

300617

34a
2ej

UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGIA PRECISA PARA EL
CALCULO DE CARGAS TERMICAS EN LA DETERMINACION DE
LAS NECESIDADES DE REFRIGERACION DE LOCALES
APLICADO AL CASO DE MEXICO

TESIS PROFESIONAL

QUE, PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

(AREA MECANICA)

P R E S E N T A:

ALEJANDRO GILBERTO MOLINAR TAMEZ

ASESOR DE TESIS: ING. JORGE SALCEDO GONZALEZ

MEXICO, D. F.,

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Al Pasante Señor: **Alejandro Gilberto Molinar Tamez**

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud. a continuación, el tema que aprobado por esta Dirección, propuso como Asesor de Tesis el Ing. Jorge Salcedo González, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista con área principal en Ingeniería Mecánica.

"DESARROLLO DE UNA METODOLOGIA PRECISA PARA EL CALCULO DE CARGAS TERMICAS EN LA DETERMINACION DE LAS NECESIDADES DE REFRIGERACION DE LOCALES APLICADO AL CASO DE MEXICO"

con el siguiente índice:

	INTRODUCCION
CAPITULO I	CONCEPTOS BASICOS
CAPITULO II	GANANCIAS DE CALOR
CAPITULO III	PROPIEDADES DEL AIRE Y LA CARTA PSICROMETRICA
CAPITULO IV	EJEMPLO DE DISEÑO DETALLADO
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA
	ANEXOS

Ruego a Ud. tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

A T E N T A M E N T E

"INDIVISA MANENT"
ESCUELA DE INGENIERIA
México, D.F., a 1 de Febrero de 1994



ING. JORGE SALCEDO GONZALEZ
ASESOR DE TESIS



ING. EDMUNDO BARRERA MONSIVAIS
D I R E C T O R

"Aprovecho para agradecer a mis padres por todo ese apoyo con el que siempre conté ya sea en momentos difíciles o fáciles. Gracias por estar siempre a mi lado. Los quiero mucho"

"Dedico este trabajo a mis abuelitos con mucho cariño y respeto. Muchas gracias por todo."

"A Lulu, por su buena voluntad, sus
ganas de ayudarme siempre y por todo
lo que hizo para que al fin un día
pudiera terminar este trabajo.
Muchísimas gracias. Te quiero mucho."

"A mis amigos Juan y Mauricio
por todos esos buenos recuerdos
de la Universidad."

INDICE

INTRODUCCION	1
--------------------	---

CAPITULO I. CONCEPTOS BASICOS

- Confort	2
- Balance de calor en el cuerpo	2
- Pérdida de calor sensible q_s	4
- Pérdida de calor radiante q_r	4
- Pérdidas de calor latente q_l	5
- Confort y temperatura efectiva	5
- Distribución de aire	8
- Aire exterior	9
- Conservación de la energía	9
- Btu y calor específico	9
- Calor sensible y calor latente	10
- Escalas Fahrenheit y Centígrada	10

CAPITULO II. GANANCIAS DE CALOR

- Cantidad de calor a remover	11
- Flujo de calor	11
- Conductividad	12
- Conductancia	13
- Conductancia de superficie	14
- Conductancia de un espacio de aire	14
- Coeficiente de transferencia de calor general (U)	15
- Resistencia	16
- Diferencia de temperaturas de diseño	16
- Ganancias de calor por conducción	17
- Ganancias de calor por conducción a través de paredes exteriores	17
- Ganancia de calor por conducción a través de vidrio	18
- Ganancias de calor por conducción a través de divisiones	18
- Ganancia de calor por conducción a través de pisos	18
- Ganancia de calor por conducción a través de techos	19
- Calor latente	19
- Calor del cuerpo	19
- Ganancia de calor en ductos y camaras plenas ..	20

- Motores eléctricos y equipo	
* Luces	21
* Equipos de gas	21
* Tuberías calientes	22
- Infiltración	22
- Carga por ventilación	23
- Como viaja el calor a través de las paredes	26
- Flujo de calor a través de paredes con variación de temperaturas exteriores	27
- Calor radiante	27
- Calor solar	27
- Reflección	28
- Temperaturas de superficie	28
- Tablas de calor solar	29
- Ventanas de vidrio común	30
- Factores de sombra	31
- Techos	31
- Determinando la hora del día cuando la carga de enfriamiento es un máximo	32

CAPITULO III.

PROPIEDADES DEL AIRE Y LA CARTA PSICOMETRICA

- Cambio de volumen con la temperatura	34
- Cambio de volumen con presión	37
- Cambios en el volumen del aire con cambios de temperatura y presión	38
- Temperatura de punto de rocío	39
- Peso y presión de vapor	40
- Rango de humedad	41
- Grado de saturación	42
- Humedad relativa	42
- Calor sensible	43
- Temperatura de bulbo húmedo	43
- Calor total	44
LA CARTA PSICOMETRICA	45
- Evaporación del agua	46
- Condensación del vapor de agua	47
- Intercambio de calor entre el aire y el agua	47
- Acción del aire en contacto con el agua	48
- Trazando los procesos de aire acondicionado en la carta psicrométrica	58
- Calentamiento	58
- Enfriamiento	58

- Calentamiento y humidificación	60
- Enfriamiento y deshumidificación	60
- Enfriamiento y humidificación	62
- Calentamiento con serpentines y humidificación con lavadoras	63
- Deshumidificación química	65
- Mezclas de aire	67
- Volumen de aire húmedo	67

CAPITULO IV.

EJEMPLO DE DISEÑO DETALLADO

- Condiciones de diseño	70
- Planta arquitectónica	71
- Radiación solar a través de vidrio	72
- Ganancias por transmisión de calor	72
- Cargas internas	74
- Carga por ventilación	75
- Ganancias de calor por ductos	75
- Totales	75
- Carta psicrométrica	78
- Selección de equipo por computadora	79
- Características generales del equipo seleccionado	80
- Arreglo de posible sistema de distribución de aire	86
- Hoja de cálculo	87

CONCLUSIONES	89
---------------------------	----

BIBLIOGRAFIA	90a
---------------------------	-----

ANEXOS

- Tablas de referencia para la evaluación de cargas térmicas	91
- Tablas	107

INDICE DE FIGURAS

- Figura 1	
Carta de confort del ASHRAE	6
- Figura 2	
Conductividad en un material homogéneo	12
- Figura 3	
Conductancia en un material no homogéneo	13
- Figura 4	
Condensador de vapor	39
- Figura 5	
Esqueleto de una carta psicrométrica	45
- Figura 6	
A. Calentamiento de aire con agua espreada	
B. Enfriamiento de aire con agua espreada	48
- Figura 7	
Temp. del agua por arriba de la temp. de B.S. ..	51
- Figura 8	
Temp. del agua entre las temps. de B.S. y B.H. .	51
- Figura 9	
Temp. del agua entre la temp. de punto de rocío	
y la de bulbo húmedo	53
- Figura 10	
Temp. del agua por debajo de la temperatura de	
punto de rocío	55
- Figura 11	
Temp. del agua constantemente recirculada	57
- Figura 12	
Procesos en la carta psicrométrica	58
- Figura 13	
Acción de un serpentín de calentamiento	59

- Figura 14	Enfriamiento del aire por medio de un serpentín	59
- Figura 15	Calentamiento y humidificación con serpentín ...	61
- Figura 16	Proceso en una lavadora de aire	61
- Figura 17	Enfriamiento y deshumidificación con serpentín .	61
- Figura 18	Enfriamiento y humidificación	62
- Figura 19	Calentamiento con serpentín y humidificación con lavadora	63
- Figura 20	Proceso del aparato de la fig. 19	64
- Figura 21	Calentamiento con serpentines y humidificación con agua	66
- Figura 22	Proceso del aparato de la fig. 21	66
- Figura 23	Condiciones de mezcla de aire	68
- Figura 24	La carta psicrométrica	68
- Figura 25	Planta arquitectónica	71
- Figura 26	Carta psicrométrica para diseño	78
- Figura 27	Arreglo de posible sistema de distribución de aire	86

INTRODUCCION

INTRODUCCION

De manera particular, el confort en espacios de trabajo y zonas habitacionales requiere un cuidado especial y, en muchas ocasiones, ésto no sucede; se hacen cálculos muy ambiguos que resultan en un sistema poco eficiente y que no cumple con los requerimientos del lugar que va a ser acondicionado.

Con el presente trabajo se busca dar a conocer de una manera sencilla y práctica los conceptos básicos en los que se fundamenta la teoría del aire acondicionado. Estos conceptos, que en realidad no son muy complicados y que son la base para el buen diseño de un sistema, mucha gente no los conoce o no los aprende por creer que son muy difíciles, es por eso que con este trabajo se pretende borrar esa imagen cambiando la forma de pensar de las personas presentando en una forma breve, sencilla y detallada cada uno de los conceptos básicos del aire acondicionado.

Así mismo se busca determinar los aspectos necesarios para el cálculo de cargas térmicas presentando todo lo que se refiere a ganancias de calor y estableciendo una metodología para el cálculo de éstas para poder hacer un diseño detallado y preciso y de esta forma satisfacer los requerimientos de refrigeración de algún local que se quiera acondicionar teniendo la certeza de que el sistema va a funcionar y de que va a cumplir con las necesidades éste.

Debido a la amplia gama de aplicación que tiene el aire acondicionado, solamente se presentará el cálculo de cargas térmicas y el diseño del sistema de aire acondicionado para un local pequeño con fines explicativos, ya que los conceptos utilizados pueden ser aplicados tanto en locales grandes como en pequeños.

Este trabajo está basado en materias básicas de termodinámica, transferencia de calor, características de los materiales y en los fundamentos del aire acondicionado.

En el primer capítulo se hablará del confort, de las formas en las que el cuerpo pierde y gana calor y de la temperatura de confort promedio para mantener cómoda a las personas que se encuentran dentro de un local.

En el segundo capítulo se explicarán todas las formas en las que un local puede ganar calor y la forma para calcular con exactitud esta ganancia y poder llegar así a un valor de la cantidad de calor total a remover.

El tercer capítulo se refiere a las propiedades y características del aire en cuanto a humedad, volumen, temperatura, presión, etc., y explica en forma breve y sencilla el uso de la carta psicrométrica para poder así trazar procesos de acondicionamiento de aire y obtener valiosa información para el diseño de un buen sistema de aire acondicionado.

El cuarto capítulo es un ejemplo del cálculo de cargas térmicas y se muestran en una forma clara los pasos a seguir para poder determinar la cantidad de calor a remover, el volumen de aire que se debe utilizar, las características de ese aire y la capacidad del equipo de aire acondicionado que se debe de instalar.

La última parte de esta tesis está comprendida por una recopilación de tablas, que se usarán para la determinación de las cargas térmicas en el ejemplo del capítulo cuarto y podrán ser utilizadas para cualquier cálculo posterior.

CAPITULO I

CAPITULO I. CONCEPTOS BASICOS

CONFORT

El acondicionamiento de aire es el control simultáneo de temperatura, humedad, movimiento de aire y la calidad de aire en el espacio. El uso del espacio a acondicionar determina la temperatura, humedad, el movimiento del aire y la calidad del aire que se debe conservar. El aire acondicionado puede mantener cualquier condición atmosférica sin importar lo que este sucediendo con el clima en el exterior.

