo el aire exterior es preenfriado por la unidad indirecta, extendiéndose este ciclo sustancialmente. Cuando el preenfriamiento de la unidad indirecta es insuficiente la unidad directa es energizada para enfriamiento adicional. La temperatura del aire de salida de la unidad directa usualmente será sustancialmente más fría que la temperatura del

aire de retorno. Esta condición garantiza la operación del ciclo de enfriamiento en un 100% de aire exterior en toda ocasión, un proceso requerido debido al efecto adiabático de la unidad directa. Si dos etapas evaporativas no son suficiente un serpentín de enfriamiento convencional puede ser energizado como una tercera etapa impulsadora. Con la temperatura de aire exterior, baja la temperatura de suministro de aire requerida, todas las etapas son desenergizadas y el sistema opera como un típico ciclo de enfriamiento economizador. Si la temperatura del aire exterior es menor de lo requerido y el sistema está con el modo de enfriamiento el aire de retorno puede ser mezclado con el aire exterior para obtener una temperatura de aire de suministro satisfactorio.

#### 2.4.2 SECUENCIA DE CONTROL TIPICA

Los sistemas de enfriamiento de dos y tres etapas y sistemas de aire exterior 100% (sin provisión de aire de retorno o compuertas economizadores) usan un control termostato de ducto de aire de suministro o de local según esta secuencia:

- 1.- El enfriamiento de primera etapa energiza la bomba y el ventilador secundario de la unidad

indirecta.

2.- El enfriamiento en la segunda etapa energiza la bomba de la unidad directa.

3.- La tercera etapa de enfriamiento (alternativa) energiza las válvulas de control del serpentín de enfriamiento.

En sistemas de 100% de aire exterior, el aparato de calentamiento puede estar en flujo aguas abajo de aire de suministro de la unidad directa, el cual requerirá calentamiento controlado por el termostato.

Los sistemas de dos y tres etapas con compuertas economizadoras (aire de retorno y exterior con control de compuertas proporcionales) seguirá ésta secuencia cuando no requiera enfriamiento del serpentín:

1.- La compuerta de aire de retorno es abierta 100%

2.- La compuerta de aire exterior está en posición de ventilación mínima.

3.- En la operación no actúan las bombas ni los ventiladores de aire secundario.

4.- Los aparatos de calentamiento del sistema

pueden ser energizados.

\* Primera etapa de enfriamiento

- 1.- La compuerta de aire de retorno es cerrada.
- 2.- La compuerta de aire de suministro es abierta 100%. El termostato colocado en el ducto de aire de suministro puede modular las compuertas para aire mezclado si la temperatura de aire exterior es demasiado baja.
- 3.- El control de la primera etapa es canalizado a través de aire exterior permitiendo energizar la bomba y el ventilador secundario de la unidad indirecta solamente cuando la temperatura de aire exterior está por encima del punto establecido.

\* Segunda etapa de enfriamiento

La bomba de la unidad directa es energizada.

\* Tercera etapa de enfriamiento (opcional).

Las válvulas de control del serpentín de enfriamiento convencional son energizados.

#### 2.4.3 EXTRACCION DE LA CARGA DEL SISTEMA.

Se puede mejorar la eficiencia de un sistema que utiliza enfriamiento evaporativo aplicando el diseño del sistema de VAV utiliza plenum de aire

de retorno por tumbado con lámparas fijas y balastos. Esto puede colocar una porción relativamente grande de la ganancia de calor total en el lado de retorno del sistema.

Una carga de enfriamiento consiste de (1) ganancia de calor solar a través de vidrios, paredes y cubierta (2) ganancia de calor por transmisión (3) carga de aire exterior mínima (4) ganancia de calor interno debido a ocupantes, aplicaciones eléctricas, etc. (5) luces y ganancia por balastos, que afecta el local y afecta al sistema de aire de retorno, el cual puede ser tan alto como el 50% de la ganancia total de calor.

En muchos casos la porción de carga que determina la cantidad de aire de suministro representa el 60-65% del total de la carga. La carga de enfriamiento permanente (techo, la pared sobre línea de tumbado, la ganancia de calor latente, el aire exterior, la porción de calor por luces y balastos disipado al plenum de aire de retorno es el sistema o carga de aire de retorno que pueden ser 35 a 40% de la carga total. El sistema I/D permite que la porción de aire de retorno disipe la carga en el aire de retorno; ésto no está incluida en la carga total del

sistema, de tal manera que la capacidad de enfriamiento puede ser seleccionada para satisfacer la cantidad sensible del cuarto solamente.

Para extraer la carga del lado del retorno el sistema de enfriamiento opera al 100% de aire exterior incluyendo inherente en funcionamiento el sistema I/D. El enfriamiento del sistema es una extensión del ciclo economizador. La energía usada por las etapas evaporativas para enfriar el aire exterior es sustancialmente menor que la requerida por un sistema convencional que enfría aire mezclado a la temperatura del aire de suministro equivalente.

Bajo cargas parciales cuando la  $T_{b,e}$  del ambiente exterior decrece la correspondiente  $T_{b,i}$  también decrece. Esto provoca que la la temperatura de aire de suministro de la etapa evaporativa decrezca, incrementando la capacidad del sistema. Como las unidades terminales de VAV responden a condiciones de carga parciales y reducen la cantidad de suministro de aire del sistema, la velocidad a través del sistema I/D decrece causando una reducción adicional en la temperatura del aire de suministro y un incremento adicional en la capacidad del sistema.'



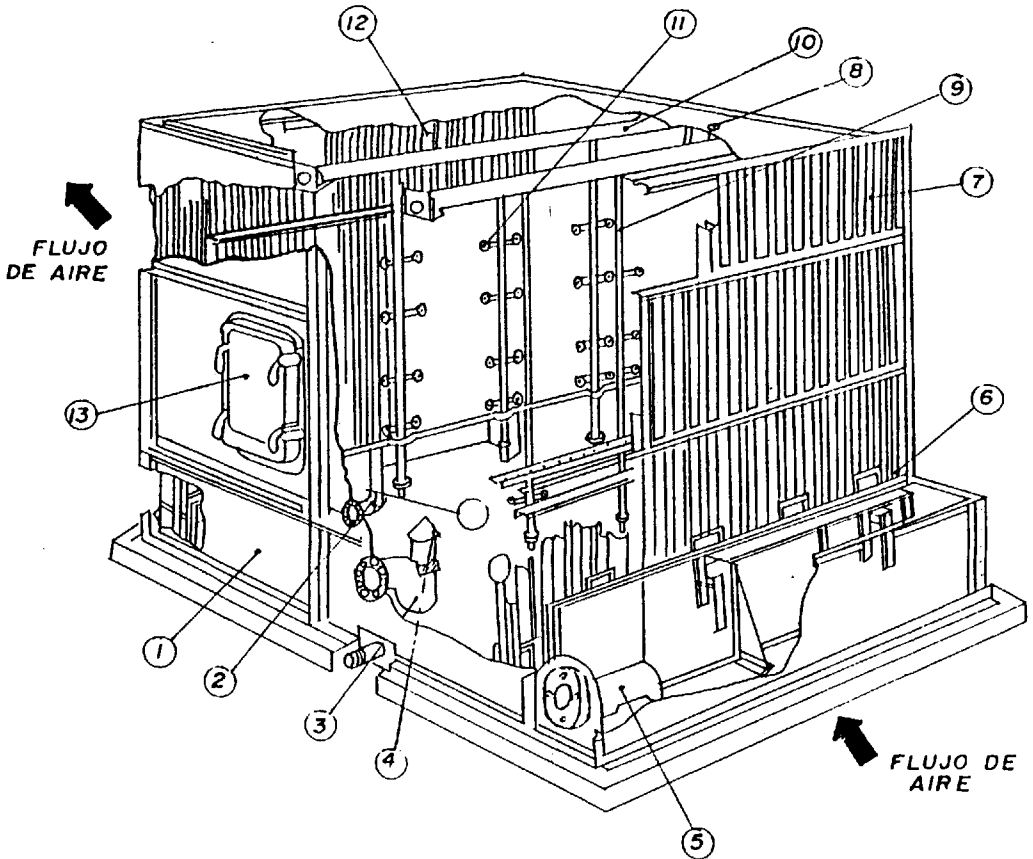
Hay también una reducción en la caída de presión del sistema de suministro de aire, que decrece el consumo en KW y la potencia al freno del motor del ventilador 2.5

## 2.5 LAVADORES DE AIRE

### 2.5.1 LAVADOR DE ESTACION CENTRAL

El tipo de equipo lavador más comunmente aplicado es el de estación central, destinado a ser incorporado en los aparatos unitarios o autocontenidos.

Este lavador consta de una cámara rectangular de acero, cerrada superior y lateralmente y montada sobre un depósito o tanque de agua hermético poco profundo de acero u hormigón. Deflectores colocados en el extremo de entrada de aire del lavador producen flujos uniformes del aire en el lavador y reducen el efecto de rociado inverso de agua en la cámara de entrada que se producen a consecuencia de las corrientes de remolino del aire. En el extremo de salida de aire del lavador se proveen eliminadores para suprimir las gotitas de agua arrastradas. (Fig. 16). Dentro de la cámara de rociado del lavador dos series de boquillas de rociado opuestas producen finísimas gotas distribuidas uniformemente.



1.- TANQUE

2.- VALVULA DE FLOTACION

3.- SIFON

4.- TAPA

5.- SUPRESOR DE TORBELLINO

6.- REJILLAS DE ASPIRACION

7.- HOJAS DE PANTALLA

8.- LUZ PILOTO

9.- TUBO VERTICAL (REGULADOR)

10.- COLECTOR

11.- BOQUILLAS DE ROCIADO

12.- PLACAS ELIMINADORAS

13.- PUERTA DEL LAVADOR

FIG. 16.- LAVADOR DE ESTACION CENTRAL

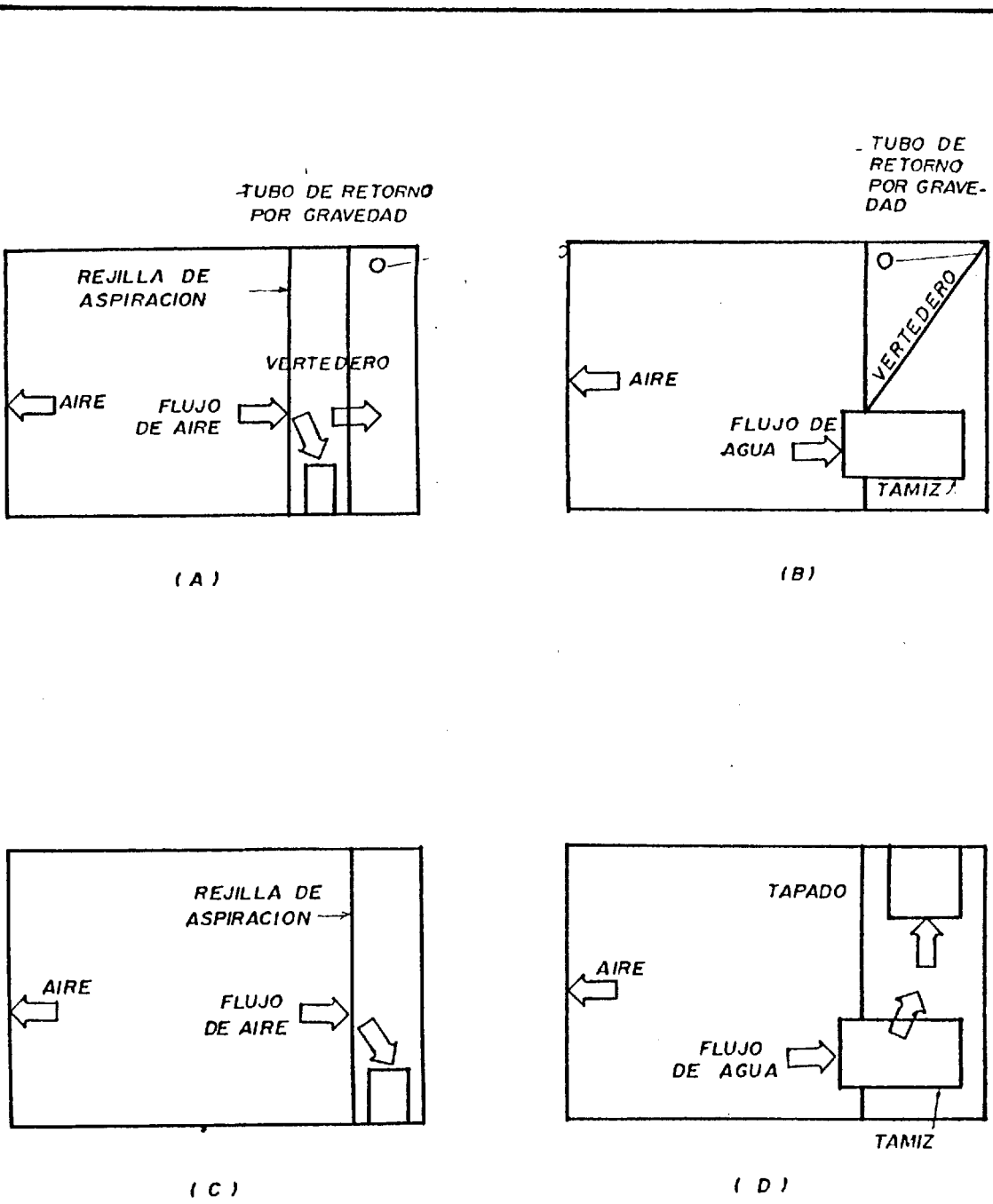


FIG 17.- DISPOSICIONES DE TANQUE DE ESTACION CENTRAL

Después de entrar en contacto con el aire, el agua se recoge en el tanque y es retornada a los rociadores por una bomba de recirculación. El contacto íntimo entre el agua rociadora y el flujo de aire provoca transferencia de calor y masa entre el agua y el aire. (Fig. 17)

Un lavador de estación central puede proyectarse para ser usado como humectador o deshumectador. Generalmente un deshumectador presenta al aire una trayectoria más corta que un humectador.

#### 2.5.2 LAVADORES COMPACTOS O DE ALTA VELOCIDAD.

El diseño y la función de estos lavadores son comparables con los de estación central, en la mayoría de los casos. Otros tipos de lavadores compactos se fundan en el humedecimiento de un relleno fibroso o de un juego de almohadillas colocado en la corriente de aire.

El lavador ilustrado de la figura funciona con velocidades en la cámara de aire de rociado del orden de 1200 a 1800 fpm (6 a 9 m/s) y por consiguiente es menos voluminoso que un lavador de estación central para el mismo volumen de aire. Algunas veces se han aplicado velocidades cerca de 2400 fpm (12 m/s) pero el rango aceptado como óptimo esta entre los 1200 a 1600 fpm ( 6 a

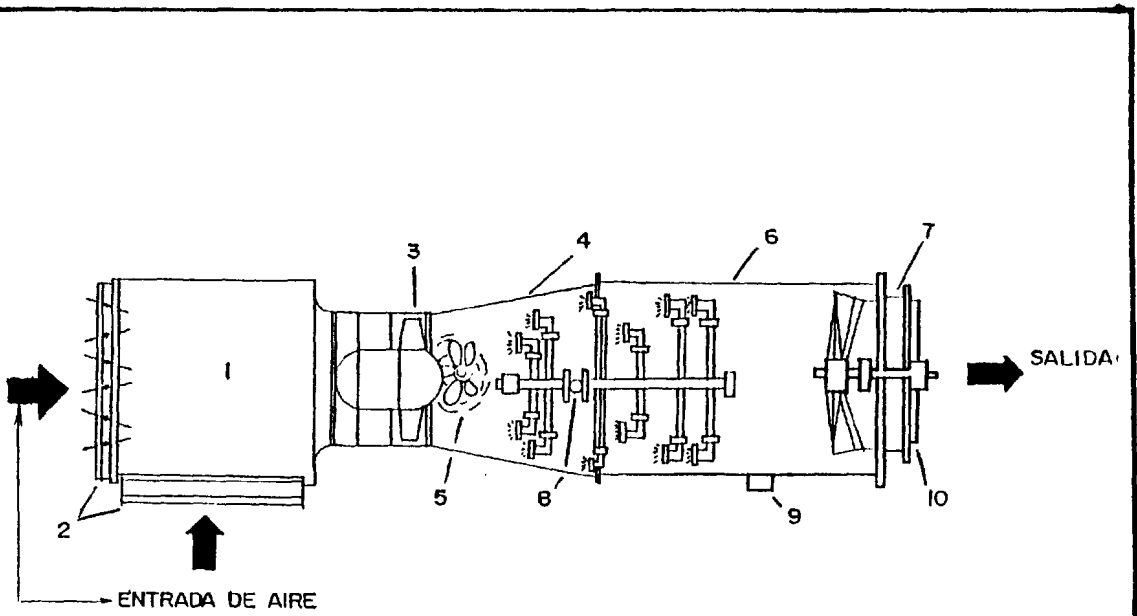
8 m/s). La fig. 18 indica la trayectoria del aire a través de los componentes de la unidad. Este incluye un plenum para la mezcla del aire de entrada, un ventilador de aletas axiales, una sección de rociado y un eliminador giratorio.

El aire es tratado en dos a seis secciones de rociado y desprovisto de la suciedad otras partículas de la atmósfera. Después de su contacto en el aire, el agua pasa desde la sección de rociado a un tanque central desde el cual es recirculada.

### 2.5.3 APLICACIONES

Los lavadores de aire se emplean principalmente en aplicaciones de acondicionamiento industrial del aire. El uso de pulverizadores o rociadores permite obtener la humectación o el EE, según convenga. Además los pulverizadores proporcionan un grado de control de humedad que no es posible cuando se emplean serpentines únicamente.

El equipo lavador es eficaz para suprimir ciertos tipos de olores y suciedad del aire. En aplicaciones en que las rejillas pueden llegar a atascarse con partículas sólidas contenidas en la atmósfera, los lavadores requieren un cierto mantenimiento.



1... PLENON DE ENTRADA

2... PERSIANAS

3... SECCION VENTILADOR

4... SECCION DIFUSORA

5... HUMECTADOR DE VAPOR

6... SECCION ROCIADORA

7... SECCION ELIMINADORA

8... CONEXION DE AGUA DE ROCIADO

9... CONEXION DE DRENAJE

10... CONEXION DEL CONDUCTO DE ALIMENTACION.

FIG. 18 ... LAVADOR DE ALTA VELOCIDAD .

Esta flexibilidad de función se obtiene con un costo relativamente bajo de equipo por unidad de aire entregado. Con un equipo de peso relativamente pequeño, se obtiene una gran capacidad de tratamiento de aire.

Sin embargo este tipo de equipo es hidráulicamente abierto, por lo que presenta problemas en el proyecto de tuberías y en el equilibrio del sistema. Como los flujos de aire y de agua en el aparato son paralelos y como ordinariamente en una aplicación de deshumectador se emplea el retorno del agua por gravedad, el tamaño de los tubos tiende a ser mayor en un sistema abierto y el sistema de tubería y el aislamiento son más costosos.

La pulverización del agua a altas presiones, en un equipo lavador, producen un nivel de ruido suficientemente alto para ser recusables en algunas circunstancias. La eliminación del ruido no suele ser necesaria en los equipos usados en fábricas o locales ya que allí existen altos niveles de ruido; pero en aplicaciones más críticas debe investigarse la eliminación.

El lavador unitario compacto no necesita ser instalado en sala de máquina. Es más cómodo



adaptable en casos de instalación por zonas.

La instalación de lavadores centrales tienen nivel bajo de ruido y costo de funcionamiento del ventilador también bajos. Generalmente se necesita menos tubería que en el compacto cuando se les utiliza como deshumectadores en una instalación dada.

Se pueden adquirir lavadores de estación central para descargas de aire de 50 a 10000 m<sup>3</sup>/min (1650 a 330000 CFM). Existen lavadores compactos de rociado dentro de un margen de descarga de 200 a 1300 m<sup>3</sup>/min (6600 a 43000 CFM).

#### 2.5.3.1 HUMECTADOR

Un humectador pulverizador o de rociado puede proporcionar EE y aún calefacción si se desease. Es particularmente adecuado para aplicaciones en que han de ser disipadas grandes cantidades de calor sensible y en las que tienen que ser mantenidas humedades relativas altas sin necesidad de controlar la temperatura seca por encima de un mínimo preescrito. Este tipo de equipo lavador humectador se ha



empleado extensamente en el acondicionamiento de las dependencias industriales en que se fabriquen o se traten materiales higroscópicos. En estas industrias están incluidas la textil, la de fabricación de papel, tipográficas y la del tabaco.

Frecuentemente se utiliza un sistema complementario de atomizadores interiores conjuntamente con un humectador de rociado a fin de reducir el costo inicial del sistema. En los humectadores de rociado se requiere la recirculación del agua sin enfriamiento. La recirculación tiene lugar en el aparato en el caso de lavador de estación central. Con lavador compacto, la recirculación del agua se produce centralmente.

#### 2.5.3.2 DESHUMIDIFICADOR

Un deshumectador de rociado proporciona el enfriamiento sensible y la deshumectación durante la estación caliente y más húmeda y el EE durante el resto del año; si fuera necesario

la calefacción también puede proporcionarse. Se la utiliza donde tienen que ser mantenidas uniformes humedades relativas bajas y cuando las temperaturas secas tengan que ser controladas para que se mantengan en un nivel de confort. Para esta aplicación se requiere una fuente de agua enfriada.

En una instalación de sistema múltiple de estación central, la cantidad de agua recirculada permanece constante para cada lavador, y el agua enfriada es introducida en cantidades variables en la bomba de recirculación durante el proceso de deshumectación. El exceso de agua que vuelve al tanque lavador es o bien rebombeado hasta el tanque colector central o lo que es más corriente, drenada desde el lavador hasta el tabique central por gravedad. Si se emplea retorno por gravedad en el tanque del lavador se requiere un vertedero para mantener el nivel de agua constante. La velocidad de retorno en una aplicación de bombeo

inverso se puede variar mediante una válvula de control mandada por un dispositivo de nivel del agua del tanque. La potencia de la bomba de retorno debe ser suficiente para que tenga una capacidad de 10 al 20% mayor que la necesaria. En cualquier caso, la cantidad de agua enfriada admitida en el aparato debe ser limitada a un máximo del de la cantidad de agua recirculada.

En la fig.19 hay varias disposiciones de tanque de estación central. Se grafican deshumectadores de retorno para bombeo o aplicaciones de EE.

Aunque los lavadores compactos de rociado pueden estar dispuestos de la misma manera que los lavadores de estación central, ordinariamente están alimentadas directamente con agua enfriada sin recirculación en la unidad. Por consiguiente la densidad de rociado varía con la carga. El retorno del agua se efectúa por gravedad hasta un tanque colector central.

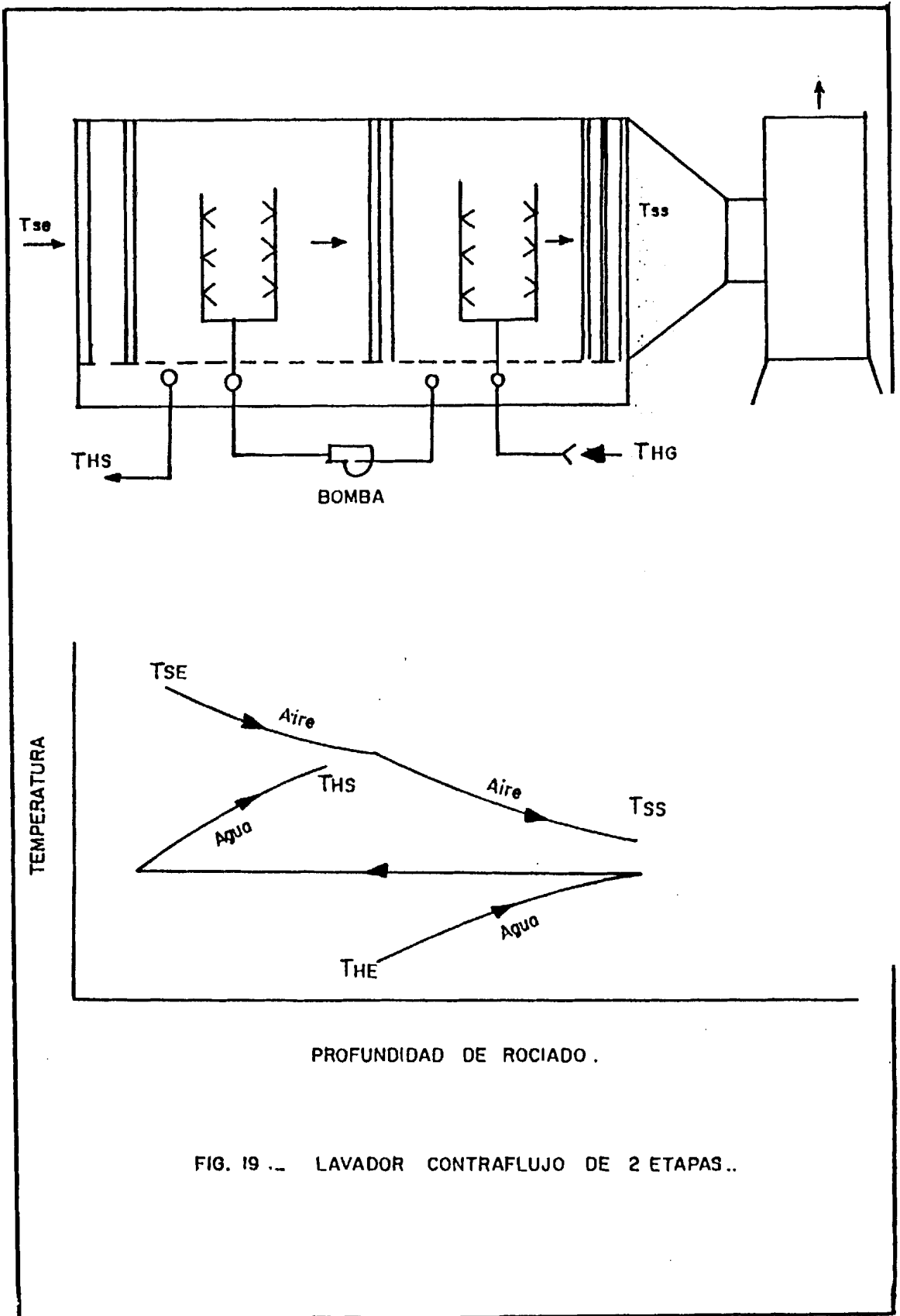


FIG. 19 ... LAVADOR CONTRAFLUJO DE 2 ETAPAS..

Cuando no sea necesaria la refrigeración, la bomba de agua enfriada que alimenta al deshumectador de rociado de la estación central no funciona.

Aunque el contacto directo del aire y del agua de rociado en un lavador producen la transferencia de calor como el proceso de contraflujo que es posible con un serpentín. La fig.19 ilustra un método de obtener un proceso de contraflujo con un deshumectador de rociado de dos etapas. El flujo es paralelo a través de cada etapa individual. Con esta disposición la temperatura del agua enfriada puede ser más alta o el caudal del agua puede ser menor.

## 2.6 MANTENIMIENTO Y TRATAMIENTO DE AGUA.

Una inspección y mantenimiento de los EE lavadores de aire y equipos auxiliares aseguran un servicio apropiado y la eficiencia del sistema. Los usuarios deben seguir conscientemente las recomendaciones aceptadas para el mantenimiento y los procedimientos para la operación. Adecuándose a ella se minimizaría

la influencia de los equipos de la climatización convencional en la distribución de las posibles contaminantes que se transportan en el aire. Las líneas de agua, la distribución del agua en las almohadillas, las bombas y los filtros deber ser limpiados y dejarlas limpias de suciedad, escamas o desechos, etc. Con un flujo de agua inadecuado se produce en el medio evaporativo una reducción de la eficiencia de enfriamiento. El agua y los filtros de aire deben ser limpiados o reemplazados de ser requerido. Debe mantenerse un apropiado nivel de agua y de la presión de rociado. El purgado es el medio más práctico para minimizar la acumulación de escamas. La tasa de purga debe ser del 50 al 100% de la tasa de evaporación; dependiendo de la dureza del agua. Debe hacerse inspecciones regulares para asegurar que la tasa de purga se mantenga y sea adecuada.

Un pretratamiento del agua de suministro con sales cuaternarias u otros químicos que intentan detener los materiales disueltos en suspensión para un tratamiento de agua local. Usando agua tratada por un suavizador que intercambia iones tipo zeolita no se recomienda, debido a que el cambio en la zeolita de calcio por sodio resultan escamas voluminosas suaves que son altamente corrosivas para el hierro galvanizado. Cualquier agente químico utilizado no debe perjudicar

las cabinas, pads o los materiales del intercambiador de calor.

Deben realizarse chequeos periódicos para algas, lama y crecimiento de bacterias.

Los motores y rodamientos deben ser lubricados y las poleas de los ventiladores chequeadas como se requiera.

Las unidades que tienen intercambiadores de calor con una superficie mojada totalmente en el exterior de los tubos y los materiales que no estén afectados por químicos deben ser desescamados periódicamente con un agente químico comercial y luego fluidizados. Los depósitos de escamas minerales en un intercambiador de calor de una unidad indirecta húmeda son usualmente suaves y permiten humedecerse atravezando el tubo evaporándose en la superficie del tubo. Las escamas de mayor espesor producen una pérdida en el intercambio de calor y deben ser removidas. El sistema de rociado del lavador de aire requiere mayor atención, las tuberías parcialmente obstruidas están afectadas por una elevación en la presión del rociado, mientras una caída en la presión es síntoma de orificios corroídos. Los filtros pueden minimizar este problema. La operación continua requiere también un baipase alrededor de los filtros de la línea de

tubería o filtros dúplex. Los tanques de lavado de aire deben ser drenados y los depósitos de suciedad regularmente removidos. Los eliminadores y desviadores deben ser periódicamente inspeccionados y pintados para preveer los daños por corrosión.





## CAPITULO 3

### 3. APLICACION AL DISEÑO PRELIMINAR DE AIRE ACONDICIONADO A UN EDIFICIO DE OFICINAS DE UNA CIUDAD EN LA REGION INTERANDINA ECUATORIANA.

#### 3.1 ALCANCE DEL ESTUDIO

1.- En este estudio preliminar se desea analizar en términos generales el diseño de aire acondicionado para un edificio proyectado para el funcionamiento de oficinas públicas en la ciudad de Quito.

2.- Se consideran tres alternativas para efectos de comparación del sistema más adecuado para que cumpla con los requerimientos que se establecen.

Los sistemas estudiados serán enfriamiento convencional por compresión de vapor ,con enfriamiento evaporativo y ventilación mecánica.

No es la finalidad de este estudio la de analizar minuciosamente todos los espacios del edificio; más bien se elaborará un concepto general de acondicionamiento de aire para edificios de oficina que bien puede ser utilizado a lo largo de toda la

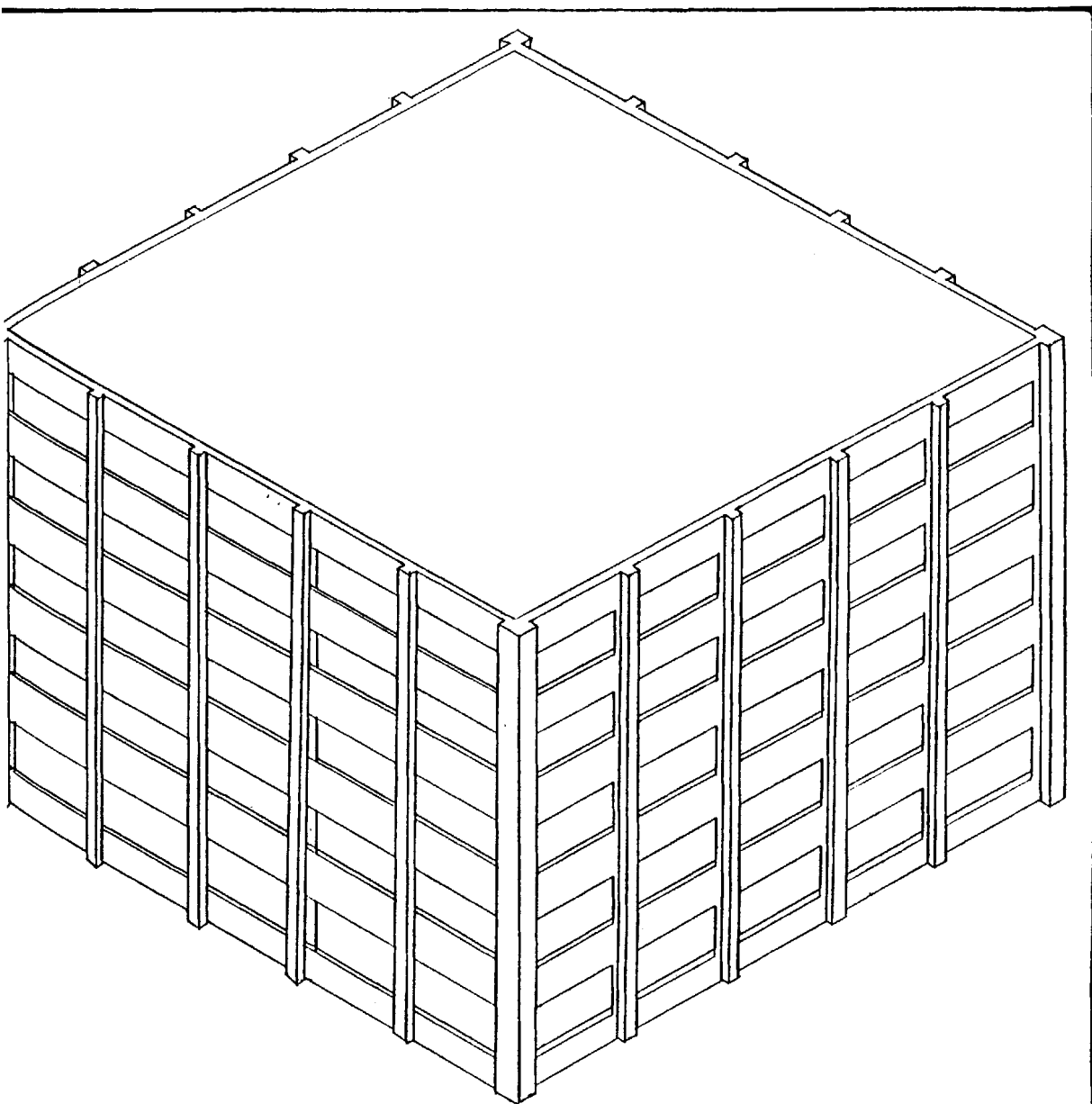


FIG. 20.- EDIFICIO DE OFICINAS PUBLICAS

región interandina o similares condiciones ambientales.

### 3.2 CARACTERISTICAS DEL LOCAL.

Se tomará para el estudio un edificio para oficinas ubicado en la región interandina bien podría ser en la ciudad de Quito, que tiene una ubicación geográfica siguiente:

Longitud: 78° 32' W

Latitud: 0° 13' LS

Elevación: 9950 pies.

El edificio en cuestión tiene 5 pisos, ubicado y dispuesto como lo indica la figura 20. El tipo de construcción es moderno, con ventanas selladas, lo cual obliga a manejar un sistema de ventilación controlado para poder alcanzar las condiciones de confort deseables.

Para la determinación de las cargas de un diseño preliminar, se hará la simplificación siguiente:

Todas las plantas son idénticas desde la planta baja al último piso que dan un total de 5 plantas.

Además se toman los siguientes factores de carga:

Area total de piso por cada planta: 88' \* 88'

Area neta de piso por cada planta: 88' \* 88'

Altura de piso a piso: 12.5'

Altura de piso terminado a cielo raso: 8.5'

Antepecho: 3'

Altura de Cristal: 5'

Ancho de Cristal por pared (Vidrio a todo lo ancho):  
88"

Valores de "U" en BTU por pie<sup>2</sup>/ºF

Paredes: 0.13

Cubierta: 0.15

Vidrio: 1.13

Color de paredes expuestas (todas): claro

Tipo de construcción: Mediana

Factor de Vidrio ahumado: 0.70

Carga adicional de equipos eléctricos: 0.5 W/pie<sup>2</sup>

Ocupantes: 60 pies<sup>2</sup> por persona.

### 3.3 CONSIDERACIONES GENERALES DEL DISEÑO.

Las cargas de aire acondicionado se calcularan bajo las condiciones siguientes:

Temperatura de bulbo seco exterior  $T_{db}$ : 72ºF (22,22ºC)

Temperatura de bulbo húmedo  $T_{wb}$ : 62ºF (16,67ºC)

Variación Diaria (daily range) VD: 32ºF

Temperatura de bulbo seco interior  $T_{di}$ : 75ºF (25,50)

Humedad relativa exterior HR: 62%

Temperatura de bulbo húmedo interior  $T_{wi}$ : 63ºF (17ºC)

### 3.4 ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO Y CAUDAL DE AIRE PARA EL PROYECTO.

#### 3.4.1 CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

El procedimiento para la estimación de la carga de enfriamiento utilizados para el presente caso es a través del método de temperatura equivalente propuesto por la CARRIER AIR CO., que se presenta en el "Hanbook of Air Conditioning System Design" -1981-, los pasos a seguir se encuentran en el apéndice B de este estudio

#### 3.4.2 CALCULO DEL CAUDAL DE AIRE

Como quedó explicado en secciones anteriores, el caudal de aire CFM se calcula mediante la relación:

$$Q_{r,i} = q_s / f * (T_{s,i} - T_{s,s})$$

$Q_{r,i}$  = Caudal de aire (pie<sup>3</sup>/min) a la hora y día de diseño.