Se deben considerar la limpieza y el movimiento del aire . El aire debe de estar limpio, es decir, libre de polvo y partículas. La limpieza del aire es importante desde el punto de vista de la salud.

El aire debe circular libremente en el espacio en el cual es suministrado. Esto le permitirá absorber el calor y humedad uniformemente a través de todo el cuarto. Al mismo tiempo este movimiento de aire debe ser suave, ya que sino se convertirá en un molesto chiflón.

Confort se puede definir como cualquier condición que en cuanto se cambie, va a hacer que la persona se sienta desagrasto. En un sistema de acondicionamiento de aire de primera clase la persona no se debe dar cuenta de la temperatura o humedad ni del ruido de equipos o del movimiento de aire.

-Balance de calor en el cuerpo:

El confort individual depende en que tan rápido el cuerpo esta perdiendo calor. El cuerpo humano se puede comparar con un radiador de calor usando comida como combustible. La comida en su mayor parte es carbón e hidrogeno, y la energía contenida en la comida es liberada por oxidación. El oxígeno viene del aire y los principales productos de la combustión son dióxido de carbono y vapor de agua. Los doctores llaman a esto **metabolismo**.

El cuerpo es esencialmente un organismo de temperatura constante. Su temperatura interna se mantiene a 36.8°C por el sistema regulador de temperatura del cuerpo humano.

La finalidad del aire acondicionado es la de ayudar al cuerpo en controlar el enfriamiento del mismo. Y esto es para verano como para invierno. En verano, el trabajo es el de aumentar el enfriamiento del cuerpo, mientras que en invierno es el de disminuir dicho enfriamiento.

Es posible hacer un balance de calor para el cuerpo humano y estudiar las formas en las que se puede controlar el enfriamiento del cuerpo por el cuerpo.

Como se dijo anteriormente el metabolismo es la forma en la que el cuerpo produce calor. Esto se verá del lado izquierdo de la ecuación. En el lado derecho se verán las formas en las que el cuerpo pierde calor.

Calor producido = Calor perdido

$$M = \dot{q}_s + \dot{q}_r + \dot{q}_l \dots\dots\dots (1)$$

donde:

M = metabolismo, Btu/h

\dot{q}_s = pérdida de calor sensible, Btu/h

\dot{q}_r = pérdida de calor radiante, Btu/h

\dot{q}_l = pérdida de calor latente, (evaporación) Btu/h

Dos cosas pueden hacer que la temperatura del cuerpo aumente: fiebre y la actividad física. El cuerpo se enfriará en clima frío si no se protege debidamente.

El lado izquierdo de la ecuación 1 puede ser el metabolismo basal. Esto es la cantidad de calor generado por una persona sin ropa y en reposo en un aire de 21°C. Para una persona de peso promedio el metabolismo basal es aproximadamente 240 Btu/h. Cerca de 60 Btu/h es usado por el corazón y los pulmones, el balance es usado para la oxidación.

Pero esto solo va a importar al ingeniero que diseñe algún hospital o clínica. Las personas que debe de mantener confortables están vestidas y se encuentran en diferentes tipos de actividad, por lo que el extremo izquierdo de la ecuación 1 es el nivel metabólico actual del individuo. Esto es el calor generado por el individuo; y varía de 390 a 1500 Btu/h.

El extremo derecho de la ecuación es el calor perdido por el cuerpo. Estos términos representan las formas en las que el cuerpo es capaz de mantenerse a temperatura constante. A continuación se discutirán cada uno de los términos de pérdida de calor.

- Pérdida de calor sensible. qs

Notese que el signo de mas-menos de el término qs significa que el cuerpo puede ganar o perder calor sensible. La clave es la temperatura del aire. Si la temperatura del aire esta por debajo de la temperatura de la piel, el término en el calor sensible será "más"- el cuerpo esta perdiendo calor sensible hacia el aire. Si la temperatura del aire esta por arriba de la temperatura de la piel, el término del calor sensible sera "menos" el cuerpo esta ganando calor sensible del aire.

Parte del calor liberado por el cuerpo es transmitido hacia el aire que esta en contacto directo con la piel. A pesar de que en el interior del cuerpo la temperatura de conserva a 36.8°C, la temperatura de la piel varía. Esta variación puede ser desde 5°C hasta 41°C según la temperatura, humedad y velocidad del aire. Si la temperatura del aire cae, la temperatura del cuerpo cae.

La diferencia de temperaturas en la piel de una parte a otra tiene una variación bastante pequeña. A un cambio de 10 grados en la temperatura de un cuarto no produce nada mas que un cambio de 10 grados en la temperatura de la piel.

Cuando el aire se encuentra a una temperatura de 21°C, la mayoría de la gente pierde calor sensible a tal grado que se siente cómoda. Si la temperatura aumenta a 27°C, la pérdida de calor sensible se convierte en cero, y la razón es que 26°C es la temperatura promedio de la piel de un adulto. Esto es cuando se encuentra en época fría en el interior de un local y usando ropa cómoda. Si la temperatura sigue aumentando, el cuerpo absorberá calor del aire, y por lo tanto aumentará su temperatura.

- Pérdida de calor radiante qr

El cuerpo gana o pierde calor por radiación según la diferencia de dos temperaturas:

- 1.- La temperatura de la superficie del cuerpo (con ropa a sin ropa)
- 2.- La media de la temperatura radiante.

La media es un promedio de las temperaturas de todas las superficies que se encuentran en línea directa visible con el cuerpo.

Si la media de la temperatura radiante esta por debajo de la temperatura del cuerpo, el término qr en la ecuación 1 será "mas". Por lo tanto el cuerpo esta perdiendo calor radiante hacia las superficies que se encuentran cercanas. Si la media esta a una temperatura mayor que la temperatura del cuerpo, el término qr será "menos" el cuerpo esta ganando calor radiante. Se debe tener en mente que el cuerpo pierde calor sensible y radiante de acuerdo con la temperatura de su superficie. La temperatura de la superficie de la piel tiene mucho que ver con el confort.

- Perdidas por calor latente q_l (evaporación) ...

El último término de la ecuación 1 es el calor latente o perspiración. Este es siempre positivo. Aún el cuerpo en reposo necesita como 100 Btu/h para evaporar humedad en el aire inhalado para mantener los pulmones húmedos. Si no fuera por esto, los tejidos de los pulmones podrían pegarse y no dejar entrar el suficiente aire para permanecer vivo. Es posible ver esto en alguna mañana fría, donde se ve la gran cantidad de humedad que contienen los pulmones.

La regulación del calor de evaporación es el proceso del cuerpo que mantiene al cuerpo en su temperatura en algún lugar no acondicionado.

La humedad perdida por el cuerpo, ya sea por la respiración (aire exhalado), o por la piel, es en forma de vapor a extremadamente muy bajas presiones. El cuerpo proporciona el suficiente calor latente para evaporar la humedad que esta perdiendo.

La forma en que se relaciona la pérdida de humedad con el confort cuando la temperatura del aire aumenta de 21 a 27 o a 32°C se puede explicar de la siguiente manera:

Cuando la temperatura de bulbo seco aumenta, el cuerpo pierde menor cantidad de calor sensible, pero el calor latente aumenta debido a que la pérdida de humedad en el cuerpo aumenta. Si a 21°C se pierden 290 Btu/h de calor sensible y 110 Btu/h de calor latente, a 27°C la pérdida de calor latente será de cero aproximadamente y el calor latente aumentará hasta casi 400 Btu/h. En los dos casos el total de calor perdido es el mismo, aproximadamente 400 Btu/h. Cuando la temperatura exterior aumenta a 32°C, todo el calor del cuerpo es liberado solamente por calor latente.

Cuando se trabaja en condiciones de temperatura y humedad muy altas, el calor sensible y la evaporación de humedad por la piel son retardadas. Bajo estas condiciones, el rango de calor sensible transferido y la evaporación deben ser aumentadas debido a un viento a alta velocidad sobre el cuerpo. De esta forma, la evaporación de humedad de la superficie de la piel se acelera en gran magnitud, y por lo que hay un aumento en la cantidad de calor transferido por la piel al ambiente.

- Confort y temperatura efectiva:

Parece ser que no hay una regla para las mejores condiciones atmosféricas para el confort de las personas. Bajo las mismas condiciones de temperatura humedad, un joven tiene un poco de calor mientras que un señor mayor tiene calor. El cliente que entra a una tienda acondicionada del calor de la calle siente un gran alivio mientras que la persona que lleva trabajando en la tienda varias horas siente un poco de calor.

El confort de un individuo es afectado por muchas variables como salud, edad, actividad, ropa, sexo, hábitos de comida y aclimatización, todos tienen que ver para determinar "las mejores condiciones de confort" para una persona en particular. Reglas rápidas y que sirvan para todas las personas no existen, pero lo mejor que se puede hacer es aproximar todas estas condiciones para que la mayoría de las personas en algún lugar se sientan confortables.

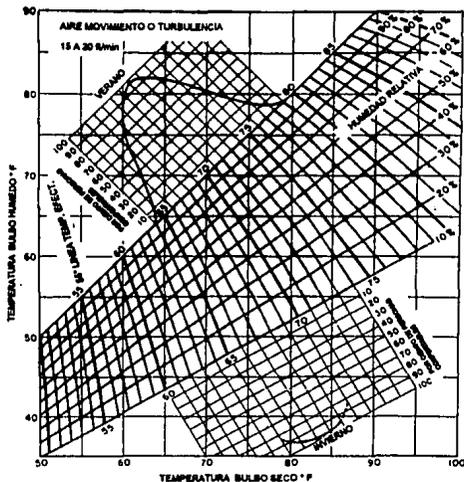


FIGURA 1

La figura 1 se basa en los resultados de pruebas en las cuales varias personas fueron sometidas a aire a diferentes temperaturas y humedades. Los ejes de la carta son temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo. Las líneas que van subiendo de izquierda a derecha son líneas de humedad relativa constante correspondiendo a varias combinaciones de temperaturas de bulbo seco y húmedo. Las líneas un poco curvadas y casi perpendiculares a las anteriores son líneas de "temperatura efectiva constante" TE.

La temperatura efectiva no es una temperatura actual en el sentido de que pueda ser medida por un termómetro. Es un índice determinado experimentalmente de varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento de aire lo cual lleva al mismo sentimiento de calor. En verano, la mayoría de la gente que se encuentra en algún lugar acondicionado por más de tres horas sentirá lo mismo a 75 BS y 60% de humedad relativa que a 79 BS y 30% de humedad relativa, porque ambas condiciones caen en la línea de 71 TE en la figura 1.

La curva en la parte superior izquierda de la fig. 1 indica en porcentaje de personas sintiéndose a gusto durante el clima de verano para condiciones entre 64 y 79 TE. Estudios llevados por "the American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)" con humedades relativas entre 30 y 70 % indicaron que el 98 % de las personas estaban confortables cuando las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo se encontraban en la línea de 71 TE. Ninguna de las personas se encontraba cómodo cuando las condiciones se encontraban en las líneas de 64 TE y 79 TE.