$q_s$  = Calor sensible (BTU/H) para la hora y día de diseño.

$T_{s,s}$  = Temperatura seca de suministro diseño.

$T_{s,i}$  = Temperatura seca interior de diseño.

Puesto que se está considerando una altitud por

encima del nivel del mar (9500 pies) el factor para esta altitud es de 0.705.

La ecuación quedaría como sigue:

$$Q_{r1} = q_{\dots} / 0.705 * (T_{\dots1} - T_{\dots})$$

### 3.4.3 RESULTADOS DEL CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO Y DEL CAUDAL DE AIRE PARA DIFERENTES CONDICIONES DEL PROYECTO

Estos cálculos son realizados con la ayuda de un computador y la hoja electrónica LOTUS 1-2-3 con los métodos y formas de cálculo que se indicaron anteriormente. Los resultados considerando un día de diseño que son distintas condiciones que se dan a lo largo de un año de operación son como siguen:

HORA	T SECA EXT	BTU/H
7	42.2	232500
8	45.1	312500
9	49.3	392500
10	54.1	472857
11	59.5	553500
12	64	623750
13	68.5	693900
14	71	773500
15	72	835700
16	71	870000
17	68.8	747800
18	65.3	625700
19	61.1	503214
20	54.1	165800

### 3.5 ANALISIS PSICROMETRICO Y SELECCION DEL EQUIPO

Las figuras 21 y 22 muestran el análisis psicrométrico para las distintas alternativas de EE con resultados conseguidos a distintas temperatura con el fin de investigar las condiciones internas resultantes en el interior del local. Los sistemas usados son:

A.- Con enfriamiento evaporativo con flujo directo

B.- Con enfriamiento evaporativo directo/indirecto

La figura 21 contiene los resultados tomando en cuenta un rendimiento de saturación de la unidad evaporativa del 90%, obteniendo las distintas temperaturas de suministro de aire dependiendo de la temperatura exterior. Siguiendo la línea de la ganancia sensible del local hasta 75 °F se puede notar que los distintos porcentajes de humedad relativa están en el orden del 39% para temperaturas secas exteriores de 50 °F y del 65% para temperaturas cercanas a los 75 °F. Algunos de estos puntos caen dentro de la zona de confort. Analizando el gráfico de confort y los resultados en la aplicación de un sistema de enfriamiento evaporativo directo, se obtiene que cuando las temperaturas secas exteriores son mayores a 68 °F, la humedad relativa es muy elevada (superior al 60%), habiendo entonces necesidad de deshumidificar el aire para poder obtener condiciones dentro de los límites de confort.

Nº	T. EXTERIOR °f	T. SUMINISTRO °f	LOCAL
1	75 / 62	63,3	75 / 63 %
2	71,6 / 61	62,1	75 / 60 %
3	68 / 59	59,9	75 / 57 %

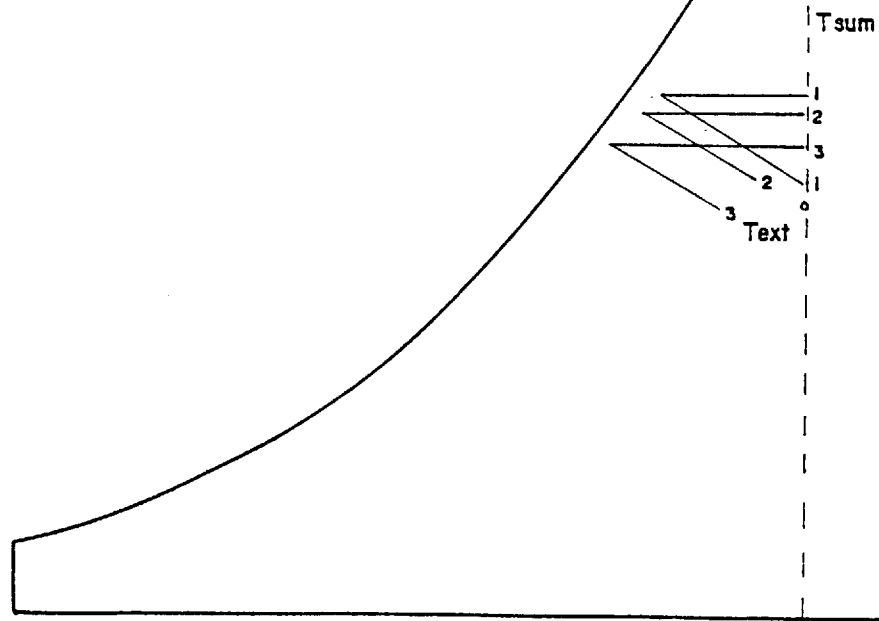


FIG. 21. ... RESULTADOS USANDO ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO ...



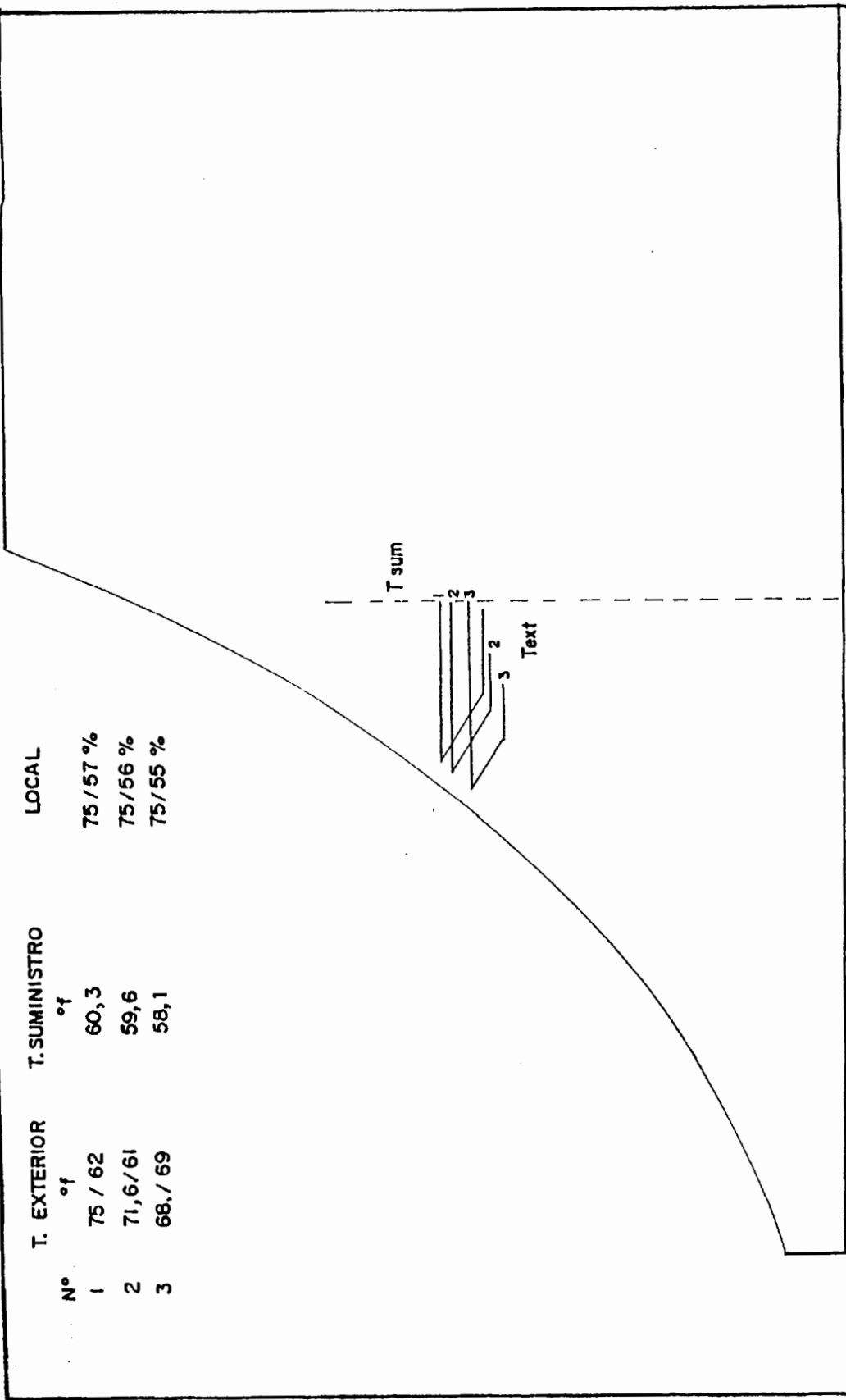


FIG. 22 .- RESULTADOS USANDO ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO .-

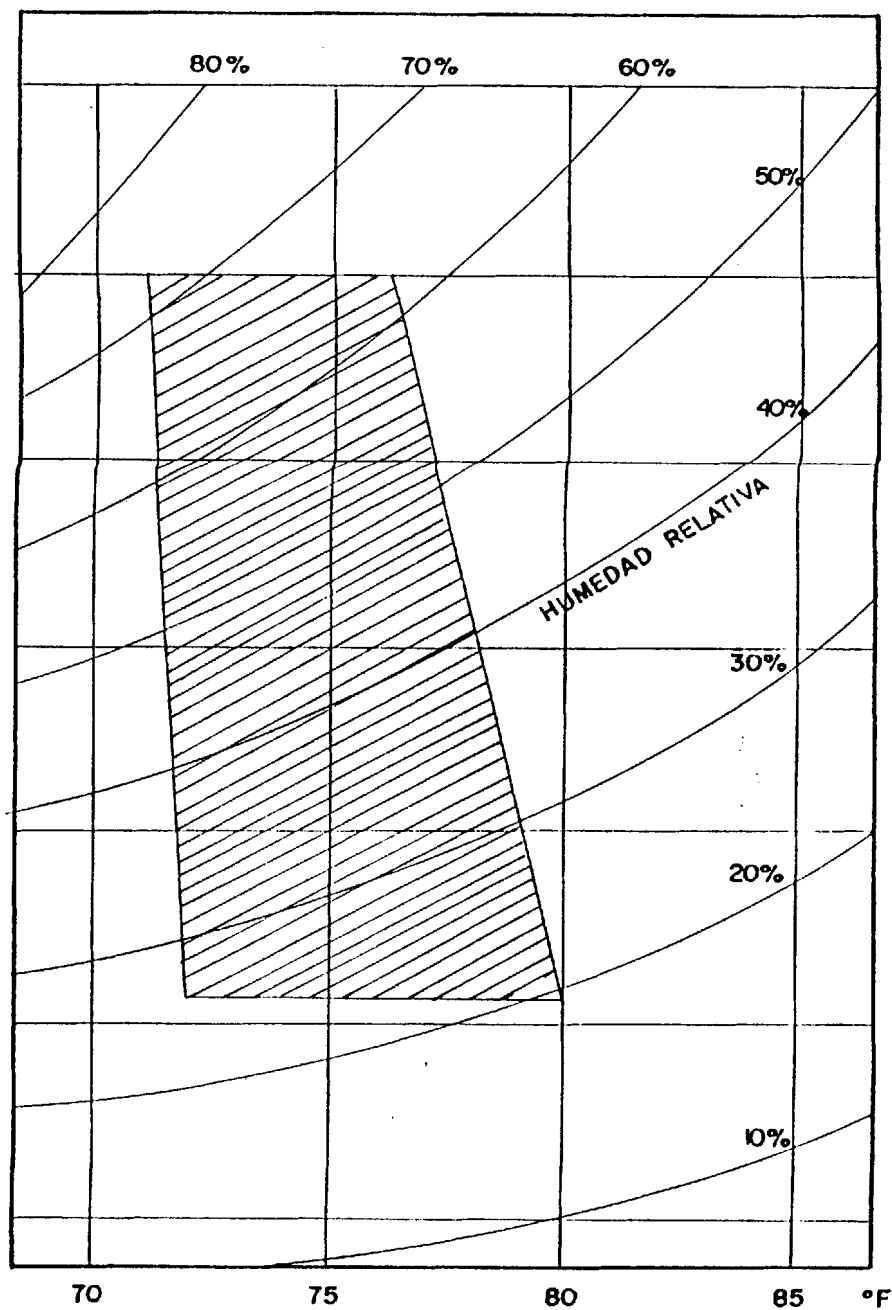


FIG. 23.- GRAFICO DE CONFORT .

La figura 22 grafica un proceso considerando una preenfriamiento en una etapa EI del aire exterior con 60% de eficiencia del equipo que luego pasa por la etapa de enfriamiento directo con 90% de eficiencia del equipo. En esta se puede observar que los niveles de preenfriamiento del aire que ingresa al equipo directo están por el orden de 67.8 °F para temperaturas exteriores de 75 °F, y al interior del local se obtienen temperaturas dentro de los límites de confort (ver figura 23).

### 3.6 ANALISIS COMPARATIVO DEL ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO Y LOS SISTEMAS CONVENCIONALES DE VENTILACION MECANICA USADOS EN LA REGION INTERANDINA.

El siguiente análisis pretende estimar y comparar las economías energéticas resultantes al aplicar un sistema de enfriamiento evaporativo, un sistema convencional de enfriamiento por compresión de vapor y por ventilación mecánica. Los sistemas de enfriamiento evaporativo para el estudio serán:

- usando enfriamiento directo con aire exterior
- usando etapa de preenfriamiento indirecto y otra de enfriamiento directo de aire exterior

Para realizar este análisis se tomarán los elementos básicos usados por el método acumulador para el

cálculo de energía; esto es, realizar cálculos de energía instantáneos a varias temperaturas exteriores diferentes por termómetro de bulbo seco y ponderar cada resultado por el número de horas de ocurrencia de la temperatura dentro de cada acumulador. Se tomará de referencia para el número de ocurrencia de las temperaturas mostradas en la tabla para este efecto y los valores de las temperaturas húmedas utilizados que guardan relación con los valores promedio de las temperaturas secas presentadas.

#### 3.6.1 USANDO ENFRIAMIENTO DIRECTO CON AIRE EXTERIOR

Generalmente estos sistemas abiertos, directos, están dimensionados de modo que satisfacen toda la carga sensible utilizando corrientes de aire directas ( sin recirculación de aire de retorno o mezcla con aire exterior). Para el presente caso el procedimiento se ha hecho como sigue:

- Para cada acumulador de temperatura seca, se calcula la aproximación de la temperatura del aire de suministro a la temperatura media húmeda coincidente, considerando una efectividad de intercambio térmico por evaporación directa del 90%.
- Se establece la carga sensible de enfriamiento necesaria para las condiciones de diseño y para

las otras condiciones de temperatura significativas.

- A continuación se calcula el suministro de aire para la temperatura de suministro del acumulador correspondiente

- Para el acumulador en cuestión la carga de enfriamiento sensible proporcionada por un sistema evaporativo para el aire a una altura de 9500 pies de altura sobre el nivel del mar está dado por:

$$Q_s = 0.705 * (T_{s1} - T_{s2})$$

- Si la capacidad de enfriamiento es insuficiente se requiere de enfriamiento auxiliar o debe esperarse una temperatura de la habitación más elevada, coherente con la relación de capacidad a carga para el acumulador que se trata.

- A continuación se determinan las necesidades de potencia del ventilador y bombeo (kW), para determinar la energía eléctrica de entrada para la unidad de enfriamiento evaporativo.

- Se utilizarán para la bomba un valor típico de 1.3 GPH/1000 CFM que da un consumo eléctrico aproximado de 0.0012 kW/1000 CFM.

- Para el cálculo de la potencia para vencer la fricción del aire en la unidad evaporativa se utilizará el valor nominal de 0.12" H<sub>2</sub>O que da un consumo aproximado de 0.04 kW/1000 CFM.

- El COP del sistema se convierte en la relación de la capacidad de refrigeración a la energía eléctrica de entrada (kW/kW).

- Finalmente la proporción de ahorro de energía, en comparación con un sistema convencional de enfriamiento; es la diferencia entre la aportación eléctrica al sistema convencional y la aportación al sistema evaporativo que se expresa así:

$$(kW_{EED}/COP_{EED} - kW_{conv}/COP_{conv})$$

- Se asume un  $COP_{conv} = 3.2$  para equipo de enfriamiento convencional.

- El ahorro de energía para el acumulador en cuestión es la diferencia habida en la potencia eléctrica arriba calculada, multiplicada por el número de horas de funcionamiento de ese acumulador.

- Estos cálculos se repiten para los demás acumuladores y los ahorros de energía quedan expresadas en kWh.

- Adicionalmente se calcula la razón de la potencia operativa entre los sistemas en análisis.

Se utiliza este sistema con aire mezclado para mantener un control de entalpía (humedad) adecuado, dentro de los límites de confort. Un control de entalpía provoca la mezcla de aire exterior y el de retorno para mantener la entalpía constante.

Los criterios utilizados para delimitar los rangos de temperatura para el funcionamiento del sistema están de acuerdo a los estudios de Lindeback, ya mencionados en capítulos anteriores. En todo caso, cualquier mezcla de aire con el aire de retorno no beneficiará a las condiciones deseables para el presente proyecto.

La siguiente es la hoja de cálculo que fue preparada para realizar los cálculos previos del análisis.

CUADRO DE ANALISIS COMPARATIVO DE SISTEMA DE EED-CONVENCIONAL

## \*\*\*DATOS DE CONDICIONES DE DISEÑO\*\*\*

T INTERIOR	=	75,00
% EFF E.E	=	90
in.H2O-FRIC AIR EE	=	0,20
Kw FRIC AIR /1000CFM	=	0,04
CONS: GPH/1000 CFM	=	1,30
Kw BOMBA/1000CFM	=	0,0012
COP CONV (kw/kw)	=	3,20

## \*\*\*TABLA "A" DE ANALISIS COMPARATIVO 1 DE EED\*\*\*

MARGEN DE TS	72.0-75.2	68.8-71.9	64.6-68.7
TS EXT SIGNIFIC	75,0	71,9	68,0
TH MEDIA COINC.	62,0	60,5	59,0
HS. OPERACION	14	290	880
T SUMIN AIRE EVAP	63	62	60
MBTU/H SENS	870	845	767
MBTU/H SENS DE EE	679	753	772
CFM	82270	79905	72530
FRACC DE TOT DE EE	0,78	0,89	1,01
KW DE BOMBA	0,10	0,10	0,09
KW FRIC AIR EE	3,29	3,20	2,90
KW USANDO SIST EE	3,39	3,29	2,99
COP DE EE	59	67	76
KW USANDO SIST CON	107	104	94
KWh AHORRO ANUAL	1447	29118	80201
RAZ.CONS ENERGIA	0,03	0,03	0,03

TOTAL DE HORAS OPERACION DE EED	=	1184
%HORAS OPERACION DE EED ANUAL	=	47,36
KWH TOT AHORRO ANUAL	=	110765
AHORRO ANUAL @ .084 U.S\$ POR KWH	=	\$ 9304.-



### 3.6.2 USANDO FRENFRIAMIENTO INDIRECTO Y ENFRIAMIENTO DIRECTO DEL AIRE EXTERIOR

El sistema para el cual está basado el análisis comparativo es que muestra la figura 24. Esta aproximación usará los elementos que se tomaron en cuenta anteriormente; es decir, se requiere el cálculo de la carga del ambiente, al cálculo de las cargas de aire de retorno y del aire exterior, del rendimiento y de la potencia de operación del sistema EI en cada uno de los diversos acumuladores de temperatura seca a la temperatura del aire de impulsión anterior.