Estudios de campo llevados a cabo por ASHRAE con trabajadores de oficina han llevado a interesantes conclusiones:

- 1.- Mujeres de edad avanzada prefieren una temperatura efectiva un grado mayor que los hombres.
- 2.- Todos los hombres y mujeres mayores de 40 años de edad prefieren una temperatura efectiva un grado mayor que para las personas que están por debajo de esta edad.
- 3.- Para las diferentes regiones geográficas y grupos de edades las condiciones más populares varían de 69 TE a 73 TE.

Muchas veces el ingeniero se encontrará con situaciones de problemas de tipo psicológico como las personas que forzosamente abren una ventana para sentirse cómodos, y como lo dice la psicología "la persona que piensa que está incómoda, estará incomoda como si en realidad lo estuviera".

La carta de confort de la fig. 1 puede ser usada para estancias menores de 3 horas en el mismo lugar, ya que para estancias de tiempo mayor a 3 horas la carta ya no es aplicable.

Para personas que van a estar en algún lugar acondicionado por un corto período de tiempo, las condiciones del aire se deberán mantener por arriba de 71 TE mostrado en la fig. 1 como punto óptimo para una estancia de 3 horas. Tiendas departamentales, edificios de oficinas, teatros, restaurantes y muchos otras instalaciones comerciales deberían mantener condiciones arriba de 71 TE. Hasta en casas las personas que están entrando y saliendo una temperatura de 71 TE podría ser muy fría. En las instalaciones comerciales las temperaturas y humedades a mantener deben de ser las que mantengan a los empleados confortables y a la vez que no hagan un gran contraste para las personas que están entrando y saliendo.

Las personas que hacen ejercicio físico necesitan una temperatura efectiva menor para el confort. Naturalmente, mientras más actividad y más ropa usada la temperatura efectiva para el confort será menor.

- Distribución de Aire

El aire distribuido a algún local debe de ser distribuido de tal forma de que haya un mínimo de variación de temperatura horizontal y vertical (entre el nivel del piso y 1.83 m sobre el piso) y que la debida cantidad de aire sea distribuida a las diferentes secciones del local de acuerdo a las necesidades de enfriamiento o calentamiento. Y todo esto debe de ser sin chiflones. Un chiflón se puede definir como una corriente de aire que se siente. Los chiflones producen molestias, pero el aire se debe de estar moviendo de lo contrario las personas se sentirán desagusto también. El calor y la humedad se deben quitar del ambiente porque sino una capa de aire caliente y húmedo cubrira a cada ocupante. El tipo de lugar, como está arreglado, el nivel de ruido aceptable, y el grado de actividad de los ocupantes, son factores relacionados con la velocidad del aire permitida en el lugar a acondicionar. Generalmente una velocidad de 15 a 25 ppm es considerada como aire estratificado, mientras que el aire moviendose a 65 ppm lo considera mucha gente como un chiflón.

Para enfriar un local el aire se suministra de 12 a 30 °F por debajo de la temperatura del aire requerida y a una velocidad de 15 ppm.

Un buen sistema de distribución de aire debería reunir los siguientes requisitos:

- Que el aire frío que llega se mezcle con el aire del local para que no se sienta demasiado frío.
- Reducir la velocidad del aire antes de llegar al local hasta el punto en que no haya chiflones.
- Proveer turbulencia para que se mueva en aire en el local, sin que sea un chiflón.
- Mantener los niveles de ruido de las rejillas de retorno y succión por debajo de lo permitido.

Estos son aspectos muy importantes que se deben de considerar ya que sin ellos aún cuando se tenga el mejor equipo de aire acondicionado si la red de distribución de aire no tiene el diseño adecuado, el sistema completo será un mal sistema.

- Aire exterior

Una cantidad de aire exterior deberá suministrarse al local para evitar olores, ya sean por personas fumando o porque hay muchas personas en un mismo local, y para mantener una buena ventilación.

- Conservación de la Energía

Cuando un objeto cede o recibe calor, otro objeto está recibiendo o cediendo calor. No existe eso de que un cuerpo pierde calor y éste desaparece como si nada. Por ejemplo, cuando el aire es enfriado con agua helada circulando por un tubo, el calor perdido por el aire aparece en el agua de enfriamiento, con un correspondiente aumento de temperatura en el agua.

"El calor no puede ser creado ni destruido"

El calor nunca se pierde. Sin ninguna excepción el calor solamente puede ser transferido.

- Btu y Calor Específico

La unidad mas común para medir cantidad de calor es el Btu que es una unidad totalmente arbitraria. La cantidad de calor requerido para elevar la temperatura de una libra de agua un grado F es un estándar utilizado para medir la cantidad de calor. Esta cantidad es conocida como British thermal unit, (Btu).

Calor específico se define como la cantidad de calor en Btu para elevar un grado Fahrenheit una libra de alguna sustancia. Así que, se necesitan 10 Btu para elevar 10 grados F una libra de agua. Una ecuación para ésto podría ser:

$$\begin{aligned}q &= W \times c \times DT \\ &= 1 \times 1 \times 10 \\ &= 10 \text{ Btu}\end{aligned}$$

Donde:

q = cantidad de calor, Btu
W = peso de la sustancia, lb
c = calor específico de la sustancia, Btu/lb F
DT = diferencial de temperatura, grados F

- Calor Sensible y Calor Latente:

Los tres estados del agua son hielo, agua y vapor. Para cambiar el estado de una sustancia de sólido a líquido, o de líquido a vapor, se le debe de suministrar calor. El calor requerido para cambiar de líquido a vapor se llama calor latente de vaporización. El calor requerido para cambiar de sólido a líquido se llama calor latente de fusión., Solo el término calor latente se utiliza y se refiere a todos los tipos de calor latente en general.

El calor que le cambia la temperatura a una sustancia se le conoce como calor sensible, porque todos los sentidos de una persona pueden notar este cambio. Por otro lado, el calor latente no se puede percibir por un cambio de temperatura ya que permanece cautivo en la sustancia a la cual se le esta suministrando y solo se podra recuperar cambiando a la sustancia a su estado original.

- Escalas Fahrenheit y Centígrada

Existen dos escalas comúnmente usadas para medir las temperaturas:

1.- Fahrenheit: Esta escala se obtiene marcando la posición del mercurio cuando el termómetro se sumerge en agua hirviendo. Esta marca es 212°F.; después el termómetro se sumerge en un baño de hielo y la posición del mercurio se vuelve a marcar. Esta marca es 32°F. El espacio entre las dos marcas se divide entonces en 180 intervalos, siendo cada uno de estos intervalos un grado Fahrenheit.

2.- Centígrada. Esta escala se obtiene dividiendo el espacio entre en punto de ebullición y el punto de fusión en 100 grados. El punto de fusión del agua será 0°C.

CAPITULO II

CAPITULO II. GANANCIAS DE CALOR

Un lugar acondicionado es calentado por paredes calientes, techos, ventanas, gente, luces, motores, y otros equipos. La cantidad de calor con que cada parte contribuye debe de ser conocida.

El diseño de un sistema de aire es el cálculo de estas ganancias de calor. Un sistema que no de la capacidad nunca será satisfactorio, y un sistema mayor que el requerido va a ser una pérdida de dinero para el dueño.

Cantidad de calor a remover.

El calor siempre viaja de una temperatura alta a una baja, por lo que el término "perdidas de calor" se refiere a cargas de calefacción y "ganancias de calor" se refiere a cargas de enfriamiento. El calor que fluye a un edificio provoca que la temperatura interior aumente, a menos que el calor sea removido tan rápido como fluye hacia el interior.

Flujo de calor.

Las paredes transmiten calor al aire interior de un local debido a que se encuentran más calientes que el aire. Si una pared pierde calor continuamente hacia el local se enfriará a la temperatura del local? No, debido a que el calor que la pared pierde es abastecido nuevamente por el aire exterior que se encuentra caliente.

Existe un flujo constante de calor entre las caras interior y exterior de la pared.

El calor fluye a través de una pared separando dos locales a diferentes temperaturas dependiendo de tres factores:

- 1.- El área de la pared, a mayor área, mayor conducción de calor.
- 2.- La diferencia de temperaturas de los dos locales.
- 3.- Las propiedades conductivas de la pared.

Los tres factores antes mencionados son válidos no sólo para paredes sino también para ventanas, techos y cualquier otro tipo de superficie.

Todo esto puede resumirse de la siguiente forma:

El flujo de calor a través de cualquier superficie es directamente proporcional a su área. También, es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas de los locales separados por la superficie.

Conductividad:

Es del conocimiento general que la capacidad de los materiales para conducir el calor varía considerablemente. Los mejores conductores de calor son los metales. Los malos conductores de calor (madera, asbesto, gases, etc...) se conocen como aislantes. La habilidad de una sustancia de transmitir calor por conducción es una propiedad física particular del material. Se llama "conductividad térmica" que se conoce comúnmente como conductividad y su símbolo es k .

Conductividad es la cantidad de calor en Btu que fluye a través de un cuerpo de material homogéneo de una pulgada de grosor en una hora cuando su área es de un pie cuadrado (ft^2) y cuando la diferencia de temperaturas entre las dos caras es de un grado. Ver fig.2

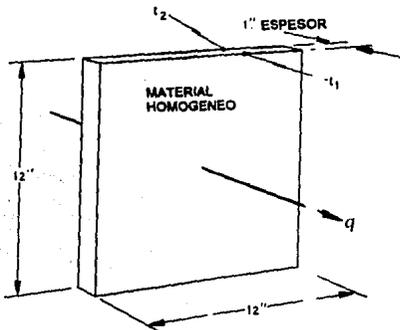


figura 2

El calor transferido por conducción a un material homogéneo puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$q = A \frac{k}{x} (t_2 - t_1) \dots (2)$$

Donde:

q = flujo de calor, Btu/h

A = Area, ft^2

k = Conductividad, Btu in. por hr por ft^2 por grado F.

x = Espesor en pulgadas.

(t_2-t_1) = Diferencia de temperatura entre las dos superficies " x " pulgadas separadas, °F.

Conductancia:

Conductividad es una propiedad de un cuerpo homogéneo. Existen una infinidad de materiales que se usan para la construcción que no son homogéneos. Los materiales como bloques de vidrio, tabiques de arcilla y bloques de concreto no son homogéneos. Eso es, cada pulgada de espesor es diferente de la pulgada que sigue, por lo que es necesario saber el flujo de calor a través de todo el bloque o ladrillo. El término **conductancia** se usa para el flujo de calor a través de cuerpos no homogéneos. Conductancia se define como el flujo de calor en Btu/h a través de un pie cuadrado de un material no homogéneo de algún espesor y con un grado de temperatura de diferencia entre las dos superficies del material. Ver fig. 3.

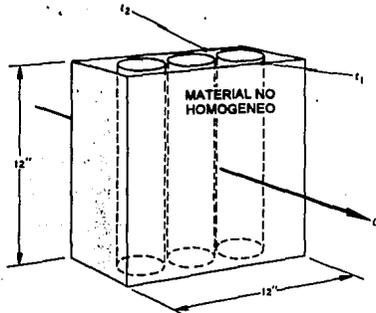


figura 3

Se debe tener cuidado de no confundir conductividad y conductancia. Conductividad es el flujo de calor a través de una pulgada de material homogéneo, mientras que conductancia es el flujo de calor a través de el espesor completo de un material no homogéneo.

El calor transferido por conducción en un material no homogéneo puede ser calculado con la siguiente ecuación.

$$q = A C (t_2-t_1) \quad \dots (3)$$

Donde:

q = Flujo de calor, Btu/h
A = Area, ft²
C = Conductancia, Btu/h ft² °F
(t₂-t₁)= Diferencia de temperatura entre las dos superficies, °F.

Conductancia de superficie:

La transferencia de calor del aire a una superficie o viceversa se conoce como conductancia de superficie. Algunas personas lo llaman conductancia de película o coeficiente de película. Conductancia de película es la cantidad de calor transferida en Btu/h desde una superficie hacia el aire o desde el aire a alguna superficie por ft² por un grado de diferencia en temperatura. El símbolo para conductancia de superficie es "f". El flujo estable de calor desde una superficie hacia el aire o viceversa se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$q = A f (t_2 - t_1) \dots (4)$$

Donde:

q = Flujo de calor, Btu/h
A = Area, ft²
f = Conductancia de superficie, Btu/h ft² °F
(t₂-t₁)= Diferencia de temperatura entre la superficie y el aire que la rodea.

La conductancia de superficie de materiales de construcción depende de el color y rugosidad de la superficie. El valor promedio de materiales más usados para paredes es de 1.46 hasta 1.63 para aire estático. Para un velocidad de viento de 15 mph el promedio es un valor de 6.00; un valor de 4.00 se utiliza para vientos de 7 1/2 mph.

Conductancia en un espacio de aire:

La transferencia de calor a través del aire de un espacio se conoce como conductancia en un espacio de aire. Se define como el flujo de calor en Btu/h a través de un área de un ft² de un espacio de aire con una diferencia de temperatura de un grado entre las superficies fronterizas. Su símbolo es "Ca".

El flujo de calor estable a través de un espacio de aire se puede calcular con la siguiente ecuación.

$$q = A C_a (t_2 - t_1) \dots (5)$$

Donde:

q = Flujo de calor, Btu/h

A = Area, ft^2

C_a = Conductancia en un espacio de aire,
Btu/h ft^2 °F

$(t_2 - t_1)$ = Diferencia de temperatura entre las superficies de frontera, °F.

Para un espacio de aire en una pared entre materiales comunes de construcción teniendo un espesor entre 3/4 y 4 in. la conductancia del espacio de aire sería aproximadamente 1.08.

Los espacios de aire en los techos tendrán una pequeña diferencia en los valores para un espesor de 3/4 a 4 in: esto es porque la dirección del flujo de calor es vertical en vez de horizontal, como en una pared. Para los espacios de aire rodeado por materiales comunes en un techo, la conductancia del espacio de aire es aproximadamente 1.24 para el flujo de calor hacia arriba (invierno), y como de 0.87 para el flujo de calor hacia abajo (verano).

Coefficiente de transferencia de calor general (U)

Las ecuaciones 2, 3, 4 y 5 tienen una o más temperaturas de superficie. Mientras que la temperatura de la superficie interior y exterior de la pared se puede encontrar, no es siempre fácil de hacer. También implica mucho trabajo encontrar todas las temperaturas de una superficie hecha de cuatro o cinco materiales. Pero es fácil encontrar la temperatura del aire de los dos lados de la pared con un termómetro normal. Entonces lo que se necesita es una ecuación de flujo de calor escrita con temperaturas de aire. Y esta ecuación deberá servir para materiales homogéneos y no homogéneos, y para paredes o techos hechos de varios materiales.

La ecuación 6 reúne los requisitos mencionados anteriormente. Es para temperaturas de aire y sirve para techos así como para paredes y de uno o varios materiales homogéneos y no homogéneos. El nuevo término en la ecuación U, es el coeficiente de transferencia de calor general, y está definido como el flujo de calor por hora a través de un ft^2 cuando la diferencia de temperatura es un grado entre las dos capas de aire en los dos lados de una pared o techo.

$$q = A U (t_2 - t_1) \dots (6)$$

Donde:

q = Flujo de calor, Btu/h

A = Area, ft^2

U = Coeficiente de transferencia de calor general, Btu/h ft^2 °F

$(t_2 - t_1)$ = Diferencia de temperatura del aire entre las dos superficies de una pared o techo.

La ecuación (6) también se escribe así:

$$q = A U DT \dots (6a)$$

Donde DT es la diferencia de temperaturas y sustituye al término $(t_2 - t_1)$. Las ecuaciones 6 y 6a se utilizan para encontrar el flujo de calor para una gran variedad de problemas de transferencia de calor.

Resistencia:

Resistencia al flujo de calor se define como el recíproco del coeficiente de transferencia de calor. $1/U$

Diferencia de temperaturas de diseño:

El flujo de calor a través de paredes y techos depende de la diferencia de temperatura a través de la pared o techo. Por lo que para diseñar un sistema de aire acondicionado, se debe determinar esa diferencia de temperaturas. Primero debe seleccionarse la temperatura interior más alta que de confort cuando una temperatura exterior alta prevalece.

El equipo de aire acondicionado se encontrará sobrado si los cálculos de ganancia de calor se basaran en la máxima temperatura exterior que haya ocurrido. No tiene caso utilizar una temperatura exterior que no se haya superado en más de un 10 % en los días de verano. La temperaturas de bulbo seco que ocurren menos de un 10 % de los días no afectaran en gran medida a las temperaturas interiores.

Las temperaturas exteriores de bulbo seco para motivos de diseño se obtienen de datos climatológicos de la región correspondiente.

Es común usar como temperatura exterior e interior de diseño 95F y 78°F respectivamente. Esto da un diferencial de temperatura de 17 grados entre las temperaturas interior y exterior. En lugares donde la temperatura de bulbo seco exterior de diseño es 85°F, se debe asumir una temperatura interior de bulbo seco de 72°F. Esto va a dar un buen contraste entre el aire exterior e interior. En la mayoría de los casos una diferencia de 17 grados es lo mas común.

La diferencia de temperaturas de diseño para una localidad no puede ser establecida a la satisfacción de todos, ya que existen otros aspectos que varían esta diferencia como lo son:

- Los climas en las estaciones varían.
- Nadie se pone de acuerdo en que temperatura interior concuerda con una temperatura interior dada.
- El 10 % de temperaturas máximas no se toman en cuenta.

La mayoría de la gente esta confortable con una diferencia de temperatura de 17 grados. Esto servirá para todos los lugares con excepción de aquellos que tienen periodos prolongados durante el día en el verano con temperaturas de mas de 100°F, entonces la diferencia de temperatura de diseño será de 20 a 22 grados. La temperatura interior se mantendrá a unos 78°F.

Ganancias de calor por conducción:

Por ahora, las ganancias de calor debido sólo a conducción a través de las diferentes superficies de un edificio serán discutidas. El efecto de la luz solar sobre estas superficies se discutirá más adelante, por lo que ahora las ganancias de calor en las paredes será como si se encontraran a la sombra.

Ganancia de calor por conducción a través de paredes exteriores:

Valores para el coeficiente general U para varios tipos de paredes exteriores se encuentran en las tablas 3-4 a 3-7.

Solo el área neta de pared exterior es la que se considera para calcular la ganancia de calor, por lo que ventanas y puertas se deben restar del área total.

Ganancia de calor por conducción a través de vidrio:

La ganancia de calor a través de un vidrio es mayor que casi cualquier material. Los valores de U para uno, dos y tres vidrios juntos se encuentran en la tabla 3-1. También se encuentran valores para bloques de vidrio.

Cuando se quiere saber el área del vidrio, las dimensiones del hueco en la pared para la ventana son las que se toman en cuenta.

Las puertas hechas de vidrio o madera delgada que se encuentren hacia el exterior se consideran como si fueran de puro vidrio.

Un diferencial de temperatura de 17 grados es el más común para cálculos de ganancia de calor por conducción para ventanas y puertas en paredes exteriores.

Ganancia de calor por conducción a través de divisiones:

La ganancia de calor a través de divisiones se hace de la misma manera que para paredes exteriores. Los valores de U más comunes para divisiones se encuentran en las tablas 3-8 y 3-9.

Locales sin acondicionar junto a locales acondicionados se encuentran generalmente de 5 a 7 grados por debajo de la temperatura exterior. Por lo que si se usa un diferencial de temperatura de 17 grados para pared exterior, se recomienda usar un valor de 10 grados para divisiones. Esta es una buena regla a seguir: Usar 5 grados menos que la diferencia de temperaturas para paredes exteriores.

Lavanderías, cocinas o cuartos con boilers se encuentran generalmente 10 grados más calientes que el exterior. Por lo que una diferencia de temperatura de 25 grados sería razonable para determinar el flujo de calor a través de la división.

Si se tiene el caso de puertas en las divisiones, si son pocas, se toman como parte de la división; pero sin muchas, se deben de calcular por separado.

Ganancia de calor por conducción a través de pisos:

Cuando locales acondicionados se encuentran sobre locales no acondicionados, las ganancias de calor por el piso se deben de considerar. La temperatura de un lugar sin acondicionar es de 5 a 7 grados menor que la temperatura exterior por lo que un diferencial de temperatura de 10 grados es suficiente para el cálculo de la ganancia de calor cuando se considere un DT de 17 grados para el exterior. Suponiendo que el DT con el exterior dé mayor que 17 grados, entonces el DT para pisos deberá ser 5 grados menor que el DT para paredes exteriores.

No se debe de calcular ganancia de calor a través de pisos que se encuentran directamente en la tierra. La tierra debajo de los pisos generalmente se encuentra más frío que el aire exterior.

Ganancia de calor por conducción a través de techos:

Generalmente se encuentra un local no acondicionado arriba de un local que se va a acondicionar. Esto significa que la ganancia de calor a través del techo es igual a la pérdida de calor por el piso. Aquí se usará lo mismo: un DT de 5 a 7 grados cuando se considere un DT de 17 grados para las paredes exteriores.

Calor Latente:

Ganancia de calor por el calor latente en un local significa que se le esta suministrando humedad al aire del local. La humedad en el aire del local es realmente vapor sobrecalentado. El calor debe de ser removido de la mezcla de aire y vapor cuando se regresa al equipo de aire acondicionado. Este calor se encuentra en dos formas: sensible y latente. El calor sensible que se remueve baja la temperatura de bulbo seco. El calor latente que se remueve condensa parte de la humedad. El aire está ahora más frío y con menos humedad; ahora puede ser enviado a los locales a acondicionar para enfriarlos. Al enfriar los locales, el aire recoge otra parte de calor sensible y calor latente. Así, regresa de nuevo al equipo caliente y con un mayor contenido de humedad.