- La capacidad de refrigeración del aparato evaporativo está basada en el caudal de la corriente de aire de suministro a través de cada núcleo del lado seco del aparato de evaporación, con una efectividad típica del 60%.

- A continuación se calcula la caída de temperatura del aire de suministro a través del lado seco del equipo enfriador de la siguiente manera:

$$\Delta T = P.F. * (T_{\text{lado seco}} - T_h)$$

- La capacidad de enfriamiento del equipo de EE está dado por

$$q_e = CFM * 0.705 * \Delta T$$

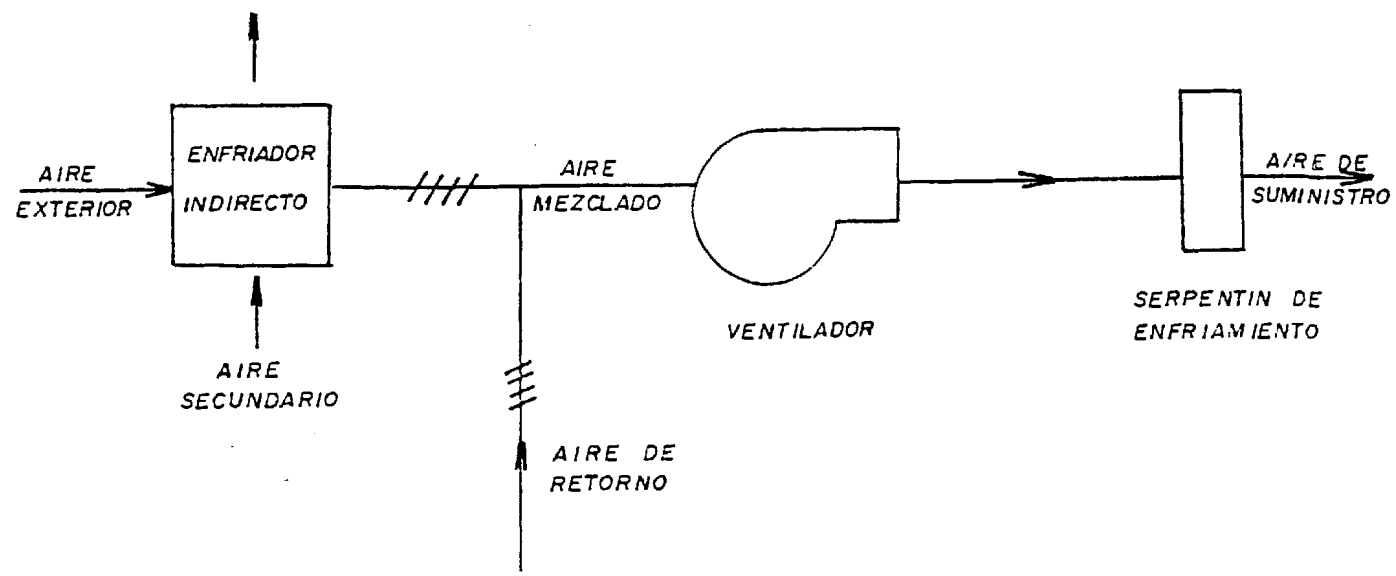


FIG 24. — PREENFRIAMIENTO INDIRECTO DEL AIRE EXTERIOR

- Se estima la potencia de los ventiladores considerando la caída presión típica en el lado seco de 0.2" H<sub>2</sub>O y en el húmedo de 0.15" H<sub>2</sub>O, con una eficiencia del 80% cada uno. El cálculo de la potencia está dada por:

$$\frac{\text{CFM} \cdot \text{plg H}_2\text{O}}{6350 \cdot \text{Eff}}$$

- Para el cálculo de la bomba se consideró un consumo típico de 0.03 kW/1000 CFM.

- El COP del sistema es la relación de capacidad de enfriamiento respecto a la acometida eléctrica. Para el caso del sistema convencional es de 3.2.

- A continuación tratamos el equipo directo de la misma manera como quedó explicado anteriormente

- Finalmente la proporción de economías de energía en comparación con un sistema convencional, es la diferencia entre la acometida eléctrica del sistema convencional y la acometida eléctrica del sistema evaporativo. Cuando estas proporciones se multiplican por el número de horas de funcionamiento de cada acumulador, y se suman para todos los acumuladores, se obtienen los ahorros anuales de energía.

Con los resultados de la temperatura a la salida

del enfriador evaporativo y la temperatura deseada a la salida de un enfriador convencional se calcula la capacidad del serpentín para cualquiera de los casos anteriores a través de la siguiente relación:

$$\text{BTU/H} = \text{CFM} * \Delta T * 0.705$$

siendo:

$\Delta T$  = temperatura a la salida del EE - temperatura a la salida del enfriador convencional.

La hoja a continuación elabora los cálculos correspondientes al presente análisis.

CUADRO DE ANALISIS COMPARATIVO DE SISTEMA I/D-  
CONVENCIONAL

\*\*\*DATOS DE CONDICIONES DE DISEÑO\*\*\*

T INTERIOR = 75

\*\*\*\*\*DATOS E.E.D.

% EFF E.E.D = 90  
in.H2O-FRIC AIR EE = 0,2  
Kw FRIC AIR /1000CFM = 0,0400  
CONS: GPH/1000 CFM = 1,3  
Kw BOMBA/1000CFM = 0,0012

\*\*\*\*\*DATOS DE E.E.I.

% EFF E.E.I = 60  
EFF FAN SECO = 0,8  
in. H2O = 0,2  
EFF FAN HUMEDO = 0,8  
in. H2O = 0,15  
Kw BOMBA/1000CFM = 0,03  
COP CONV (Kw/Kw) = 3,2

TABLA "B" DE ANALISIS COMPARATIVO DE EE I-D

MARGEN DE TS	72.0-75.2	68.8-71.9	64.6-68.7
TS EXT SIGNIFIC	75,0	71,9	68,0
TH MEDIA COINC.	62,0	60,5	59,0
HS. OPERACION	14	290	880
T SALIDA AIRE EEI	67,20	65,06	62,60
TH SALIDA EEI	59,5	59	58
T SUMINISTRO LOCAL	60,27	59,61	58,10
MBTU/H SENS	870	845	767
MBTU/H SENS DE EE	854	867	864
CFM	82270	79905	72530
FRACC DE TOT DE EE	0,98	1,03	1,13
KW DE BOMBA DIR	0,10	0,10	0,09
KW TOT FAN EED	3,29	3,20	2,90
KW TOT FAN EEI	4,23	4,11	3,73
KW DE BOMBA IND	2,47	2,40	2,18
KW USANDO SIST EE	10,09	9,80	8,90
COP DE EE I/D	24,80	25,92	28,46
KW USANDO SIST CON	107	104	94
KWh AHORRO ANUAL	1354	27231	75005
RAZ.CONS ENERGIA	0,09	0,09	0,09

TOTAL DE HORAS OPERACION DE EE I/D = 1184  
%HORAS OPERACION DE EE I/D ANUAL = 47,36

KWH TOT AHORRO ANUAL	= 103590
AHORRO ANUAL @ .084U.S.\$ POR KWH	= \$ 8702.-

### 3.6.3 ANALISIS ECONOMICO

La evaluación económica de los diferentes sistemas propuestos que se aplican al presente proyecto, tomarán en cuenta en una forma global los costos más significativos. Esto es, de los equipos o unidades de enfriamiento, del sistema de ductos de aire, de la instalación de equipos, de la tubería y controles en los casos en que sean utilizados. Además de los costos mencionados se realizará un análisis de los costos por consumo de energía eléctrica de las unidades.

Los costos referenciales de los equipos, sus accesorios y sistemas de ductos fueron proporcionados por firma DONOSO Y BAQUERIZO INGS. empresa afin a la construcción o comercialización de los mismos, así como también los de su instalación y mantenimiento anual. El costo del consumo de energía está basado en la tarifa vigente de 168 sucres (aproximadamente \$0.084) el KWH comercial que es el costo desde junio del 93.

A continuación se presentan los resultados obtenidos:

CUADRO DE ANALISIS DE COSTO DE LOS DIFERENTES SISTEMAS A  
APLICARSE EN EL PROYECTO.

\*\*\*COSTOS DE SUMINISTRO E INSTALACION DE EQUIPOS Y DUCTOS  
DE AIRE\*\*\*

1.- SISTEMA DE VENTILACION

CANT	EQUIPAMIENTO	COSTO
	(U.S.\$)	
2	Ventiladores de suministro de 40000 CFM con 2.0 plg.de agua, 1200 RPM	9000
2	Ventiladores de extraccion de 36000 CFM con 2.0 plg.de agua, 1200 RPM	7000
	12300 Kilos de ductos aislados	24600
	1700 Kilos de ductos s/aislar	2800
	Rejillas, difusores	5000
	Instalacion equipos	500
	TOTAL	48900

2.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAP.DIRECTO

CANT	EQUIPAMIENTO	COSTO
	(U.S.\$)	
2	Unidades evaporativas de 40000 CFM	47000
	Sistema de ductos (12300 Kg aislados y 1700 kg sin aislar, difusores)	32400
	Sistema de suministro de agua	6000
	Compuertas, filtros, controles	4000
	Contingencias (15%)	13410
	TOTAL	102810



## 3.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAP.INDIRECTO/DIRECTO

CANT	EQUIPAMIENTO	COSTO
	(U.S.\$)	
4	Unidades evaporativas de 20000 CFM	70000
2	Ventiladores de suministro de 40000 CFM con 2.0 plg.de agua, 1200 RPM	9000
2	Ventiladores de extraccion de 36000 CFM con 2.0 plg.de agua, 1200 RPM	7000
	Sistema de ductos, difusores	32400
	Sistema de suministro de agua	6000
	Contingencias (15%)	18660
TOTAL		143060

## 4.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CONVENCIONAL

CANT	EQUIPAMIENTO	COSTO
	(U.S.\$)	
2	Enfriadores de agua de 35 TON C/U a 72ºF condensador y 42ºF agua saliendo de el	38000
2	Serpentines de agua helada	7500
1	Bomba de agua helada	2400
2	Ventiladores de suministro de 40000 CFM con 2.0 plg.de agua, 1200 RPM	12000
	Juego de valv.y tuberia aisl. y controles	5500
	Sistema de ductos (12000 kg y difusores)	28300
	Instalacion equipos, tuberia, etc	9100
	Contingencias (15%)	15420
TOTAL		118220



CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS DE SUMINISTRO E INSTALACION

SISTEMA	COSTO (U.S.\$)	REL DE COSTO
Ventilacion	48900	1.0
EED	102810	2.1
EE I/D	143060	2.9
Convencional	118220	2.4

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS DE CONSUMO DE ENERGIAELECTRICA

	CONSUMO	COSTO \$	REL DE
COSTO			
Ventilación	3705	311	1.00
EED	3816	321	1.03
EE I/D	11356	954	3.07
Convencional	120210	10098	32.47

## ANALISIS ECONOMICO POR VALOR FUTURO NETO

Considerando la vida económica de los sistemas instalados igual a 10 años, asumiendo un valor residual del 20% del costo inicial de los mismos, y estimando un aumento del costo de la energía eléctrica del 30% anual se obtienen los siguientes resultados:

	V. RESIDUAL	GASTOS DE	V. FUTURO
		ENERGIA	NETO
EED	20562	13681	6881
EE I/D	28612	40659	-12047
CONVENCIONAL	23644	430372	-406728

Calculando la tasa interna de retorno para esas condiciones:

UTILIZANDO EED, TIR = 23%

UTILIZANDO E I/D, TIR = 16%

### 3.6.4 ANALISIS DE RESULTADOS

- Considerando condiciones climáticas similares para el análisis comparativo de sistemas de EE con sistemas de enfriamiento por compresión de vapor, obtenemos los siguientes resultados:

- En términos generales la aplicación de un sistema de EE se da en un número de horas que equivale al 47% (1184) del total de horas de laborables (2500 horas).

- En la tabla A se puede observar que la razón del consumo de energía entre la unidad ED y la de enfriamiento convencional está en el orden de 0.03 (Kw/Kw) es decir, el sistema convencional de enfriamiento utiliza hasta 33 veces la energía de un enfriador ED.

La fracción de capacidad de enfriamiento que puede suministrar la unidad evaporativa del total necesario es desde el 78% para cuando la carga sensible está en los niveles mas altos y hasta el 100% cuando se pueden obtener temperaturas de suministro de 60 9F y menores a ésta. El ahorro de energía contabilizado en el período de un año indica que es superior a los 110000 Kwh

- En la tabla B en donde se analiza la unidad el

conjunto enfriador I/D, éste consume de 11 veces menos energía que la unidad convencional, esto es una razón de consumo de 0.09 (Kw/Kw).

La fracción de capacidad de enfriamiento que entrega la unidad EI del total necesario es del orden desde el 32% al 47% dependiendo de la carga sensible del local y del aporte de la temperatura del aire exterior básicamente. El COP típico del sistema convencional es de 3.2.

- Del análisis comparativo de costos de suministro e instalación (no incluye mantenimiento y tratamiento de aguas) de los sistemas en estudio se establece que el sistema convencional tiene un costo superior al de EE directo (en una relación de 2.1 a 2.4), pero algo inferior al sistema I/D (en una relación 2.9 a 2.4).

- Aplicando el método del valor futuro neto se establece que dentro de la vida útil del proyecto, la alternativa de utilizar un sistema de EE es positiva, considerado los beneficios por el ahorro del consumo de energía. De los diferentes sistemas propuestos, se confirma que el consumo de energía eléctrica de un sistema convencional es 33 veces mayor que un sistema directo y cerca de 10 veces mayor que un sistema combinado I/D.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A partir del estudio preliminar para un edificio comercial ubicado en la ciudad de Quito, que tiene condiciones climáticas similares en casi toda la región interandina se desprenden las siguientes conclusiones:

- 1.- Las condiciones de temperatura húmeda necesarias para la aplicación del sistema de enfriamiento evaporativo, son apropiadas para el sitio en estudio (rango de 50°F a 63°F) y puede hacerse extensivo en localidades con condiciones climáticas similares, esto es a lo largo de casi toda la sierra ecuatoriana, algunas ciudades de sudamérica, etc..
- 2.- Analizando el sistema de enfriamiento evaporativo directo, resulta que mientras hay un significativo ahorro en la operación del sistema evaporativo, también hay costos favorables en la instalación inicial, aunque el equipo directo no cubre el total de horas necesarias para alcanzar la zona de confort. Debido a que la capacidad requerida por el sistema convencional de enfriamiento mecánico para cubrir las horas de mayor carga de calor son elevadas, el costo incrementado por

el enfriador evaporativo, y demás accesorios y controles adicionales, son evaluados en relación con los costos de energía del ciclo de vida del sistema, obteniéndose condiciones favorables en su aplicación.

- 3.- Del análisis del gráfico de confort y los resultados en la aplicación de un sistema de enfriamiento evaporativo directo, actuando independientemente, se obtiene que cuando las temperaturas secas exteriores son mayores a 68 °F, la humedad relativa resultante en el local es muy elevada (superior al 60%), habiendo entonces necesidad de deshumidificar el aire para poder obtener condiciones dentro de los límites de confort.
- 4.- Para un análisis de mayor precisión para el cálculo de los consumos energéticos de los diferentes sistemas y la aplicación del método de acumuladores se requiere de un mayor número de datos de las condiciones de temperatura seca y húmeda a la distintas horas de operación del sistema, los cuales no se encuentran a la disposición hasta la actualidad, para de esta manera poder optimizar la selección del sistema o combinación más adecuados.
- 5.- De cualquier modo, para este caso en particular, y haciendo la evaluación económica en lo que tiene que ver los costos iniciales de instalación del sistema versus los costos anuales de energía eléctrica se deduce que en el período de vida económica del proyecto

se puede recuperar ( en 5 años para el sistema directo y menos de 7 años en el sistema I/D) y con ventajas el valor adicional que se invirtió para instalar un sistema de enfriamiento evaporativo I/D en lugar de un sistema convencional, con las consiguientes ventajas en el ahorro de energía eléctrica en los subsiguientes años, lo cual hace posible que se pueda impulsar también en nuestro medio esta alternativa de climatización.

A P E N D I C E S

## A P E N D I C E     A

### ANALISIS DE LA TEMPERATURA EXTERIOR

Para efectos del análisis de los sistemas de enfriamiento convencionales o enfriamiento evaporativo que van a utilizarse se desarrollará un estudio del comportamiento de la temperatura exterior de diseño ya que esta es determinante en el cálculo de la capacidad de necesaria para la aplicación de los sistemas mencionados.

En un primer análisis tomaremos de base los datos del "ASHRAE 1985 Handbook of Fundamentals" para las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo exteriores.

	1%	2.5%	5%
Temperatura de bulbo seco $T_{db}$	73	72	71
Temperatura de bulbo húmedo $T_{db}$	63	62	62

Las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo representan los valores que han sido igualados o excedidos por un 1%, 2.5% y 5% del total de horas durante los meses de Diciembre a Marzo, esto es de un total de 2904 horas (121 días).

Tomando el hecho que la temperatura de diseño exterior será de 72°F y haciendo un sencillo cálculo primero podríamos determinar cuantas horas correspondientes a los meses señalados exceden o igualan a la temperatura en men

$$2904 \text{ hs} * 0.025 = 73 \text{ hs}$$





Asumiendo este valor como un promedio para cada cuatro meses en un año se tendrán alrededor de 200 horas que igualan o exceden a los 72ºF que constituyen una cifra considerable si se deseara condiciones de confort en un edificio de oficinas, ya que en principio se necesitará mover grandes volúmenes de aire para obtener una temperatura seca interior de confort (75ºF).

Haciendo un análisis más exhaustivo de la variación de la temperatura seca exterior hora por hora durante un año completo (1978) tomando de base el anuario metereológico se recogen los siguientes resultados al considerar la cantidad de horas en que la temperatura es igual o mayor a 72ºF (22,6º C) igual o mayor a 73,4ºF (23º C) e igual o mayor a 75ºF (24º C).