La ganancia de calor latente de un local se puede expresar en términos de peso de humedad o, en unidades de calor (Btu). Si se usa peso, serán libras de humedad (vapor de agua) por hora. Algunas veces se da en Granos de humedad por hora. (Un grano es una pequeña unidad de peso ... 7000 granos = 1 libra).

Si el peso de humedad sumado a un local es conocido, el calor latente en unidades de calor puede ser fácilmente encontrado multiplicando el peso de humedad por 1050. Este es un valor promedio para el calor latente de vaporización para vapor sobrecalentado en el aire.

Calor del cuerpo:

Las pérdidas de calor por el cuerpo humano varían con cada individuo y también varían con la actividad que este desarrollando. El cuerpo libera calor latente y calor sensible; ambos deben ser considerados al diseñar un sistema de aire acondicionado. Los valores de calor sensible y calor latente para diferentes actividades físicas se encuentran enlistados en la tabla 3-9. Mientras más aumenta la actividad el calor sensible aumenta poco mientras que el calor latente aumenta marcadamente.

Ganancia de calor en ductos y cámaras plenas:

Los serpentines de enfriamiento de cualquier sistema de aire acondicionado deben remover las ganancias de calor del local acondicionado. También, deben de eliminar cualquier ganancia de calor que se sume al aire que corre por los ductos, por lo que podemos decir:

El calor que se le sume al aire en cualquier parte del circuito deberá ser removido por el equipo de enfriamiento.

Si es posible, el paso de ductos por cocinas, lavanderías y cuartos con calentadores, se debiera de evitar, si esto no es posible estos ductos deberán de ir aislados.

Una cámara plena es un lugar que se mantiene bajo presión por medio del suministro constante de aire dentro de ellas, y se encuentran generalmente abajo de algún piso falso o entre el plafón y el techo del local acondicionado.

Generalmente se prefieren ductos a cámaras plenas. El suministro de una cantidad de aire exacta a algún lugar determinado será siempre más fácil por medio de ductos que por cámara plena.

Las cámaras plenas para retorno de aire también se usan ocasionalmente. Son exactamente como las de inyección con la diferencia de que la presión en ellas es ligeramente menor que la presión atmosférica. Las desventajas de las cámaras plenas de inyección se presentan también en las de retorno.

Generalmente la ganancia de calor en los ductos no se toma en cuenta, casi siempre es muy pequeña comparada con el resto de las cargas de la instalación, pero en caso de que los ramales sean muy largos o que pasen por zonas muy calientes entonces si se debiera considerar esa carga.

La ganancia de calor a través de ductos no puede ser determinada hasta que los ductos esten dimensionados. Los ductos no se pueden dimensionar hasta que las cantidades de aire requeridas se determinen. Las cantidades de aire no se pueden determinar hasta que las ganancias de calor se encuentren. Parece que todo depende siempre de algo, y que no hay por donde empezar, pero el primer paso más lógico para empezar es una estimación del sistema de ductos requerido y después hacer un estimado de la ganancia de calor por ductos, cuando se tenga esto lo que sigue sería calcular las cantidades de aire requeridas y el diseño del sistema de ductos. Ya con esto se puede checar el estimado de ganancia de calor por ductos para ver si esta correcto y en caso de estar mal corregirlo.

Motores eléctricos y equipo:

Los motores liberan calor sensible mientras están trabajando. El calor equivalente a la carga del motor debe de ser removido por el equipo de aire acondicionado. Y esto es para cuando el motor se encuentre en el local acondicionado o en el flujo del aire. Si los motores no corren continuamente se debe de tomar en cuenta para la carga total.

Luces:

La ganancia de calor por luces incandescentes puede ser estimada con la siguiente ecuación:

$$q = \text{watts} \times 3.4$$

Donde:

- q = Ganancia de calor sensible, Btu/h.
- Watts = Wattage total de todas las lámparas en el local.
- 3.4 = Calor equivalente a la energía eléctrica Btu/h por watt.

La ganancia de calor de lámparas fluorescentes se puede estimar por medio de la siguiente ecuación:

$$q = \text{watts} \times 3.4 \times \text{factor de permisidad}$$

Estas ganancias son siempre de calor sensible.

Equipos de gas:

La T. 3-17 da la cantidad de calor liberado por los diferentes equipos a gas. Estos generalmente se encuentran en restaurantes y en laboratorios. Para obtener datos exactos acerca de los equipos se debe de consultar al fabricante. Pero la tabla que aquí se proporciona da un estimado bastante aproximado.

- 1.- El gas natural libera aproximadamente 1000 Btu por ft³.
- 2.- El gas LP libera aproximadamente 2000 Btu por ft³.
- 3.- Un quemador de 2 pulgadas de gas natural usa aproximadamente 10 ft³ de gas por hora; un quemador de 4 pulgadas utiliza aprox. 15 ft³ por hora.
- 4.- El calor total de algún aparato a gas se puede considerar como mitad sensible y mitad latente.

Tuberías calientes:

Tuberías de agua caliente o de vapor generalmente corren por las paredes de los locales a acondicionar, por lo que se deben de considerar. El calor sensible que se debe de sumar debido a tuberías expuestas se encuentra en la tabla 3-19 para tuberías aisladas y sin aislar.

Infiltración:

El aire exterior tiende a penetrar a los edificios a través de las pequeñas ranuras de ventanas y puertas. Ese aire se le conoce como infiltración. El aire que es expulsado a través de las mismas ranuras se le denomina exfiltración.

Dos métodos se pueden utilizar para estimar la infiltración: el método del cambio de aire y el método de la ranura.

- Método del cambio de aire:

Este método es para aire caliente que se mueve por gravedad, o por radiación directa.

Un cambio de aire es un volumen del local por hora. Supongamos que el diseñador considera dos cambios de aire por hora. Entonces se debe a sumar el calor requerido en Btu/h para calentar dos volúmenes de aire por hora de la temperatura exterior a la temperatura interior.

El método del cambio de aire se considera generalmente como un modo para aproximar una fuente de pérdida de calor. Reconoce que se debe de suministrar mas calor al local si tiene ventanas en ambos lados, pero deja fuera factores importantes como: el tipo de ventana, si las ventanas estan bien selladas o tienen ranuras, el clima y el efecto de la velocidad del viento por lo que este método solamente se utiliza para un estimado rápido.

Método de la ranura:

La infiltración de aire a través de los diferentes tipos de ventanas y con dos diferentes velocidades de aire se dan en la tabla 3-21.

La información se puede utilizar como un promedio de lo que generalmente pasa. Una velocidad del viento de 7 1/2 mph se usa para verano y de 15 para el invierno.

Comunmente se asume que sólo la mitad de una ranura es efectiva para infiltración ya que en la otra mitad se presenta exfiltración.

En algunos edificios la infiltración ni siquiera se toma en cuenta ya que estos se encuentran presurizados. Esto sucede cuando se toma aire exterior a través de una manejadora de aire. En tal caso la presión en el local se puede elevar lo suficiente para contrarrestar la presión del viento. Esto detiene la infiltración.

El aire de ventilación no se debe considerar como parte de la carga del local cuando es introducido por medio de una unidad manejadora.

Cuando existe infiltración en un local esta le suma calor latente y calor sensible a la carga total. La ganancia de calor sensible se encuentra por medio de la siguiente ecuación:

$$q_s = 1.085 \times Q(t_o - t_l)$$

Donde:

q_s = calor sensible, Btu/h
 Q = Flujo de aire, CFM
 t_o = Temperatura exterior, °F
 t_l = Temperatura del local, °F

La ganancia de calor sensible por infiltración se encuentra por medio de la siguiente ecuación:

$$q_l = 0.7 \times Q \times (HR_o - HR_i)$$

Donde:

q_l = calor latente, Btu/h
 Q = Flujo de aire, CFM
 HR_o = Relación de humedad del aire exterior, granos por lb.
 HR_i = Relación de humedad del aire del local, granos por lb.

Carga por ventilación:

Existen tres formas de controlar olores:

- 1.- Extracción
- 2.- Equipo absorbedor
- 3.- diluirlos por medio de aire exterior

En la mayoría de los espacios acondicionados se utiliza el tercer método para el control de los olores. A continuación se discute este método a detalle.

El aire exterior para ventilación es enfriado y deshumidificado antes de ser entregado al local. Esto se hace generalmente mezclando el aire exterior con el de retorno y esto antes de los serpentines de enfriamiento. La mezcla pasa por los serpentines y es distribuido a los diferentes locales gracias al ventilador.

La tabla 3-22 da la cantidad de aire exterior que generalmente se usa para condiciones distintas. La cantidad de aire exterior se determina por el tipo de ocupación y la cantidad de humo de cigarro. Se deben de checar códigos para la cantidad de aire exterior.

La cantidad de aire que circula en un local es generalmente mayor que el dado en la tabla 3-22. El aire necesitado se recircula del espacio acondicionado. Después se discutirá como determinar la cantidad de aire que se debe de recircular.

El calor sensible y el calor latente removido del aire exterior es una carga para el equipo de aire acondicionado, la carga debida al aire de ventilación se debe mantener separada de otras ganancias de calor.

La capacidad de los serpentines y del equipo de refrigeración se deben de encargar de dos cargas de enfriamiento:

- 1.- Ganancias internas de calor sensible y latente.
- 2.- Carga del aire de ventilación.

La ganancia de calor interna del local es la suma de las ganancias por: conducción a través de las paredes, techos, pisos y vidrios; gente; equipos; ductos; sol e infiltración. La infiltración se presenta sólo si no se suministra suficiente aire exterior a través del sistema de ventilación).

La carga por ventilación es el calor removido al enfriar el aire exterior para propósitos de ventilación.

El diseñador de un sistema de aire acondicionado generalmente tiene poco control sobre las ganancias de calor. El debe tomarlas como se le presentan y proveer el equipo suficiente para contrarrestarlas. El mínimo de equipo requerido será aquel que elimine las cargas internas del local. En este caso, no se podrá usar aire exterior. Las ganancias de calor serán absorbidas por el aire de retorno que es aquel que se regresa del local acondicionado, se enfría, y nuevamente es inyectado al local.

Para enfriar y deshumidificar el aire de ventilación se debe utilizar capacidad adicional en el equipo de refrigeración. La cantidad de la refrigeración adicional depende de la cantidad de aire exterior usada.

El aire exterior es mezclado con el aire de retorno antes de los serpentines de enfriamiento. La mezcla fluye a través de los serpentines para ser enfriado y deshumidificado. Después, la mezcla es inyectada a los diferentes locales por el ventilador.

La cantidad de aire enfriado para un local no se ve afectada por la cantidad de aire exterior en la mezcla y la cantidad de aire requerida depende solamente de las cargas internas del local.

Los serpentines de enfriamiento enfrían el aire de ventilación en un paso, de la temperatura exterior a la temperatura final saliendo del serpentín. A pesar de eso, enfriar el aire exterior requiere de dos pasos:

- 1.- De la temperatura exterior a la temperatura del local y,
- 2.- De la temperatura del local a la temperatura saliendo del serpentín.