---

MES	HORAS A 72ºF O MAS	HORAS A 73.4ºF O MAS	HORAS 75ºF O MAS
ENERO	20	10	4
FEBRERO	44	8	4
MARZO	12	6	0
ABRIL	8	0	0
MAYO	18	4	2
JUNIO	12	2	0
JULIO	0	0	0
AGOSTO	18	8	0
SEPTIEMBRE	14	4	0
OCTUBRE	26	6	0
NOVIEMBRE	40	10	4
DICIEMBRE	14	6	0
TOTAL	206	64	14

Estas cifras prevén que aunque se considerara utilizar un sistema de ventilación mecánica adecuadamente diseñado, resultarían un número de horas que no satisfacen las condiciones convenientes de confort.

A manera de ejemplo tomaremos las variaciones de temperatura seca exterior para el día 21 de marzo de 1988, para el cual se ha incluido un gráfico (proporcionado por DONOSO Y BAQUERIZO INGS.) (Fig.25)

Se tiene que la temperatura máxima es de 76ºF (24.9C) y que cerca de 4,5 horas de este día sobrepasan la temperatura de diseño; es decir de un total de 9 horas laborables, 4,5 horas resultarían insatisfechas por un sistema de

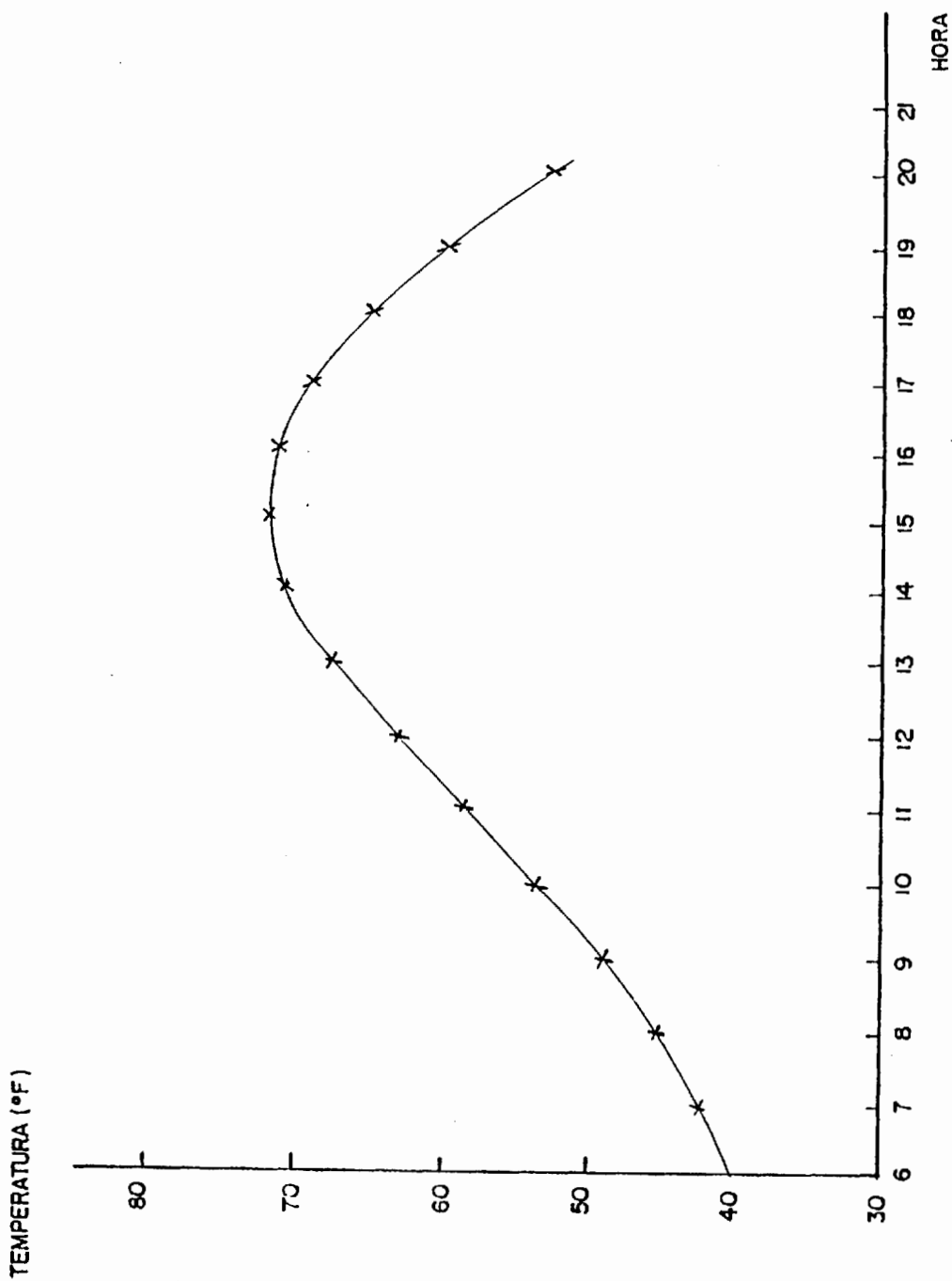


FIG. 25 -- TEMPERATURA DEL DIA DE DISEÑO EN QUITO --

ventilación mecánica adecuadamente diseñado.

Este análisis presenta una primera justificación a la utilización de un sistema con el que se puedan obtener temperaturas interiores y humedades relativas óptimas para las condiciones ambientales dadas.

Una tabla proporcionada por la firma DONOSO & BAQUERIZO, permite estimar el número de horas anuales para el rango de temperatura seca existente durante la operación de un sistema.

TS. SECA (°C)	HORA ANUAL
50,0 (10)	8
51,8 (11)	35
53,6 (12)	60
55,4 (13)	125
57,2 (14)	150
59,0 (15)	175
60,8 (16)	200
62,6 (17)	250
64,4 (18)	313
66,2 (19)	350
68,0 (20)	280
69,8 (21)	290
71,6 (22)	226
73,4 (23)	64
75,2 (24)	14

Otro análisis previo a la justificación al uso del sistema de EE debe ser el de la temperatura húmeda exterior ya que la temperatura seca del sitio a enfriar dependerá fundamentalmente de ésta.

Como se muestra en la tabla proporcionada por la ASHPAE

para un 2.5% y hasta 5% del total de horas (2904 horas) durante los 4 meses considerados esto es entre 200 a 400 horas igualan o exceden a la temperatura húmeda de diseño (629F). Con esto se demuestra que el sistema en estudio es aplicable cuando se necesite enfriamiento en las zonas a climatizar ya que se dan las condiciones para que la temperatura seca interior alcance valores de confort.

---

## A P E N D I C E B

### DESCRIPCION DEL METODO PARA EL CALCULO DE CARGA TERMICA

La carga para acondicionamiento de aire la tenemos que calcular la ganancia de calor el sistema de estudio, la misma que está dividida básicamente en dos grupos:

- Las ganancias externas y
- Las ganancias internas.

Las ganancias externas son debidas a la ganancia de calor interior en el edificio y son principalmente producidas por las personas, luces y equipo.

La ganancia de calor no depende del sistema de climatización que se utilice; simplemente existe en todos los edificios, tengan o no climatización.

El sistema de climatización deberá tener características tales que puedan contrarrestar las cargas internas para que la temperatura interior al alcanzar los niveles cercanos al punto de equilibrio se encuentre dentro de los rangos de confort de acuerdo a la ASHRAE

La envoltura de confort definida en esta figura (de acuerdo a la Norma 55-1981 de ASHRAE) se aplica para personas en régimen sedentario y ligeramente activas, normalmente arropadas a bajas velocidades del aire cuando MRT (temperaturas del medio radiante) es igual a la temperatura del aire.

Hay que tener en cuenta que la ganancia de calor en las áreas interiores del edificio son totalmente independientes de la temperatura exterior. Es decir los requerimientos de climatización para las áreas interiores de este edificio en Quito serían los mismos para cualquier región. En el caso específico como en la ciudad de Quito se podría controlar esta ganancia de calor introduciendo cantidades adecuadas de aire exterior siempre y cuando sea más frío que el ambiente, pues si no lo fuera, no habría efecto de enfriamiento. Esto lo deducimos del principio que el caudal de aire  $Q$  está en relación inversa con la diferencia de temperatura exterior y la interior:

$$Q \propto 1/\Delta T$$

De tal manera que a medida que esta  $\Delta T$  tiende a cero el caudal de aire aumentará; y si no hubiera diferencia de temperatura se necesitaría infinito caudal de aire para que la temperatura interior sea igual a la exterior. Para el caso concreto, a manera de ejemplo si la temperatura exterior del edificio fuera 75°F no se podría obtener en el interior los 75°F que se requieren.

En conclusión para este nivel de temperatura exterior (75°F) y cercano a él se necesitará provocar enfriamiento diferente que no se obtenga con la sola introducción de aire exterior, pero si con la aplicación de EE.

El cálculo de carga térmica y de caudal de aire se hará

para varias horas de un día de diseño. Se tomará como día de diseño el 21 de marzo.

El comportamiento de la temperatura de diseño exterior así:

HORA	TEM. DE EXT.	HORA	TEM. DE EXT.
7	42.2	14	71
8	48.1	15	72
9	49.3	16	71
10	54.1	17	68.8
11	59.5	18	65.3
12	64.6	19	61.1
13	68.5	20	54.1

La estimación de la carga para acondicionamiento de aire y los caudales de aire necesario se han hecho tomando de guía el "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL" - 1981-

Con la ayuda de un computador y la hoja de cálculo Lotus 1-2-3 se introdujeron las tablas para la estimación de la carga de AA y el caudal de aire se han realizado para día de diseño (21 de Marzo) para varias horas del día.

Se presenta seguidamente el proceso de cálculo para la hora pico y los resultados para las diferentes horas del día.

El calculo de carga térmica contempla entonces: Ganancia por radiación a través de los vidrios, por transmisión por paredes y vidrios, ganancia por transmisión a través de vidrios, debido a ocupantes, debido a luces y equipos.



El método de cálculo es el de temperatura equivalente.

#### GANANCIA DE CALOR POR RADIACION A TRAVES DE VIDRIO.

Los valores de ganancia de calor por radiación a través de vidrio son tomados de la tabla "Máximas aportaciones Solares a través de Vidrio" ( $R_m$ ) correspondiente a la latitud  $\phi$ , para cada mes del año (1).

Además de estos valores hay que considerar coeficientes de corrección debido a diferentes condiciones que se presentan a continuación:

A) Coeficientes de corrección aplicable a máximas aportaciones: se presenta la siguiente tabla:

Condiciones:	Factores:
Si hay marco metálico o ningún marco	1.17
Si se considera cielo nublado	-15% Max.
Altitud por cada 1000 ft.	+ 0,7% por 1000 ft
Punto de Rocío: Inferior a 67°F	+ 0,7% por 10 °F
Superior a 67°F	- 0,7% por 10 °F
Latitud Sur. En Diciembre o Enero	+ 0,7%

(1) Tabla 6 de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

B) Coeficiente de corrección para vidrios: El factor de vidrio lo tomamos de la tabla, "Factores totales de ganancia solar a través del vidrio" (1).

C) Adicionalmente se debe tomar en cuenta el factor almacenamiento, basado en el peso por unidad de superficie de la construcción.

La ganancia de calor será igual al producto de la aportación máxima para el mes y orientación indicada con los diferentes coeficientes de corrección.

#### GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION A TRAVES DE VIDRIOS Y PAREDES.

Las ganancias de calor por las paredes exteriores se calculan a la hora de máximo flujo térmico y se deben, no sólo a la diferencia de la temperatura del aire que baña sus paredes exteriores e interiores, sino también al calor absorbido por las exteriores. La insolación y la diferencia de temperatura interior y exterior son esencialmente variables en el transcurso del día por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior es inestable. Por lo tanto se recurre al concepto empírico de "Diferencia equivalente de temperatura" definida como la diferencia entre las temperaturas de aire exterior e interior, capaz que resulte del flujo calorífico

---

(1) Tabla 15 de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura debe tener en cuenta los diferentes tipos de construcción y orientaciones, situación del edificio y las condiciones del proyecto.

$$q_p = U * A * \Delta T$$

en la que:

$q_p$  = Flujo de calor BTU/h.

$U$  = Coeficiente global de transmisión de calor BTU/h \* pie<sup>2</sup> \* °F.

$A$  = Area considerada en pie<sup>2</sup>.

$\Delta T_e$  = Diferencia equivalente de temperatura en °F.

El valor del coeficiente global de transmisión de calor es tomado de la tabla "Coeficiente de transmisión U para paredes" (1), para las distintas conformaciones de pared.

El valor de la diferencia de temperatura equivalente es tomada de la tabla "Diferencia de temperatura equivalente °F" (2), que contiene los valores para las diferentes horas solares y orientaciones, tomadas para un peso de pared dado.

---

(1) Tabla 21 de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

(2) Tabla 19 de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

Para determinar la diferencia de temperatura equivalente corregida debe aplicarse la siguiente relación:

$$\Delta T_{ce} = a + \Delta T_{ce} + b * (\Delta T_{em} - \Delta T_{ce}) * R_e/R_m$$

$\Delta T_{ce}$  = Diferencia equivalente corregida

a = Corrección proporcionada por la tabla 7A teniendo en cuenta un incremento distinto de 150F entre las temperaturas interior y exterior (esta última tomada a las 15h00 del mes considerado); una variación diaria de temperatura seca exterior distinta de 200F.

$\Delta T_{ce}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra (1).

$\Delta T_{em}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada (2).

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared:

Para paredes de color oscuro = 1

Para paredes de color medio = 0,78

Para paredes de color claro = 0,55

---

(1) Tabla 20 de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

(2) Tabla 20-A de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

$R_{\bullet}$  = Máxima insolación correspondiente al mes de Julio a 40° de L.N., a través de una superficie acristalada, vertical para la orientación considerada.

#### GANANCIAS DE CALOR POR TRANSMISION A TRAVES DE VIDRIOS.

Aplicando la misma relación que para el caso de paredes:

$$U * A * \Delta T_{\bullet}$$

donde  $U = 1,13 \text{ BTU/ hr * pie}^2 * \text{°F}$  y los valores de  $\Delta T_{\bullet}$  y  $A$  corresponden a las diferentes orientaciones.

#### GANANCIA DE CALOR DEBIDO A PERSONAS.

El valor de la ganancia de calor debido a los ocupantes es tomado de la tabla en que se consideran válidos para una permanencia superior a tres horas en los locales acondicionados (1).

#### GANANCIA DE CALOR DEBIDO A ILUMINACION.

Para este cálculo debe considerarse el tipo de dispositivo de iluminación (fluorescente o incandescente)

El valor total debido a luces se calcula con la relación:

Fluorescente: Total de watos \* 1.25 \* 3.4

Incandescente: Total de watos \* 3.4

---

(1) Tabla 48 de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

## GANANCIA DE CALOR DEBIDO A EQUIPOS.

El valor de ganancia de calor debido a equipos para el caso en estudio se ha considerado sólo un promedio.

## ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO, CONSIDERANDO EFECTOS DE ALMACENAMIENTO Y DIVERSIDAD DE CARGA.

El procedimiento a valorar la carga normal ha sido evaluar la ganancia instantánea de calor dentro del espacio acondicionado y suponer que el equipo de refrigeración eliminará el calor con la misma velocidad con que se produce. No obstante ha quedado demostrado que los equipos seleccionados a base de este procedimiento resultan sobredimensionados y por consiguiente pueden mantener condiciones ambientales muy inferiores a las del proyecto original. El método de cálculo para la estimación de carga utilizado en este estudio (del manual de diseño de la CARRIER) está basado en un análisis exhaustivo del problema, acompañado de investigaciones y pruebas que demuestran que hay que considerar:

- El efecto de almacenamiento de calor en la estructura del edificio.
  - La no simultaneidad de los valores máximos de los componentes de la carga térmica (diversidad).
  - La estratificación del calor en algunos casos.
-

El manual utilizado contiene las tablas y datos necesarios para hacer los respectivos cálculos. Estos factores a considerar son válidos solamente sobre los valores de máximas aportaciones solares. Se establecen básicamente 3 factores:

- A.- Factor de almacenamiento sobre carga térmica de las ganancias de calor a través de vidrio.
- B.- Factor de almacenamiento de la carga; de las ganancias de calor debido al alumbrado.
- C.- Factor debido a la diversidad de las cargas.

Para el cálculo del factor A se hace tomando las tablas de factores e almacenamiento (1), y con los siguientes consideraciones:

- el tipo de construcción: pesada, mediana, o liviana.
- el número de horas de operación : 24, 16 o 12 y para distintas orientaciones

Para el cálculo del factor B se deben hacerse las siguientes consideraciones:

- duración de funcionamiento de la instalación.
- el peso (lb/pie<sup>2</sup> de superficie de suelo).

---

(1) Tabla 4B de "CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL"

- si el alumbrado fluorescente se encuentra o no empotrado
- el número de horas transcurridos desde que se encienden las luces.

Para estimar el factor de diversidad (C) se consideran los siguientes criterios:

- si el número de ocupantes coincide o no con el valor de máxima aportación.
- estimar un valor porcentual que se pueda asumir considerando el tiempo de ausentismo.
- en cuanto a las luces, si estas están encendidas totalmente, etc. Entonces el total de la carga para refrigeración a la hora y día de diseño, será el producto de los factores debido a los efectos mencionados por los valores antes calculados

Los resultados son procesados y elaborados en una hoja de cálculo Lotus 1-2-3, tanto para el cálculo de carga de refrigeración, como para el caudal de aire en la hora de diseño y a manera de ejemplo se presenta el cálculo para el día y hora de diseño.