El calor removido al enfriar el aire exterior de la temperatura del local a la temperatura saliendo del serpentín, es igual al calor que el aire exterior va a absorber al calentarse a la temperatura del local. Pero, las partes de las ganancias de calor absorbidas por el aire exterior ya están incluidas en la ganancia de calor total del local, entonces, la carga extra en los serpentines de enfriamiento será solamente el calor removido en enfriar el aire de ventilación a la temperatura del local -- no a la temperatura saliendo del serpentín.

Así como el calor latente y el calor sensible se deben de remover del aire exterior, la entalpia se debe de usar en los cálculos.

Como resumen podemos decir:

El exceso de carga del aire exterior es igual al calor requerido para enfriar el aire exterior a la entalpia del aire del local.

El calor es removido del aire de ventilación por los serpentines de enfriamiento. A pesar de que el aire de ventilación es una carga extra para el serpentín, NO es parte de la carga del local. Las cargas internas de calor sensible determinan la cantidad de aire frío requerido por el local. El enfriamiento requerido por el aire de ventilación se saca por separado y sumado a las ganancias del local a acondicionar dan como resultado la capacidad total de los serpentines de enfriamiento y de la planta de refrigeración.

Como viaja el calor a través de las paredes:

Como se discutió anteriormente una pared transfiere calor al aire del local cuando la pared se encuentra más caliente que el aire. Si una pared esta cediendo calor al local tenderá a nivelarse hasta que tengan la misma temperatura, a menos que el calor que la pared pierde sea repuesto por el aire caliente exterior que se encuentra en contacto con la pared.

Para tener flujo de calor de un objeto a otro debe de existir una diferencia de temperaturas. El calor viaja de el aire exterior a la cara exterior de la pared ya que ésta cara se encuentra mas fría que el aire exterior. En el interior del local pasa lo contrario, la cara interior de la pared esta más caliente que el aire del local; las temperaturas de las diferentes partes de la pared se van enfriando de afuera hacia adentro y la temperatura mas baja se encuentra en la cara interior.

Siempre existe una capa de aire que rodea a los objetos, esto causa una caída en la temperatura de el aire exterior hacia la cara interna de la pared y de la cara interior de la pared hacia el aire del local. La conductancia de superficie se discutió anteriormente.

La existencia de una capa de superficie se puede comparar midiendo la velocidad de un fluido en una tubería. La capa se forma cuando la velocidad del fluido va bajando a pesar de la velocidad en el centro de la tubería es alta. La velocidad en la pared es cero; esto es, hay una capa estratificada de fluido pegada a la pared. Esto es igual al aire en las paredes.

La capa de superficie presenta resistencia al flujo de calor a través de la pared. Cuando el aire estático está en contacto con una pared la resistencia de la capa de superficie esta a su máximo y cuando el aire esta circulando sobre la superficie de una pared, la resistencia de la capa de superficie disminuye; es decir, mayor cantidad de calor fluye a través de esta. El aire en movimiento causa turbulencia en la capa de superficie y esto tiende a disminuir su espesor y por lo tanto la resistencia al flujo de calor.

Mientras más bajo el valor de U de una pared, más baja será la temperatura de su superficie interna. Mientras más baja sea la temperatura de la superficie interna menor será la transferencia de calor al local.

Flujo de calor a través de paredes con variación de temperaturas Exteriores.

La temperatura de la cara interior de una pared no va a variar por algún periodo de tiempo después de algún cambio en la temperatura exterior. El intervalo de tiempo entre el cambio de la temperatura exterior y el cambio de la temperatura interior se le denomina "Tiempo de retardo", que se define como el tiempo necesario para que el calor fluya a través de una pared de la cara exterior a la cara interior. Las paredes muy gruesas tienen un tiempo de retardo muy grande; otros materiales como vidrio o lamina de metal prácticamente no tienen.

Las paredes delgadas requieren de poco calor para elevar su temperatura. Así que la temperatura máxima interior se alcanza rápidamente después de que se elevó la temperatura exterior. Estas paredes almacenan poca cantidad de calor y lo pierden rápidamente cuando la temperatura cae, por lo que el tiempo de retardo es corto.

Las paredes gruesas tendrán una capacidad de almacenar calor muy grande, y la temperatura de la cara interior no cambiará por algunas horas después del cambio en la temperatura exterior.

Calor Radiante:

La energía o calor radiante no necesita de algún medio para transportarse de algún lugar a otro. El calor radiante viaja a través del vacío. El calor radiante tiene muchas de las propiedades de la luz. 1) No puede pasar a través de un objeto opaco. 2) El calor radiante que se esta radiando sobre la superficie de un objeto causa una "sombra de calor" atrás de ese objeto. 3) El área en la sombra del objeto permanecera fría mientras que el área alrededor de las sombras que se encuentran expuestas al calor radiante se calentarán. Por otro lado los materiales transparentes permiten pasar a través de ellos la luz y el calor radiante. El calor radiante puede ser reflejado por una superficie brillante así como la luz es reflejada por un espejo.

Calor Solar

Los rayos solares pasan del espacio exterior y a través de la atmósfera hacia la tierra. Cualquier superficie en la que estos rayos incidan se calentará (pisos, techos, etc.). El calor que llega a la superficie de la tierra varía considerablemente a cada hora. Las nubes, la bruma y otros factores causan grandes variaciones en la cantidad de calor que alcanza la superficie terrestre.

Reflexión

Cuando la luz incide sobre un espejo, una superficie blanca o cualquier superficie brillante, un gran porcentaje de esta es reflejada. De igual forma, si el calor radiante incide en una superficie clara un gran porcentaje de éste será reflejado; sólo el balance será absorbido por la superficie. La siguiente tabla muestra aproximadamente el porcentaje de radiación solar que es reflejada en superficies de diferentes colores.

Color de la sup.	% de calor radiante reflejado	% de calor radiante absorbido
Aluminio	72	28
Rojo claro	37	63
Negro	6	94

Mientras más oscura es la superficie, mayor será la radiación absorbida por esta, debido a esto las superficies oscuras siempre tienen temperaturas más altas que las superficies blancas expuestas a la misma luz solar.

Al calcular ganancias de calor a través de paredes y techos, el color de la superficie exterior se debe de tomar en cuenta.

Las superficies lisas reflejan más luz que las rugosas y también más calor radiante que las rugosas.

Temperaturas de Superficie

La energía radiante que llega a cualquier superficie provoca un aumento en su temperatura de superficie. Un techo oscuro puede alcanzar una temperatura de 150°F en un día de verano y la temperatura del aire que se encuentra muy cerca del techo estar a 90°F.

La temperatura de superficie de una pared o techo depende de la claridad de la atmósfera y del ángulo en el que los rayos del sol están llegando a la superficie. Si la superficie se encuentra perpendicular a estos rayos, obtiene la mayor energía del sol. Por otro lado cuando estos rayos llegan en ángulo, la intensidad es mucho menor. Debido a los movimientos de rotación de la tierra el ángulo en el que los rayos llegan a la superficie siempre varía. Esto significa que la temperatura de superficie de una pared expuesta al sol cambia durante todo el día.

En resumen, la temperatura de un techo o una pared depende de:

- 1.- El ángulo de los rayos del sol
- 2.- El tipo de construcción
- 3.- El color y rugosidad de la sup.
- 4.- La reflectividad de la superficie.

La dirección a la que apunta una pared vertical es importante para encontrar el ángulo en que los rayos del sol le pegan. La dirección también determina las horas en las cuales la pared va a estar expuesta al sol.

La temperatura de una superficie es generalmente mayor que la temperatura del aire exterior. Ya que el calor viaja de la superficie al aire a través de la capa de superficie, solo una porción de el calor radiante que llega a la superficie viaja al interior de la pared. De esta porción de calor que empieza el viaje al interior de la pared, sólo una parte alcanza el interior de el edificio. Se requiere tiempo para que el calor que esta llegando a la pared desde el exterior llegue a la cara interior. La mayoría de el calor radiante que llega a la pared sólo eleva la temperatura de la cara exterior. Antes de que el calor llegue al interior de la pared la temperatura de la cara exterior baja debido a que el sol cambia de posición y la pared empieza a perder ese calor hacia el exterior. Sin embargo, un cierto porcentaje de el calor alcanzará a llegar a la cara interior elevando su temperatura.

El flujo de calor de la superficie de la pared a un local acondicionado aumentará a medida que la superficie aumente de temperatura. Para paredes de construcción promedio la temperatura interna pico ocurre dos o tres horas después de el pico de la superficie externa. El tiempo de retardo dependerá completamente de el tipo de pared.

Tablas de calor solar:

Para muchos edificios la ganancia de calor en el techo, paredes y ventanas es una parte importante de la carga total. Para cualquier superficie de un edificio y para cualquier hora de cualquier día el ángulo de los rayos solares se conocen. Pero la cantidad exacta de calor radiante que pasa por superficies sólidas es desconocida. Pero hay suficiente información para estimar ganancias de calor solar bastante aproximadas para casos prácticos.

Las tablas de la 3-23 a la 3-44 contienen factores básicos para estimar el efecto de el calor solar a través de ventanas y bloques de vidrio así como para paredes y techos.

El tiempo de retardo del calor para fluir a través de paredes y techos se ha tomado en consideración para preparar las tablas de calor solar. El calor solar que cruza una pared o techo a una hora determinada se debe a la luz solar que estaba sobre la superficie horas antes. La superficie exterior de una pared o techo esta más caliente al medio día. Pero en las tablas podemos ver que la máxima ganancia de calor no se presenta sino dos o tres horas después.

Ventanas de vidrio común.

El vidrio es transparente, así que una gran porción de rayos solares pasan a través de este. Estos rayos que pasan sin dificultad calientan el piso, paredes y cualquier cosa a la que le peguen. El ángulo con el que llegan tiene que ver con la energía que traen. Este ángulo con el que el sol le pega al vidrio es importante si queremos un valor exacto del valor de la carga solar.

Algunas ventanas no tienen nada más que el vidrio, otras, tienen persianas o cortinas. La ganancia de calor solar a través de ventanas con cortinas o persianas es mucho menor.

La ganancia de calor para un vidrio de ventana sencillo a 40 grados Norte de latitud está en las tablas de la 3-23 a la 3-30. Las tablas son para una temperatura del local de 78°F. Estas tablas cubren los meses de Marzo hasta Septiembre.

Los valores de las tablas 3-23 a la 3-26 indican la suma de la radiación solar directa y la radiación difusa del cielo. La radiación "directa" es la energía directa de la luz solar, mientras que la radiación "difusa" es la energía solar reflejada por las nubes y el polvo en el aire.

Los valores de las tablas 3-27 a la 3-30 se refieren al calor transferido por convección y radiación desde el vidrio.

La temperatura del vidrio es más alta que la del aire debido a los rayos solares, y debido a esto el vidrio transfiere calor por convección y radiación hacia el local. Este calor se gana además de la energía solar. Esto significa que los valores que se obtengan de ambas tablas deben sumarse. A este resultado se le llama transmisión y es la suma de cuatro factores:

- 1.- Radiación solar directa
- 2.- Radiación difusa del cielo
- 3.- Convección desde el vidrio
- 4.- Radiación desde el vidrio

Factores de Sombra.