---



HOJA DE OPERACIONES PARA LA ESTIMACION DE CARGA TERMICA	
CLIENTE	TESIS
CIUDAD	QUITO
PAIS	ECUADOR
DIA	MARZO 21
HORA	16hs
*****DATOS DE ENTRADA*****	
	DATOS
***TIPO DE LOCAL:EDIF.O ZONA ENTERA	
Color (claro, medio, oscuro)	CLARO
Piso alfombrado	NO
Paredes expuestas:	
N o NE	si
E o SE	si
S o SO	si
O o NO	si
CUBIERTA	no
***CONDICIONES GENERALES	
Mes	MAR
Dia	21
Hora	16
Rango	32
Rango interior	0
Latitud	00 LS
Hs. de operación	10
Marco metálico en ventana	SI
Limpidez del cielo	SI
Altitud	9950
Velocidad del viento	9 mph
C/Almacenaje	si
***TEMPERATURAS Y HUMEDAD	

DBext	72
DBint	75
Dif	-3
WBext	62
WBint	63
Dif	-1
RHext	58
RHint	50
Dif	8
DFext	55
DFint	56
Dif	-1
DBe15	75
DBi15	75
Dif	0
W gr/lbext	95
W gr/lbint	93
Dif	2
CARACTERISTICAS DEL EDIFICIO	
*****PAREDES EXTERIORES	
Conformación	
Espesor	8
Lb/p3	120
Lb/p2	60
"U"	0,3
***PARED EXTERIOR N o NE	
Longitud	88
Altura	8,5
***PARED EXTERIOR E o SE	
Longitud	88
Altura	8,5

***PARED EXTERIOR S o SO		
	Longitud	88
	Altura	8,5
***PARED EXTERIOR O o NO		
	Longitud	88
	Altura	8,5
***CUBIERTA		
	Conformación	
	Espesor	4
	Lb/p3	120
	Lb/p2	20
	"U"	0,15
	Longitud	88
	Ancho	88
***PISO		
	Conformación	
	Espesor	0
	Lb/p3	0
	Lb/p2	20
	"U"	0,12
	Longitud	88
	Ancho	88
***VIDRIOS		
	Descripción	
	Distancia ventana a alero	0
	Factor de Sombra	0,7
	"U"	1,13
	Largo N o NE	88
	Ancho N o NE	5
	Largo E o SE	88
	Ancho E o SE	5

Largo S o SO	88
Ancho S o SO	5
Largo O o NO	88
Ancho O o NO	5
CFM/pies de rendija ventanas	0
Pies lin de rendija de ventana	744
<b>***VENTILACION</b>	
CFM de ventilacion-personas	20
CFM de ventilacion-area (pie2)	0,3
<b>***APARATO</b>	
BF fabricante asumido	0,1
<b>*****CON FACTORES*****</b>	
<b>***LUCES</b>	
<b>INCANDESCENTE</b>	
Cantidad	0
Watts	0
<b>FLUORESCENTE</b>	
Cantidad	1
Watts	18720
<b>F. ALMACENAMIENTO</b>	
*Fd=FACTOR DE DIVERSIDAD LUCES	0,75
<b>***OCUPANTES</b>	
Sensible	200
Latente	250
*Fd=FACTOR DE DIVERSIDAD OCUPANTES	0,75
<b>***EQUIPOS</b>	
Cant.	1
Watts por unidad	0
Watts/pie2	0,5
Watts total	3872
*Fs=FACTOR DE SOMBRA DE VIDRIO	0,7

*****DATOS DE SALIDA*****				
1.- GANANCIA SOLAR- VIDRIOS				
ORIENTACION	AREA	GAIN	FACTOR	BTU/H
N o NE	440,00	10,00	0,51	2254
E o SE	440,00	167,00	0,51	37634
S o SO	440,00	14,00	0,51	3155
O o NO	440,00	167,00	0,51	37634
2.- GANAN. SOLAR Y TRANS. PAREDES Y TECHO				
ORIENTACION	AREA	U	DIF TEMP	BTU/H
PARED N o NE	308,00	0,30	-14,45	-1335
PARED E o SE	308,00	0,30	-1,09	-101
PARED S o SO	308,00	0,30	-12,93	-1195
PARED O o NO	308,00	0,30	18,95	1751
CUBIERTA	7744,00	0,15	0,00	0
3.-GANANCIA TRANS. EXCEP. PAREDES Y TECHO				
ELEMENTO	AREA	U	DIF TEMP	BTU/H
VIDRIO N o NE	440	1,13	-3,00	-1492
VIDRIO E o SE	440	1,13	-3,00	-1492
VIDRIO S o SO	440	1,13	-3,00	-1492
VIDRIO O o NO	440	1,13	-3,00	-1492
PUERTAS N o NE	0	0,92	-3,00	0,00
PUERTAS E o SE	0	0,92	-3,00	0,00
PUERTAS S o SO	0	0,92	-3,00	0,00
PUERTAS O o NO	0	0,92	-3,00	0,00
TABIQUE	255,00	0,30	-8,00	-612
CIELO	0,00	0,15	-8,00	0
PISO	7744,00	0,12	0,00	0
INFILTRACION	CFM	FACTOR		
	0	1,08	-3,00	0
4.- CALOR INTERNO				
OCUPANTES	NUMERO	SENSIBLE	Fd	BTU/H

*****DATOS DE SALIDA*****				
1.- GANANCIA SOLAR- VIDRIOS				
	130,00	200,00	0,75	19500
MOTORES				
POTENCIA	NUMERO	GANANCIA	FACTOR	BTU/H
3872	1,00	1,00	3,40	13165
0	0,00	0,00	0,00	0
LUCES		TOTAL	FACTOR	BTU/H
INCANDESCENTE		0,00	0,75	0
FLUORESCENTE		18720,00	0,75	57283
SUBTOTAL				167641
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				167641
AIRE EXT	CFM	DT	BFx1.08	
	2600,00	-3,00	0,11	-842
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL				166799
5.- CALOR LATENTE				
OCUPANTES	NUMERO	LATENTE		BTU/H
	130,00	250,00		32500
CALOR LATENTE LOCAL				32500
AIRE EXT	CFM	GR/LB	.68BF	BTU/H
	2600,00	2,00	0,07	354
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL				32854
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL				9652
GRAN CALOR TOTAL				199652
CALOR SENSIBLE POR CADA PISO:				166799
CALOR SENSIBLE PARA EDIFICIO DE 5 PISOS:				833994

## A P E N D I C E C

### DESCRIPCION DEL METODO PARA CALCULO DE DUCTOS

El método utilizado es el método de pérdida de carga constante, y consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema.

El procedimiento consiste en elegir una velocidad inicial en el conducto principal próximo al ventilador. Tomamos además en consideración el volumen o caudal de aire para determinar la pérdida de carga por unidad de longitud. Esta se mantiene constante a lo largo de todo el sistema y el diametro circular equivalente se deduce de la tabla.

Para determinar la pérdida de carga total, que debe ser superada por el ventilador, es preciso calcular la pérdida en el tramo que tenga mayor resistencia. La resistencia incluye los codos y acoplamientos correspondientes a dicho conducto.

Las figuras del 26 a la 29 presentan un esquema de la distribución de ductos de suministro y de retorno para el proyecto y a continuación se presentan las tablas y desarrollo de los cálculos del presente proyecto:

---

TABLA DE PORCENTAJE DE AREA DE SECCION RECTA EN RAMAS  
PARA CONSERVAR CONSTANTE EL ROZAMIENTO

Caud%	Ar%	Caud%	Ar%	Caud	Ar%	Caud%	Ar%
1	2	26	33,5	51	59	76	81
2	3,5	27	34,5	52	60	77	82
3	5,5	28	35,5	53	61	78	83
4	7	29	36,5	54	62	79	84
5	9	30	37,5	55	63	80	84,5
6	10,5	31	39	56	64	81	85,5
7	11,5	32	40	57	65	82	86
8	13	33	41	58	65,5	83	87
9	14,5	34	42	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44	61	68	86	89,5
12	18,5	37	45	62	69	87	90
13	19,5	38	46	63	70	88	90,5
14	20,5	39	47	64	71	89	91,5
15	21,5	40	48	65	71,5	90	92
16	23	41	49	66	72,5	91	93
17	24	42	50	67	73,5	92	94
18	25	43	51	68	74,5	93	94,5
19	26	44	52	69	75,5	94	95
20	27	45	53	70	76,5	95	96
21	28	46	54	71	77	96	96,5
22	29,5	47	55	72	78	97	97,5
23	30,5	48	56	73	79	98	98
24	31,5	49	57	74	80	99	99
25	32,5	50	58	75	80,5	100	100

Para calcular los ductos de suministro y extracción para el sistema de ventilación (para EED y EEI/D), y el convencional se realiza el siguiente procedimiento, es calculado e importado en hoja de cálculo LOTUS 123.



\*\*\*CALCULO DE DUCTOS: METODO DE ROZAMIENTO CONSTANTE.

\*\*DUCTOS DE SUMINISTRO. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO  
EVAPORATIVO

VOL-TOT CFM= 39650  
 P<sub>s</sub> BOCAS"H2O= 0,1  
 R/D CODOS= 1,25 grafic  
 VEL INI FPM= 2000 tabla FPM FINAL= 700  
 AREA INI FT2= 19,83  
 "H2O C/100FT 0,07 GRAFIC (con CFM y DIA EQ)

Las secciones de cada tramo se calculan utilizando la tabla de porcentajes de área de sección recta en ramas.

TRAMO	CFM	% DE CAP-IN	% AR SEC REC-TABL	PIE2	DIA-DUC PLG
A-B	39650	100,0	100	19,8	60,3
B-C	31720	80,0	84,5	16,8	55,4
C-D	23790	60,0	67,5	13,4	49,5
D-E	15860	40,0	48	9,5	41,8
E-F	7930	20,0	27	5,4	31,3
F-G	6798	17,1	24	4,8	29,5
G-H	3399	8,6	14	2,8	22,6
H-I	2833	7,1	12	2,4	20,9
I-J	2267	5,7	10	2,0	19,1
J-K	1135	2,9	5	1,0	13,5
K-L	566	1,4	3	0,6	10,4

De acuerdo al gráfico del trazado de ductos se determina que el tramo de mayor resistencia es el que empieza en el ventilador y termina en L. Hay varias tablas que dan las pérdidas en los acoplamientos. Aquí se asumen algunos:

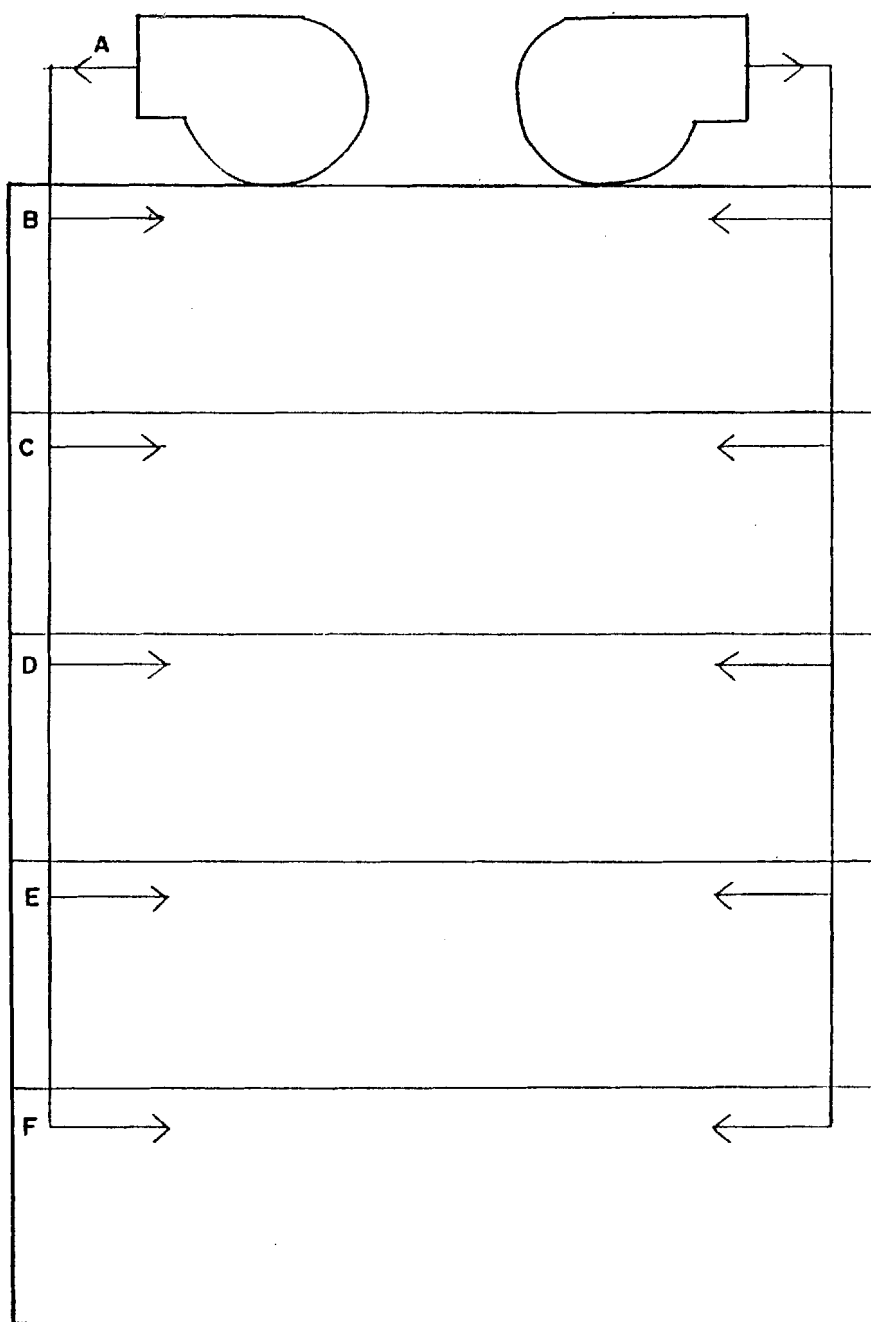


FIG. 26... ESQUEMA DEL SISTEMA DE DUCTOS DE SUMINISTRO.

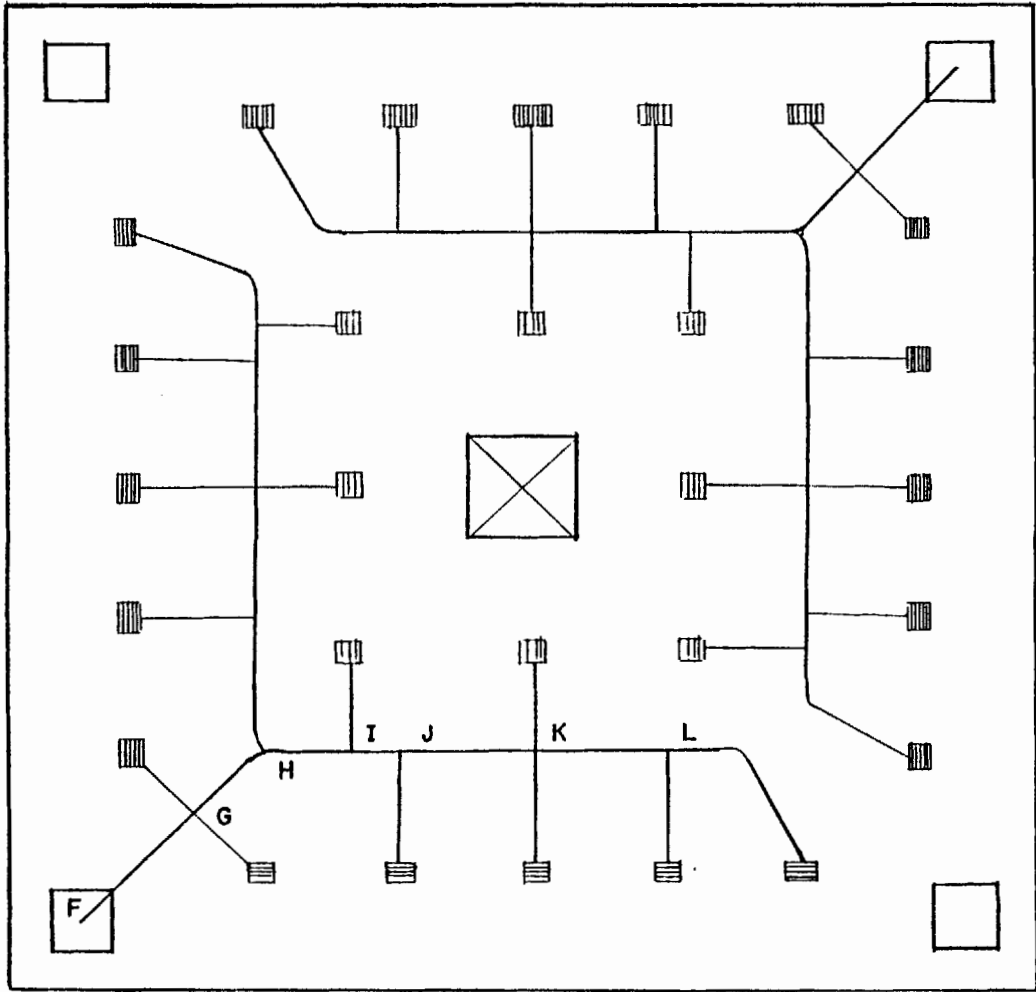


FIG. 27.- ESQUEMA DEL SISTEMA DE DUCTOS DE SUMINISTRO ( EN PLANTA )

## \*\*LONGITUD EQUIVALENTE DEL CONDUCTO

TRAMO	ELEM	FT	FT EQ
A-B	ducto	20	
	codo		20
B-C	ducto	10	
C-D	ducto	10	
D-E	ducto	10	
E-F	ducto	20	
	codo		40
F-G	ducto	5	
G-H	ducto	10	
	bifurcación		10
H-I	ducto	4	
I-J	ducto	14	
J-K	ducto	14	
K-L	ducto	14	
	TOTAL	131	70

La pérdida de carga total en el conducto desde el ventilador hasta la boca L será:

Pérdida= Long. Equivalente x pérdida unitaria.

La presión estática total que necesita el ventilador es la suma de la presión en las bocas, más la pérdida de carga en el conducto. De aquí debe descontarse la recuperación debida a la diferencia de velocidad entre la primera y la última parte del conducto.

Utilizando una recuperacion del 75%, se tiene:

$$\text{Recuperación} = .75[(V_1/4005)^2 - (V_2/4005)^2]$$

PERD.TOT EN DUCTO EN TRAMO MAYOR:	0,14
RECUP.POR DIF DE VEL E/1a.Y ULT PART	0,22
PRESION TOT FAN	0,02

Igualmente se tiene para el sistema convencional:

\*\*\*CALCULO DE DUCTOS: METODO DE ROZAMIENTO CONSTANTE.

\*\*DUCTOS DE SUMINISTRO. SISTEMA CONVENCIONAL

VOL-TOT CFM= 29750  
 Ps BOCAS"H2O= 0,1 catalog  
 R/D CODOS= 1,25 grafic  
 VEL INI FPM= 2000 tabla FPM FINAL= 700  
 AR INI FT2= 14,88  
 "H2O C/100FT 0,09 GRAFIC (con CFM y DIA EQ)

<u>TRAMO</u>	<u>CFM</u>	<u>% DE CAP-IN</u>	<u>% AR SEC REC-TABL</u>	<u>PIE2</u>	<u>DIA-DUC FLG</u>
A-B	29750	100	100	14,9	52,24
B-C	23800	80	84,5	12,6	48,02
C-D	17850	60	67,5	10	42,92
D-E	11900	40	48	7,14	36,19
E-F	5950	20	27	4,02	27,14
F-G	5100	17,143	24	3,57	25,59
G-H	2250	7,563	14	2,08	19,55
H-I	2125	7,1429	12	1,79	18,10
I-J	1275	4,2857	10	1,49	16,52
J-K	850	2,8571	5	0,74	11,68
K-L	425	1,4286	3	0,45	9,05

## \*\*CALCULO DE LONGITUD EQUIVALENTE:

TRAMO	ELEM	FT	FT EQ
A-B	ducto	20	
	codo		20
B-C	ducto	10	
C-D	ducto	10	
D-E	ducto	10	
E-F	ducto	20	
	codo		40
F-G	ducto	5	
G-H	ducto	10	
	bifurcación		10
H-I	ducto	4	
I-J	ducto	14	
J-K	ducto	14	
K-L	ducto	14	
	TOTAL	131	70

## \*\*CALCULO DE LA PRESION ESTATICA

PERD.TOT EN DUCTO EN TRAMO MAYOR:	0,02
RECUP.POR DIF DE VEL E/1a.Y ULT PART	0,22
PRESION TOT FAN	0

## \*\*\*CALCULO DE DUCTOS. METODO DE ROZAMIENTO CONSTANTE

## \*\*DUCTO DE EXTRACCION. SISTEMA NO CONVENCIONAL

## DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS DE SUMINISTRO.

VOL-TOT CFM= 35685  
 Ps BOCAS"H2O= 0,1 catalog  
 R/D CODOS= 1,25 grafic  
 VEL INI FPM= 1600 tabla FPM FIN= 400  
 AR INI FT2= 22,303  
 "H2O C/100FT 0,04 GRAFIC (con CFM y DIA EQ)

TRAMO	CFM	% DE CAP-IN	% AR SEC REC-TABL	PIE2	DIA-DUC PLG
A-B	35685	100	100	22,3	63,96
B-C	28548	80	84,5	18,85	58,80
C-D	21411	60	67,5	15,05	52,55
D-E	14274	40	48	10,71	44,31
E-F	7137	20	27	6,022	33,24
F-G	3568	9,9986	16,5	3,68	25,98
G-H	1780	4,9881	9	2,007	19,19

## \*\*CALCULO DE LONGITUD EQUIVALENTE

TRAMO	ELEMEN	L PIE	L EQ ADIC
A-B	ducto	20	
	codo		20
B-C	ducto	10	
C-D	ducto	10	
D-E	ducto	10	
E-F	ducto	10	
	codo		40
F-G	ducto	20	
G-H	ducto	50	
	TOTAL	130	60

## \*\*CALCULO DE LA PRESION ESTATICA

PERD.TOT EN DUCTO EN TRAMO MAYOR: 0,076  
 RECUP.POR DIF DE VEL E/1a.Y ULT PART 0,237  
 PRESION TOT FAN -0,06

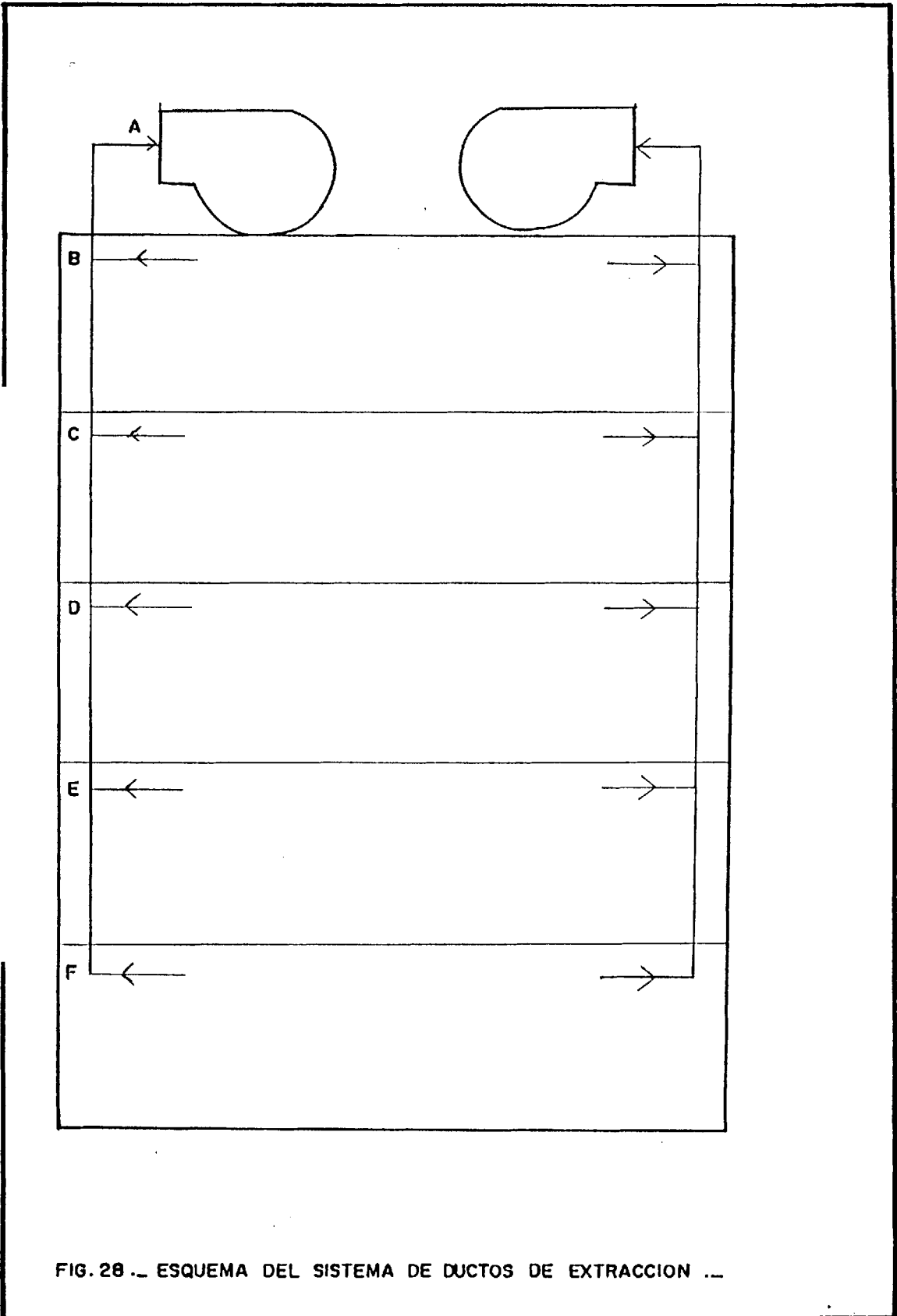


FIG. 28 .- ESQUEMA DEL SISTEMA DE DUCTOS DE EXTRACCION ...



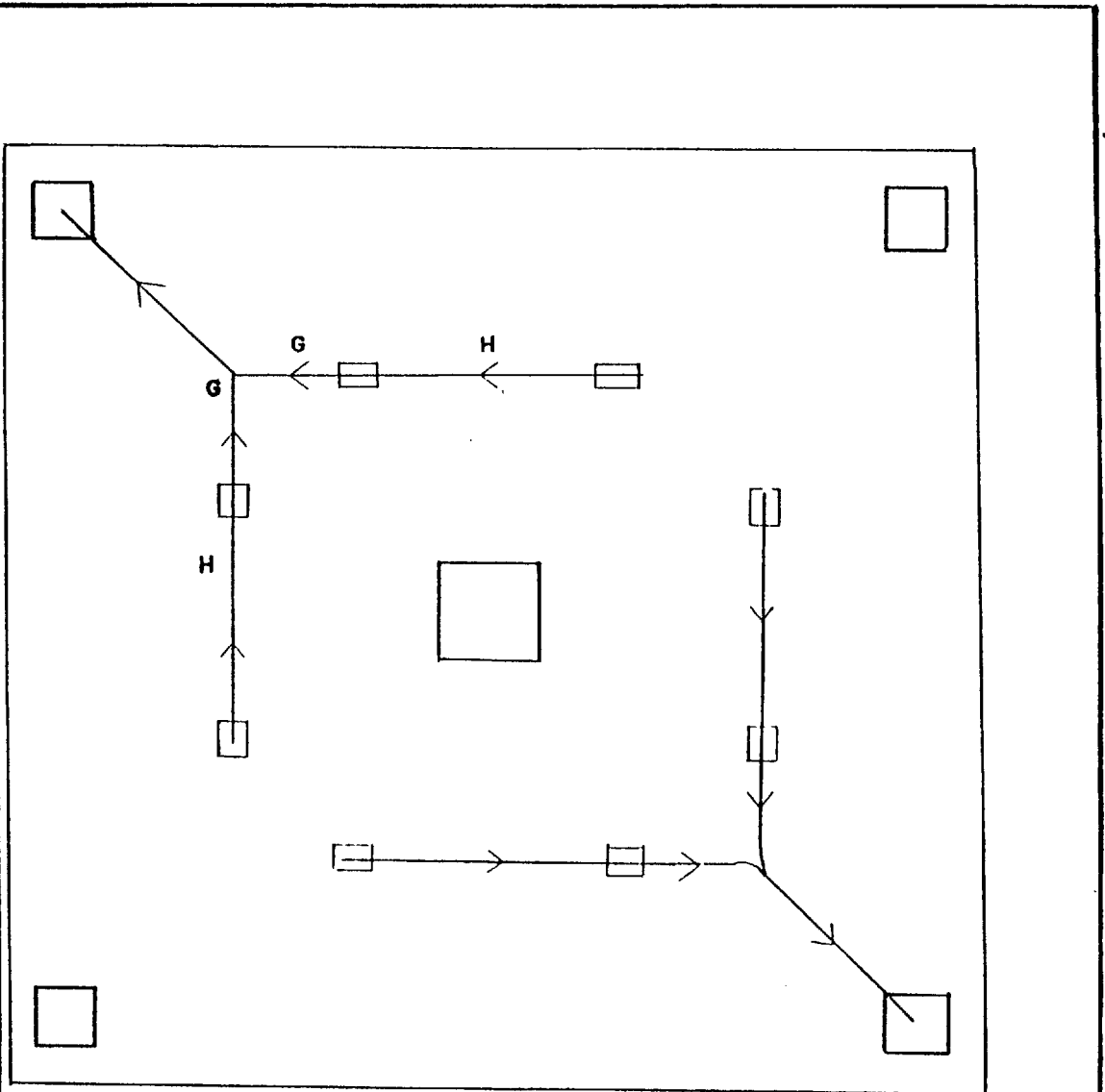


FIG. 29. \_ ESQUEMA DEL SISTEMA DE DUCTOS DE EXTRACCION ( EN PLANTA )

**\*\*CALCULO DE DUCTOS: METODO DE ROZAMIENTO CONSTANTE.**

**DUCTOS DE EXTRACCION. CONVENCIONAL**

VOL-TOT CFM= 26775  
 Ps BOCAS"H2O= 0,1 catalog  
 R/D CODOS= 1,25 grafic  
 VEL INI FPM= 1600 tabla FPM FINAL= 400  
 AR INI FT2= 16,734  
 "H2O C/100FT 0,05 GRAFIC (con CFM y DIA EQ)

TRAMO	CFM	%DE CAP-IN	%AREA SEC RECTA-TABL	PIE2	DIA-DUC PLG
A-B	26775	100	100	16,73	55,41
B-C	21415	79,981	84,5	14,14	50,93
C-D	16055	59,963	67,5	11,3	45,52
D-E	10690	39,925	48	8,033	38,39
E-F	5360	20,019	27	4,518	28,79
F-G	2680	10,009	16,5	2,761	22,51
G-H	1340	5,0047	9	1,506	16,62

**\*\*CALCULO DE LONGITUD EQUIVALENTE**

TRAMO	ELEMEN	L PIE	L EQ ADIC
A-B	ducto	20	
	codo		20
B-C	ducto	10	
C-D	ducto	10	
D-E	ducto	10	
E-F	ducto	10	
	codo		40
F-G	ducto	20	
G-H	ducto	50	
	TOTAL	130	60

**\*\*CALCULO DE PRESION ESTATICA**

PERD.TOT EN DUCTO EN TRAMO MAYOR: 0,095  
 RECUP.POR DIF DE VEL E/1a.Y ULT PART 0,237  
 PRESION TOT FAN -0,04

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

1. ASHRAE EQUIPMENT HANDBOOK 1988, Evaporative Air Cooling Equipment, cap 4, ASHRAE, Atlanta, G.A., 1988
2. ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS, Wheater Data and Design Conditions, cap 24, ASHRAE, Atlanta, G.A., 1985
3. ASHRAE HANDBOOK 1989 FUNDAMENTALS, Evaporative Air Cooling, cap 24, ASHRAE, Atlanta, G.A., 1989
4. CARRIER INTERNATIONAL LIMITED, Manual de Aire Acondicionado, MARCOMBO, 1980, 6-35 p
5. ESKRA N., Indirect/Direct Evaporative Cooling Systems, ASHRAE Journal, vol 22, No.5, mayo 1980, 21 p.
6. OBSERVATORIO ASTRONOMICO DE QUITO, Boletín Metereológico 1986.
7. OLIVIERI, J., A close look at Evap Cooling, Air Conditioning, Heating and Refrigeration News, feb 1985, 7 p.
8. PEARSON, R., Evaporative Cooling assist, Air Conditioning, Heating and Refrigeration News, nov 1981, 80 p.
9. SUPPLE, R., Evaporative Cooling for Confort, ASHRAE Journal, vol 24, No.8, agosto 1982, 42 p.
10. WATT, J.R., Evaporative Air Conditionig Hanbook, Champman & Hall, New York 1986.

**TABLE 9—STORAGE LOAD FACTORS, SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS  
WITH INTERNAL SHADING DEVICE\***

16 Hour Operation, Constant Space Temperature†

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

**TABLE 10—STORAGE LOAD FACTORS, SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS  
WITH BARE GLASS OR WITH EXTERNAL SHADE‡**

16 Hour Operation, Constant Space Temperature†

EXPOSURE (North Lat)	WEIGHT‡ (lb per sq ft of floor area)	SUN TIME																EXPOSURE (South Lat)
		AM								PM								
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Northeast	150 & over	.28	.37	.42	.41	.38	.36	.33	.31	.23	.22	.20	.19	.17	.15	.14	.12	Southeast
	100	.28	.39	.45	.45	.41	.39	.31	.27	.22	.21	.19	.17	.16	.14	.12	.10	
	30	.33	.57	.66	.62	.46	.33	.26	.21	.18	.16	.14	.12	.09	.06	.04	.03	
East	150 & over	.29	.38	.44	.48	.48	.46	.41	.36	.28	.26	.23	.22	.20	.18	.16	.14	East
	100	.27	.38	.48	.54	.52	.48	.41	.35	.28	.25	.23	.20	.18	.15	.14	.12	
	30	.29	.51	.68	.74	.69	.53	.38	.27	.22	.18	.15	.12	.09	.06	.04	.03	
Southeast	150 & over	.24	.29	.35	.43	.49	.53	.53	.51	.39	.35	.32	.29	.26	.23	.21	.19	Northeast
	100	.19	.24	.33	.44	.52	.57	.57	.53	.41	.36	.31	.27	.24	.21	.18	.16	
	30	.03	.20	.41	.60	.73	.77	.72	.60	.44	.32	.23	.18	.14	.09	.07	.05	
South	150 & over	.33	.31	.32	.37	.43	.49	.55	.60	.57	.51	.48	.42	.37	.33	.29	.26	North
	100	.27	.24	.28	.34	.42	.50	.58	.60	.60	.57	.53	.45	.37	.31	.27	.23	
	30	.06	.04	.15	.31	.49	.65	.75	.82	.81	.75	.61	.42	.28	.19	.13	.09	
Southwest	150 & over	.35	.32	.30	.28	.26	.28	.30	.37	.43	.47	.46	.40	.34	.30	.27	.24	Northwest
	100	.31	.28	.25	.24	.22	.26	.33	.40	.46	.50	.53	.51	.44	.35	.29	.26	
	30	.11	.10	.10	.09	.10	.14	.35	.54	.68	.78	.78	.68	.46	.29	.20	.14	
West	150 & over	.38	.34	.32	.28	.26	.25	.23	.25	.26	.27	.36	.42	.44	.38	.33	.29	West
	100	.34	.31	.28	.25	.23	.22	.21	.21	.23	.30	.40	.48	.51	.43	.35	.30	
	30	.17	.14	.13	.11	.11	.10	.10	.15	.29	.49	.67	.76	.75	.53	.33	.22	
Northwest	150 & over	.33	.30	.28	.26	.24	.23	.22	.20	.18	.17	.25	.34	.39	.34	.29	.26	Southwest
	100	.30	.28	.25	.23	.22	.20	.19	.17	.17	.19	.29	.40	.46	.40	.32	.26	
	30	.18	.14	.12	.12	.12	.12	.12	.11	.13	.27	.48	.65	.73	.49	.31	.21	
North and Shade	150 & over	.31	.57	.64	.68	.72	.73	.73	.74	.74	.75	.76	.78	.78	.59	.52	.46	South and Shade
	100	.30	.47	.60	.67	.72	.74	.77	.78	.79	.80	.81	.82	.83	.60	.51	.44	
	30	.04	.07	.53	.70	.78	.84	.88	.91	.93	.95	.97	.98	.99	.62	.34	.24	