Los elementos para producir sombra son utilizados para reducir la carga solar en las superficies de vidrio. Varios factores de sombra se dan en la tabla 3-31. Los factores de sombra en las tablas 3-31 a la 3-31C, son multiplicadores para los valores de las tablas 3-23 a la 3-26 solamente.

$$q = (\text{área}) * [(\text{radiación directa}) * (\text{fac. sombra}) + (\text{convección}) * (\text{factor de clase})]$$

Para bloques de vidrio ver tablas de la 3-33 a la 3-36.

Techos

Un diferencial de temperatura equivalente multiplicado por el valor U da la transmisión de calor para un techo. El diferencial de temperatura equivalente incluye:

- 1.- El efecto de la radiación solar directa
- 2.- La transmisión de calor de el techo hacia el aire del local a 78°F por radiación y convección.
- 3.- Una temperatura exterior de diseño de 95°F.
- 4.- Un rango de temperatura diaria de 20 grados.

Las tablas 3-37 a la 3-40 son diferenciales de temperatura para techos de colores oscuros a una latitud de 40 grados.

En general, las mismas aclaraciones de las paredes se pueden hacer acerca de el flujo de calor a través de los techos. El diferencial de temperatura equivalente toma en cuenta la acumulación de calor en el techo. Esto se hace agrupando datos en tres tipos de construcción: ligera, mediana y pesada.

También se da información de techos en la sombra.

El diferencial de temperatura se selecciona de acuerdo a:

- 1.- hora
- 2.- en la sombra o expuesto al sol
- 3.- si es que se enfría con agua o con spray

Todo se puede expresar por:

$$\begin{array}{l} \text{Transmisión} \\ \text{total de} \\ \text{calor} \end{array} = \begin{array}{l} \text{área} \\ \times \end{array} \begin{array}{l} \text{Coeficiente de} \\ \text{transmisión de} \\ \text{calor total} \end{array} \times \begin{array}{l} \text{Diferencial de} \\ \text{temperatura} \\ \text{equivalente} \end{array}$$

Para el diferencial de temperatura en paredes ver tablas 3-41 a la 3-44.

Determinando la hora del día cuando la carga de enfriamiento es un máximo.

Las ganancias de calor máximas de las diferentes fuentes muy rara vez ocurren a la misma hora.

El principio a seguir en seleccionar la hora del día en la cual hacer los cálculos de ganancias de calor es el siguiente:

a) Seleccionar la hora del día en la cual la suma de todas las ganancias de calor de las diferentes fuentes sea un máximo.

Esto es diferente a sumar todos los máximos de las ganancias de calor de cada fuente.

b) Seleccionar la hora en la cual la suma de las ganancias de calor es un máximo viene con la experiencia. Existen algunos principios generales que pueden ser de gran ayuda.

Para edificios de ocupación variable como lo son restaurantes o teatros, la hora de máxima ganancia de calor es generalmente a la hora en que se encuentran con el mayor número de gente posible. Sin embargo, algunos edificios pueden tener grandes áreas de vidrio expuestas al sol y con pocas personas en él. La máxima ganancia de calor solar más el calor del cuerpo de unas pocas personas puede ser mayor que el calor del cuerpo con la mayor cantidad de gente posible y una pequeña ganancia de calor solar. Para checar esto, las ganancias para ambos casos deben de ser calculadas. Entonces la mayor de estos dos totales se usara para el diseño del sistema de aire acondicionado.

Los restaurantes y salones de juego tienen tanta iluminación que el calor latente de las luces puede ser mayor que la ganancia de calor solar durante el día. Estos lugares generalmente se encuentran llenos en la noche. Por lo tanto, la ganancia de calor debido a las luces y la gente puede ser mayor que la debida a la ganancia de calor solar y la gente. Las ganancias de el local en la noche se deben de calcular, con una carga máxima debida a las luces y con el mayor número de gente que quepan en el local.

Un gran número de edificios tiene una ocupación constante con respecto al número de personas por ejemplo, oficinas y fábricas.

La hora en la que existe la máxima ganancia de calor en estos edificios es cuando el sol ilumina las paredes con la mayor área de ventanas. Esto es verdad para edificios con grandes áreas de pared y ventanas y una pequeña área de techo. Todos los edificios altos entran en esta categoría.

Lo contrario a los edificios altos son los edificios de uno o dos pisos esparcidos en un área mayor. Estos edificios tienen un área mayor de techo comparada con el área de ventanas y muros. La ganancia de calor a través de techos llega a un máximo aproximadamente a las 2 p.m. por lo que la ganancia de calor total podría estar a su máximo a esta hora. Pero si suponemos que tiene una pared de puro vidrio sería bueno calcular las ganancias de calor cuando el sol pega en la pared y comparar para ver cual de las dos ganancias es el máximo.

Como se puede ver, encontrar el momento en que se tiene la máxima carga depende mucho del criterio y de la experiencia. Las tablas 3-46 y 3-47 son una guía para encontrar la hora aproximada en que la ganancia de calor solar es un máximo.

CAPITULO III

CAPITULO III. PROPIEDADES DEL AIRE Y LA CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica es una de las herramientas mas serviciales que existen para el ingeniero en aire acondicionado. Los cambios que ocurren en el aire húmedo cuando es sometido a varios procesos de acondicionamiento de aire pueden ser trazados en la carta con un mínimo de tiempo y esfuerzo. No hay otro modo en el cual un ciclo de aire acondicionado se pueda ilustrar tan claro y tan rápido.

Antes de que la carta psicrométrica pueda ser usada efectivamente, algunas de las propiedades fundamentales del aire deben de ser entendidas. Dichas propiedades como el cambio de volumen del aire con los cambios de temperatura y presión, el resultado de mezclar aire con vapor de agua, y el efecto de poner el aire en contacto con agua serán analizados y discutidos a continuación.

En este capítulo se verán las aplicaciones básicas de la carta psicrométrica así como sus usos para simplificar los análisis de los procesos y ciclos empleados en el acondicionamiento del aire.

Cambio de volumen con la temperatura

A veces es difícil concebir al aire teniendo peso u ocupando algún espacio. El aire tiene un peso definido por pie cúbico de espacio ocupado, al igual que el agua, el acero, o cualquier otra substancia.

Prácticamente todas las substancias se expanden si su temperatura aumenta. El aire no es la excepción a esta regla, apesar de que la expansión de el aire o cualquier otro gas es mayor que la expansión de los líquidos o sólidos.

Si la presión se mantiene constante, el aire se expande y se contrae en un rango definido con cambios en temperatura. El cambio de volumen puede ser expresado como una fracción del volumen de una libra de aire a 0°F. Para cada grado que aumente de temperatura, el volumen del aire aumenta en 1/460 partes de su volumen a 0°F. Es decir, el aire a 100°F tiene un volumen de 100/460, o 21.7 % mayor que el aire a 0°F. De la misma manera, el aire se contrae mientras es enfriado. El aire a -100°F tiene un volumen de 21.7 % menor que el que tiene cuando esta a 0°F. En otras palabras, el volumen de una libra de aire a -100°F es 78.3 % ($100 - 21.7 = 78.3$) de su volumen a 0°F.

Antes de llegar a la temperatura de -460°F el aire se licua, pero mientras el aire se encuentre en estado gaseoso y la presión se mantenga constante, la contracción en periodos de enfriamiento si -guen en el mismo rango.

Si se considera que el aire se encogiera a la temperatura de -460°F (si se mantuviera en forma de gas), el volúmen del aire a cualquier temperatura se podría expresar en términos de la temperatura actual más 460°F . Por ejemplo, el aire a 100°F tiene un volúmen que es mayor a su volúmen a 20°F por:

$$\frac{100 + 460}{20 + 460} = \frac{560}{480}$$

= 1.167, o 16.7 % mayor.

Térmicamente, la temperatura de -460°F es la temperatura más baja posible a la que se puede enfriar una substancia. Por esta razón se le denomina "el cero absoluto de la temperatura", y temperaturas medidas a partir de este punto se le denomina temperaturas absolutas. Para encontrar la temperatura absoluta de una substancia hay que sumar 460 grados a la temperatura en grados F. Así, aire a una temperatura de 100°F tiene una temperatura absoluta de 560°F ; aire a 20°F tiene una temperatura absoluta de 480°F , y aire a una temperatura de -100°F tiene una temperatura absoluta de 360°F . El concepto de temperatura absoluta, fuera de su utilidad en encontrar el volúmen del aire a cualquier temperatura, tiene una gran e importante parte en la teoría del calor.

Toda la discusión anterior acerca de la expansión y contracción del aire se puede resumir en la siguientes fórmulas:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (4-1)$$

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} \quad (4-1a)$$

Donde:

V_1 = volúmen inicial del aire
 V_2 = volúmen final del aire
 T_1 = temperatura absoluta inicial
 T_2 = temperatura absoluta final

A pesar de que la fórmula 4-1 puede ser usada para encontrar el cambio en el volumen de un peso dado de aire, no puede ser usada para encontrar el volumen actual del aire a una temperatura y presión dada.

El volumen ocupado por una libra de aire seco a una temperatura de 70°F y a una presión atmosférica de 14.7 psia es 13.34 ft³. Aire a esta temperatura y presión se le denomina Aire Standard.

Al diseñar sistemas de aire acondicionado, todos los volúmenes de aire se deben de reducir a los volúmenes bajo condiciones standard de 70°F, y 14.7 psia de presión barométrica.

La fórmula 4-1a puede ser usada para encontrar el volumen de una libra de aire seco a una presión de 14.7 psia y a cualquier temperatura utilizando el hecho de que el volumen de aire a 70°F es 13.34 ft³. Sustituyendo estos valores en la ec. 4-1a tenemos:

$$V = 13.34 \frac{T}{460 + 70}$$

Por lo tanto, a una presión de 14.7 psia, el volumen de una libra de aire es:

$$V = \frac{T}{39.7} \quad (4-2)$$

La fórmula 4-1a puede ser usada para calcular el cambio de volumen de cualquier gas para un cambio dado de temperatura. En la otra mano, la fórmula 4-2 puede ser usada solamente para aire, porque el volumen de una libra de aire bajo condiciones standard fueron usadas para derivarla. El volumen del mismo peso de diferentes gases bajo la misma condición de presión y temperatura son diferentes.

Desde el punto de vista de cálculos para aire acondicionado, es interesante notar que la humedad en el aire atmosférico se va a dilatar y contraer con los cambios en temperatura exactamente como el aire o cualquier otro gas. La humedad mezclada con el aire se encuentra en forma de vapor sobrecalentado a muy baja presión.

Cambio de volúmen con presión

El volúmen de un peso dado de aire varia con cada cambio de presión. Esto es verdad no sólo para el aire, sino también para cualquier otro gas, incluyendo vapor sobrecalentado. Cuando un gas es comprimido rápidamente su temperatura aumenta. Para propósitos de discusión en esta sección, se asumirá que los cambios de presión son tan lentos que no hay variación en la temperatura del gas.

Mientras el aire es empacado en un lugar más reducido, su presión debe aumentar.