**TABLE 7—STORAGE LOAD FACTORS, SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS  
WITH INTERNAL SHADE\***

24 Hour Operation, Constant Space Temperature†

EXPOSURE (North Lat)	WEIGHT§ (lb per sq ft of floor area)	SUN TIME																								EXPOSURE (South Lat)					
		AM												PM													AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5						
Northeast	150 & over 100 30	.47	.58	.54	.42	.27	.21	.20	.19	.18	.17	.16	.14	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	Southeast						
		.48	.60	.57	.46	.30	.24	.20	.19	.17	.16	.15	.13	.11	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03	.02		.02					
		.55	.76	.73	.58	.36	.24	.19	.17	.15	.13	.12	.11	.07	.04	.02	.02	.01	0	0	0	0	0	0		0					
East	150 & over 100 30	.39	.56	.62	.59	.49	.33	.23	.21	.20	.18	.17	.15	.12	.10	.09	.08	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	East						
		.40	.58	.65	.63	.52	.35	.24	.22	.20	.18	.16	.14	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03		.02					
		.46	.70	.80	.79	.64	.42	.25	.19	.16	.14	.11	.09	.07	.04	.02	.02	.01	0	0	0	0	0	0		0					
Southeast	150 & over 100 30	.04	.28	.47	.59	.64	.62	.53	.41	.27	.24	.21	.19	.16	.14	.12	.11	.10	.09	.08	.07	.06	.06	.05	Northeast						
		.03	.28	.47	.61	.67	.65	.57	.44	.29	.24	.21	.18	.15	.12	.10	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04		.03					
		0	.30	.57	.75	.84	.81	.69	.50	.30	.20	.17	.13	.09	.05	.04	.03	.02	.01	0	0	0	0	0		0					
South	150 & over 100 30	.06	.06	.23	.38	.51	.60	.66	.67	.64	.59	.42	.24	.22	.19	.17	.15	.13	.12	.11	.10	.09	.08	.07	North						
		.04	.04	.22	.38	.52	.63	.70	.71	.69	.59	.45	.26	.22	.18	.16	.13	.12	.10	.09	.08	.07	.06	.06		.05					
		.10	.21	.43	.63	.77	.86	.88	.82	.56	.50	.24	.16	.11	.08	.05	.04	.02	.02	.01	.01	0	0	0		0					
Southwest	150 & over 100 30	.08	.08	.09	.10	.11	.24	.39	.53	.63	.66	.61	.47	.23	.19	.18	.16	.14	.13	.11	.10	.09	.08	.08	Northwest						
		.07	.08	.08	.08	.10	.24	.40	.55	.66	.70	.64	.50	.26	.20	.17	.15	.13	.11	.10	.09	.08	.07	.06		.05					
		.03	.04	.06	.07	.09	.23	.47	.67	.81	.86	.79	.60	.26	.17	.12	.08	.05	.04	.03	.02	.01	.01	0		0					
West	150 & over 100 30	.08	.09	.09	.10	.10	.10	.18	.36	.52	.63	.65	.55	.27	.19	.17	.15	.14	.12	.11	.10	.09	.08	.07	West						
		.07	.08	.08	.09	.09	.09	.18	.36	.54	.66	.68	.60	.25	.20	.17	.15	.13	.11	.10	.08	.07	.06	.05							
		.03	.04	.06	.07	.08	.08	.19	.42	.65	.81	.85	.74	.30	.19	.13	.09	.06	.05	.03	.02	.02	0	0		0					
Northwest	150 & over 100 30	.08	.09	.10	.10	.10	.10	.10	.16	.33	.49	.61	.60	.19	.17	.15	.13	.12	.10	.09	.08	.08	.07	.06	Southwest						
		.07	.08	.09	.09	.10	.10	.10	.16	.34	.52	.65	.64	.23	.18	.15	.12	.11	.09	.08	.07	.06	.06	.05							
		.03	.05	.07	.08	.09	.10	.10	.17	.39	.63	.80	.79	.28	.18	.12	.09	.06	.04	.03	.02	.02	0	0		0					
North and Shade	150 & over 100 30	.08	.37	.67	.71	.74	.76	.79	.81	.83	.84	.86	.87	.88	.29	.26	.23	.20	.19	.17	.15	.14	.12	.11	South and Shade						
		.06	.31	.67	.72	.76	.79	.81	.83	.85	.87	.88	.90	.91	.30	.26	.22	.19	.16	.15	.13	.12	.10	.09							
		0	.25	.74	.83	.88	.91	.94	.96	.96	.98	.98	.99	.99	.26	.17	.12	.08	.05	.04	.03	.02	.01	.01		.01					

**TABLE 8—STORAGE LOAD FACTORS, SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS  
WITH BARE GLASS OR WITH EXTERNAL SHADE|**

24 Hour Operation, Constant Space Temperature|

EXPOSURE (North Lat)	WEIGHT§ (lb per sq ft of floor area)	SUN TIME																								EXPOSURE (South Lat)					
		AM												PM													AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5						
Northeast	150 & over 100 30	.17	.27	.33	.33	.31	.29	.27	.25	.23	.22	.20	.19	.17	.15	.14	.12	.11	.10	.09	.08	.07	.07	.06	Southeast						
		.19	.31	.38	.39	.36	.34	.27	.24	.22	.21	.19	.17	.16	.14	.12	.10	.07	.08	.07	.06	.05	.05	.04		.03					
		.31	.56	.65	.61	.46	.33	.26	.21	.18	.16	.14	.12	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01	0	0	0	0		0					
East	150 & over 100 30	.16	.26	.34	.39	.40	.38	.34	.30	.28	.26	.23	.22	.20	.18	.16	.14	.13	.12	.10	.09	.08	.08	.07	East						
		.16	.29	.40	.46	.46	.42	.36	.31	.28	.25	.23	.20	.18	.15	.14	.12	.11	.09	.08	.08	.06	.06	.05		.04					
		.27	.50	.67	.73	.68	.53	.38	.27	.22	.18	.15	.12	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01	0	0	0	.01							
Southeast	150 & over 100 30	.08	.14	.22	.31	.38	.43	.44	.43	.39	.35	.32	.29	.26	.23	.21	.19	.16	.15	.13	.12	.11	.10	.09	Northeast						
		.05	.12	.23	.35	.44	.49	.51	.47	.41	.36	.31	.27	.24	.21	.18	.16	.14	.12	.10	.09	.08	.08	.06		.06					
		0	.18	.40	.59	.72	.77	.72	.60	.44	.32	.23	.18	.14	.09	.07	.05	.03	.02	.01	.01	0	0	0		0					
South	150 & over 100 30	.10	.10	.13	.20	.28	.35	.42	.48	.51	.51	.48	.42	.37	.33	.29	.26	.23	.21	.19	.17	.15	.14	.13	North						
		.07	.06	.12	.20	.30	.39	.48	.54	.58	.57	.53	.45	.37	.31	.27	.23	.20	.18	.16	.14	.12	.11	.10		.08					
		0	0	.12	.29	.48	.64	.75	.82	.81	.75	.61	.42	.28	.19	.13	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01	0		0					
Southwest	150 & over 100 30	.11	.10	.10	.10	.14	.21	.29	.36	.43	.47	.46	.40	.34	.30	.27	.24	.22	.20	.18	.16	.14	.13	.12	Northwest						
		.09	.09	.08	.09	.09	.14	.22	.31	.42	.50	.53	.51	.44	.35	.29	.26	.22	.19	.17	.15	.13	.12	.11		.09					
		.02	.03	.05	.06	.08	.12	.24	.33	.43	.53	.68	.78	.68	.46	.29	.20	.14	.09	.07	.05	.03	.02	.02		.01	.01				
West	150 & over 100 30	.12	.11	.11	.10	.10	.10	.10	.13	.19	.27	.36	.42	.44	.38	.33	.29	.26	.23	.21	.18	.16	.15	.13	West						
		.09	.09	.09	.09	.09	.10	.12	.19	.30	.40	.48	.51	.42	.35	.30	.25	.22	.19	.16	.14	.13	.11	.09							
		.02	.03	.05	.06	.07	.08	.14	.29	.49	.67	.76	.75	.53	.33	.22	.15	.11	.08	.05	.04	.03	.02	0		0					
Northwest	150 & over 100 30	.10	.10	.10	.10	.10	.10	.10	.12	.17	.25	.34	.39	.34	.29	.26	.23	.20	.18	.16	.14	.13	.12	.10	Southwest						
		.08	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.11	.19	.29	.40	.46	.40	.32	.26	.22	.19	.16	.14	.13	.11	.10	.08							
		.02	.04	.05	.07	.08	.09	.10	.13	.27	.48	.65	.73	.49	.31	.21	.16	.10	.07	.05	.04	.03	.02	0		0					
North and Shade	150 & over 100 30	.16	.23	.33	.41	.47	.52	.57	.61	.66	.69	.72	.74	.59	.52	.46	.42	.37	.34	.31	.27	.25	.23	.21	South and Shade						
		.11	.33	.44	.51	.57	.62	.66	.70	.74	.76	.79	.80	.60	.51	.44	.37	.32	.29	.27	.23	.21	.18	.16		.13					
		0	.48	.66	.76	.82	.87	.91	.93	.95	.97	.98	.98	.52	.34	.24	.16	.11	.07	.05	.04	.02	.02	.01		.01					

TABLE 48—HEAT GAIN FROM PEOPLE

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				82 F		80 F		78 F		75 F		70 F	
				Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr	
				Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Seated at rest	Theater, Grade School	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Seated, very light work	High School	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., College	475	450	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Retail, or Variety Store	550											
Walking, seated	Drug Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Standing, walking slowly	Bank	550											
Sedentary work	Restaurant†	500	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Light bench work	Factory, light work	800	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Walking, 3 mph	Factory, fairly heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Heavy work	Bowling Alley‡, Factory	1500	1450	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845

\*Adjusted Metabolic Rate is the metabolic rate to be applied to a mixed group of people with a typical percent composition based on the following factors:

Metabolic rate, adult female = Metabolic rate, adult male × 0.85  
 Metabolic rate, children = Metabolic rate, adult male × 0.75

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

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

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

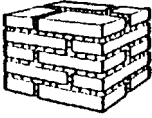
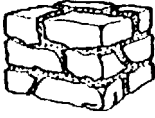
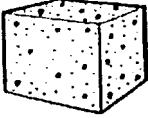
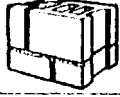
NORTH LAT.	MONTH	EXPOSURE NORTH LATITUDE									MONTH	SOUTH LAT.
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz		
0°	June	59	156	147	42	14	42	147	156	226	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	0°
	July & May	48	153	152	52	14	52	152	153	233		
	Aug & April	25	141	163	79	14	79	163	141	245		
	Sept & March	10	118	167	118	14	118	167	118	250		
	Oct & Feb	10	79	163	141	34	141	163	79	245		
	Nov & Jan	10	52	152	153	67	153	152	52	233		
Dec	10	42	147	156	82	156	147	42	226			
10°	June	40	153	155	55	14	55	155	153	243	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	10°
	July & May	30	148	158	66	14	66	158	148	247		
	Aug & April	13	130	163	94	14	94	163	130	250		
	Sept & March	10	103	164	127	28	127	164	103	247		
	Oct & Feb	10	66	155	149	73	149	155	66	230		
	Nov & Jan	9	37	143	161	106	161	143	37	210		
Dec	9	28	137	163	120	163	137	28	202			
20°	June	26	154	160	73	14	73	160	154	250	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	20°
	July & May	19	138	163	85	14	85	163	138	251		
	Aug & April	11	118	165	113	26	113	165	118	247		
	Sept & March	10	87	163	140	65	140	163	87	233		
	Oct & Feb	9	52	147	160	111	160	147	52	208		
	Nov & Jan	8	26	128	164	141	164	128	26	180		
Dec	8	18	121	167	149	167	121	18	170			
30°	June	20	139	161	90	21	90	161	139	250	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	30°
	July & May	16	131	164	100	30	100	164	131	246		
	Aug & April	11	108	165	129	63	129	165	108	235		
	Sept & March	9	90	158	152	105	152	158	90	212		
	Oct & Feb	8	39	135	163	145	163	135	39	179		
	Nov & Jan	7	16	116	162	159	162	116	16	145		
Dec	6	12	105	162	163	162	105	12	131			
40°	June	17	133	162	111	54	111	162	133	237	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	40°
	July & May	15	127	164	125	69	125	164	127	233		
	Aug & April	11	102	162	146	102	146	162	102	214		
	Sept & March	9	58	149	162	140	162	149	58	183		
	Oct & Feb	7	35	122	163	162	163	122	35	129		
	Nov & Jan	5	12	100	156	166	156	100	12	103		
Dec	5	10	86	148	165	148	86	10	85			
50°	June	16	126	164	135	93	135	164	126	220	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	50°
	July & May	14	117	163	143	106	143	163	117	211		
	Aug & April	11	94	158	157	138	157	158	94	185		
	Sept & March	8	58	138	163	158	163	138	58	148		
	Oct & Feb	5	29	105	157	167	157	105	29	94		
	Nov & Jan	4	9	64	127	153	127	64	9	53		
Dec	3	7	47	116	141	116	47	7	40			
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	Horiz		
EXPOSURE SOUTH LATITUDE												
Solar Gain Correction	Steel Sash or No Sash × 1.85 or 1.17	Haze - 15% (Max)		Altitude (0.7% per 1000 ft)		Dewpoint Above 67 F - 7% per 10 F		Dewpoint Below 67 F (7% per 10 F)		South Lat Dec or Jan 1.7%		

**TABLE 21—TRANSMISSION COEFFICIENT U—MASONRY WALLS\***

FOR SUMMER AND WINTER

Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of wall and finishes.

EXTERIOR FINISH	THICK- NESS (Inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	INTERIOR FINISH										
		None	3/8" Gypsum Board (Plaster Board) (2)	3/8" Plaster on Wall		Metal Lath Plastered on Furring		3/8" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plain or Plastered on Furring		
				Sand Agg (6)	Lt Wt Agg (3)	3/8" Sand Plaster(7)	3/8" Lt Wt Plaster(3)	1/2" Sand Plaster(7)	1/2" Lt Wt Plaster(2)	1/2" Board (2)	1" Board (4)	
<b>SOLID BRICK</b>  	<b>Face &amp; Common</b>  8 (87) 12 (123) 16 (173)	.48	.41	.45	.41	.31	.28	.29	.27	.22	.16	
		.35	.31	.33	.30	.25	.23	.23	.22	.19	.14	
		.27	.25	.26	.25	.21	.19	.20	.19	.16	.13	
	<b>Common Only</b>  8 (80) 12 (120) 16 (160)	.41	.36	.39	.35	.28	.26	.26	.25	.21	.15	
		.31	.28	.30	.27	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
		.25	.23	.24	.23	.19	.18	.18	.18	.16	.12	
<b>STONE</b>  	8 (100)	.67	.55	.63	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.18	
	12 (150)	.55	.47	.52	.46	.34	.31	.31	.29	.24	.17	
	16 (200)	.47	.41	.45	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16	
	24 (300)	.36	.32	.35	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15	
<b>ADOBE-BLOCKS OR BRICK</b>	8 (26)	.34	.30	.32	.30	.25	.23	.23	.22	.18	.12	
	12 (40)	.25	.23	.24	.23	.20	.18	.18	.18	.15	.14	
<b>POURED CONCRETE</b>  	<b>140 lb/cu ft</b>  6 (70) 8 (93) 10 (117) 12 (140)	.75	.55	.69	.58	.41	.36	.37	.34	.27	.18	
		.67	.49	.63	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.17	
		.61	.44	.57	.49	.36	.32	.33	.31	.25	.17	
		.55	.40	.52	.45	.34	.31	.31	.29	.24	.16	
	<b>80 lb/cu ft</b>  6 (40) 8 (53) 10 (66) 12 (80)	.31	.28	.30	.27	.23	.21	.22	.21	.18	.14	
		.25	.23	.24	.23	.19	.18	.18	.18	.16	.12	
		.21	.19	.20	.19	.17	.16	.15	.14	.14	.11	
		.18	.17	.17	.15	.15	.14	.14	.14	.12	.10	
	<b>30 lb/cu ft</b>  6 (15) 8 (20) 10 (25) 12 (30)	.13	.13	.13	.13	.12	.11	.11	.11	.11	.13	.09
		.10	.10	.10	.10	.09	.09	.09	.09	.09	.10	.07
		.08	.08	.08	.08	.08	.07	.08	.07	.08	.08	.06
		.07	.07	.07	.07	.07	.07	.06	.06	.07	.07	.06
<b>HOLLOW CONCRETE BLOCKS</b>  	<b>Sand &amp; Gravel Agg</b>  8 (43) 12 (63)	.52	.44	.48	.43	.33	.29	.30	.28	.23	.17	
		.47	.41	.45	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16	
	<b>Cinder Agg</b>  8 (37) 12 (53)	.39	.35	.37	.34	.27	.25	.25	.24	.20	.15	
		.36	.33	.35	.32	.26	.24	.23	.23	.19	.15	
	<b>Lt Wt Agg</b>  8 (32) 12 (43)	.35	.32	.34	.31	.26	.23	.24	.22	.19	.15	
		.32	.29	.31	.28	.24	.22	.22	.21	.18	.14	
<b>STUCCO ON HOLLOW CLAY TILE</b>	8 (39)	.36	.32	.34	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15	
	10 (44)	.32	.29	.31	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
	12 (49)	.29	.27	.28	.26	.22	.20	.21	.20	.17	.13	



**TABLE 20—EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)**

FOR DARK COLORED†, SUNLIT AND SHADED ROOFS\*

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED WALLS\*

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

EXPOSURE	WEIGHT OF WALL † (lb/sq ft)	SUN TIME																								
		AM												PM												AM
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
Northeast	20	5	15	22	23	24	19	14	13	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-2	
	60	-1	-2	-2	5	24	22	20	15	10	11	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1	
	100	4	3	4	4	4	10	16	15	14	12	10	11	12	12	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	
	140	5	5	6	6	6	6	6	6	10	14	16	14	12	10	10	10	10	10	10	10	9	8	7	7	
East	20	1	17	30	33	36	35	32	20	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3	-3	
	60	-1	-1	0	21	30	31	31	19	14	13	12	13	14	13	12	11	10	8	5	4	3	1	1	0	
	100	5	5	6	8	14	20	24	25	24	20	18	16	14	14	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6	
	140	11	10	10	9	8	9	10	15	18	19	18	17	16	14	12	13	14	14	14	13	13	12	12	12	
Southeast	20	10	6	13	19	26	27	28	26	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2	
	60	1	1	0	13	20	24	28	26	25	21	18	15	14	13	12	11	10	8	6	5	4	3	3	2	
	100	7	7	6	6	6	11	16	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	8	8	7	7	
	140	9	8	8	8	8	7	6	11	14	15	16	18	16	15	14	13	12	12	12	11	11	10	10	9	
South	20	-1	-2	-4	1	4	14	22	27	30	28	26	20	16	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0	-1	
	60	-1	-3	-4	-3	-2	7	12	20	24	25	26	23	20	15	12	10	8	6	4	2	1	1	0	-1	
	100	4	4	2	2	2	3	4	8	12	15	16	18	18	15	14	11	10	9	8	8	7	6	6	5	
	140	7	6	6	5	4	4	4	4	4	7	10	13	14	15	16	16	14	12	10	10	9	9	8	7	
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	34	40	41	42	30	24	12	6	4	2	1	1	0	-1	-1	
	60	2	1	0	0	0	1	2	8	12	24	32	35	36	35	34	20	10	7	6	5	4	4	3	3	
	100	7	5	6	5	4	5	6	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7	
	140	8	8	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	8	8	8	
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0	-1	-1	
	60	2	1	0	0	0	2	4	7	10	19	26	34	40	41	36	28	16	10	6	5	4	3	3	2	
	100	7	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	17	20	25	28	27	26	19	14	12	11	10	9	8	
	140	12	11	10	9	8	8	9	10	10	10	10	11	12	14	16	21	22	23	22	20	18	16	15	13	
Northwest	20	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	33	40	37	34	18	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2	
	60	-2	-3	-4	-3	-2	0	2	6	8	10	12	21	30	31	32	21	12	8	6	4	3	1	0	-1	
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	14	8	7	7	6	6	5	
	140	8	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	10	14	18	19	20	16	13	11	10	9	
North (Shade)	20	-3	-3	-4	-3	-2	1	4	8	10	12	14	13	12	10	8	6	4	2	0	0	-1	-1	-2	-2	
	60	-3	-3	-4	-3	-2	-1	0	3	6	8	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1	-2	
	100	1	1	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	5	8	7	6	5	4	3	3	2	2	1	
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	7	6	4	3	2	2	1	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
		AM												PM												AM
		SUN TIME																								