A temperatura constante,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2} \quad (4-3)$$

$$V_2 = V_1 \frac{P_1}{P_2} \quad (4-3a)$$

También,

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{V_2} \quad (4-4)$$

Donde:

P1 = presión inicial, psia

P2 = presión final, psia

A pesar de que la formula 4-3 puede ser usada para encontrar el cambio de volúmen de un peso dado de aire con un cambio en la presión, no puede ser usada para encontrar el volumen actual del aire a cualquier presión. Sin embargo, mientras el volumen ocupado por una libra de aire a una presión de 14.7 psia y a una temperatura de 70°F es conocida, el volumen actual de una libra de aire a cualquier otra presión se puede encontrar mientras la temperatura del aire se conserve a 70°F.

El volumen ocupado por una libra de aire bajo una presión de 14.7 psia y a una temperatura de 70°F es 13.34 ft³. Substituyendo estos valores en la fórmula 4-3a,

$$V_2 = V_1 \frac{P_1}{P_2} \quad (4-3a)$$

$$V_2 = 13.34 \frac{14.7}{P}$$

Por lo tanto, a una temperatura de 70°F, el volumen de una libra de aire es:

$$v = \frac{196}{P}$$

Cambios en el volumen del aire con cambios de temperatura y presión.

El cambio en el volumen ocupado por el aire a cualquier temperatura y presión se puede encontrar calculando separadamente los cambios relacionados con cada uno. La fórmula 4-3a se usa primero para calcular el cambio en el volumen con presión, y la fórmula 4-1a se usa para calcular el cambio en el volumen con temperatura.

A pesar de el cambio en volumen que se presenta cuando se varia la presión y la temperatura se puede calcular con el método anterior este método no se puede usar para calcular el volumen actual ocupado por una libra de aire a cualquier presión y temperatura. La siguiente fórmula se usa para calcular el volumen ocupado por una libra de aire a cualquier presión y temperatura:

$$v = 0.37 \frac{T}{P}$$

Temperatura de punto de rocío.

El término comúnmente usado para describir la aparición de humedad sobre una superficie fría es que esta sudando, como si la humedad saliera de adentro de la superficie.

Para entender esto, es necesario recordar que la temperatura del vapor se puede elevar arriba del punto de ebullición correspondiente a su presión si el vapor es calentado después de que es separado de el agua. De la misma manera, vapor sobrecalentado puede ser enfriado sin ser condensado, mientras no sea enfriado por debajo de la temperatura de ebullición correspondiente a su presión.

Generalmente, cuando la condensación del vapor se presenta, lo hace bajo condiciones de presión constante. Por lo tanto, la condensación se presenta a temperatura constante. Sin embargo, en un condensador como el que se ilustra en la figura 4, se puede conservar una presión constante solo si se sigue suministrando vapor tan rápido como es condensado. Pero si la válvula que suministra el vapor se cierra la presión no se mantendrá constante. Mientras más se condense el vapor la presión caerá porque cada libra de vapor condensado ocupa un espacio mucho más pequeño que el que ocupa el vapor. Mientras la presión baja la temperatura a la que el vapor se condensa también baja.

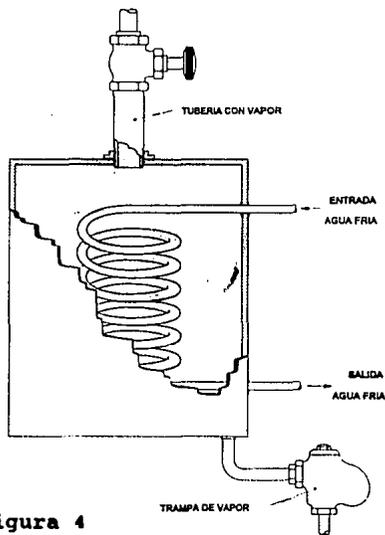


figura 4
Condensador de vapor

Esto es exactamente lo que pasa cuando el vapor de agua mezclado con aire atmosférico se condensa. El vapor de agua en la atmósfera es vapor sobrecalentado a muy baja presión. Una vez enfriado el vapor de agua atmosférico a la temperatura de condensación correspondiente a su presión, mayor enfriamiento resulta en bajar la temperatura a la cual se condensa, exactamente como en el condensador después de que se cerró la válvula de vapor. Mientras la condensación prosigue la presión y la temperatura de condensación del vapor de agua atmosférico van a caer al parejo.

En el lenguaje del aire acondicionado, al punto en el que el vapor de agua en la atmósfera empieza a condensar se conoce como temperatura punto de rocío del aire. Si una mezcla de aire y vapor de agua se enfría a esta temperatura, rocío cubrirá la superficie de enfriamiento.

Una vez alcanzada la temperatura de punto de rocío, mayor enfriamiento resulta en mayor condensación del vapor de agua en la superficie de enfriamiento. La superficie de enfriamiento se cubrirá con una película de humedad, la cual juntándose en gotas hará que literalmente empiece a llover desde la superficie.

Peso y presión de vapor

Así como la presión del vapor cae mientras es condensado, debe de haber alguna relación entre la presión del vapor y el peso del vapor que queda en el condensador. Esta relación es simple: La presión ejercida por el vapor varía directamente con el peso del vapor que queda en el espacio del vapor del condensador. Si se reduce el peso del vapor condensando la mitad de este, la presión será la mitad. Existe una relación entre la presión ejercida por vapor a baja presión y el peso de este en cualquier pie cúbico de espacio. Sin embargo, existe también una relación entre la temperatura de condensación y la presión del vapor saturado. Una vez que una mezcla de aire y vapor sobrecalentado se ha enfriado por debajo del punto de rocío, el peso de la humedad en la mezcla depende solo en la temperatura de punto de rocío. Cualquier cambio en el contenido de humedad del aire es acompañado por un cambio de la temperatura de punto de rocío del aire.

Una mezcla de aire y vapor de agua que ha sido enfriada por debajo de la temperatura de rocío se dice que esta saturada ya que el aire esta mezclado con el máximo peso de humedad posible.

Hasta ahora hemos tratado solamente con el contenido de humedad del aire saturado. Si enfriamos una mezcla de aire y vapor de agua pero sin bajar de la temperatura de punto de rocío, no habrá condensación. Sin embargo, mientras que el aire y el vapor de agua se van enfriando, el volumen de ambos va a disminuir en la misma proporción porque los dos son enfriados a través del mismo rango de temperatura.

Cambios en la temperatura de una mezcla de aire y vapor de agua no afectan la cantidad de vapor de agua mezclado con cada libra de aire, mientras que la mezcla no sea enfriada por debajo de la temperatura de punto de rocío. Bajo estas condiciones el peso de humedad por libra de aire seco permanecerá el mismo sin importar los cambios de temperatura. Una mezcla aire-vapor a una temperatura de bulbo seco más alta que su temperatura de punto de rocío se dice estar insaturada.

Al enfriar una mezcla de aire y vapor de agua, es evidente que si no se llega a la temperatura de punto de rocío, la humedad no se va a condensar. Siendo esto verdad, el aire al ser enfriado va a alcanzar la temperatura de punto de rocío con el mismo contenido de humedad que tenía cuando empezó el proceso de enfriamiento. Sin embargo, si no ha habido cambio en el contenido de humedad del aire en el proceso de enfriamiento, evidentemente el contenido de humedad a cualquier temperatura arriba del punto de rocío debe ser el correspondiente a la temperatura de rocío. En otras palabras:

**El peso de humedad por libra de aire seco en una mezcla de aire y vapor de agua depende sólo de la temperatura de punto de rocío.
Siempre y cuando no haya condensación de humedad, la temperatura de punto de rocío permanece constante.**

Existen tablas que dan el peso de humedad mezclada con una libra de aire seco a cualquier temperatura de punto de rocío. Estas tablas se verán en la siguiente sección.

Rango de humedad

El peso del vapor de agua mezclado con una libra de aire seco se le denomina rango de humedad, y se expresa en libras de vapor de agua por libra de aire seco. Esto es generalmente un número pequeño (como 0.008) en el aire acondicionado, por lo que generalmente el rango de humedad se da en granos de vapor de agua por libra de aire seco.

Un grano es una unidad de peso; 7000 granos = 1.0 libras.

La columna 2 de la tabla 4-1 lista el rango de humedad (en libras) a la temperatura de punto de rocío de la columna 1. En la columna 3 se puede ver el rango de humedad en granos de vapor de agua por libra de aire seco.

Grado de saturación

Grado de saturación es otro rango muy usado para el trabajo del aire acondicionado. Primero encontrar el rango de humedad para el aire en estudio. Luego encontrar el rango de humedad que el aire tendría si estuviera saturado a la misma temperatura. El grado de saturación se encuentra dividiendo el rango de humedad actual entre el rango de humedad saturado.

El grado de saturación se conoce también como porcentaje de humedad.

El grado de saturación se usa porque da una imagen rápida de lo seco que se encuentra el aire. Si el grado de saturación es alto se puede ver que el aire tiene un alto contenido de humedad. Poca humedad se le va a añadir cuando ya que encuentre saturado. En la otra mano, si el grado de saturación es bajo, el aire puede absorber más humedad antes se saturarse.

Humedad relativa

Este es otro rango de importancia en el aire acondicionado. Primero encontrar la presión del vapor de la muestra de aire a estudiar. Después encontrar la presión de saturación de pura agua a la misma temperatura. La humedad relativa se encuentra dividiendo la presión de vapor actual entre la presión de saturación.

Todo el calor contenido en el vapor en una mezcla aire-vapor se conoce como el calor latente de la mezcla aire-vapor.

Para condensar humedad de una mezcla aire-vapor el calor contenido en el vapor se debe de remover. La cantidad de calor a remover puede ser calculada multiplicando del peso del vapor a ser removido por el calor de vaporización promedio del vapor a bajas presiones. El valor promedio de el calor de vaporización generalmente usado es 1050 Btu por lb.

El calor de vaporización del vapor varía con la temperatura de condensación. El valor de el calor de vaporización del vapor depende de la temperatura de punto de rocío. Así como los valores de ambos, el calor de vaporización por libra de vapor y el peso de vapor mezclado con el aire dependen de su temperatura de punto de rocío, el calor latente del vapor de agua mezclado con el aire también depende sólo de la temperatura de punto de rocío.

En una mezcla de aire y vapor de agua no se libera calor latente a menos que se condense la humedad. Y si la temperatura de punto de rocío se mantiene constante y no se condensa nada de humedad el calor latente de la mezcla aire vapor también permanece constante mientras tras la temperatura de punto de rocío no cambie.

La entalpía (calor latente) correspondiente a cada temperatura de punto de rocío se encuentra tabulada en la columna 5 de la tabla 4-1. Este calor latente se cálculo del peso de humedad tabulado en la columna 2 de la misma tabla.

Calor Sensible

El calor sensible de una mezcla de vapor-aire es aquel que afecta la temperatura de bulbo seco solamente.

La cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de cualquier substancia es dado por la fórmula 1-2 del capítulo I. El calor específico del aire es 0.24, el calor necesario para cambiar la temperatura de una libra de aire seco es:

$$qs = 0.24 \times W \times TD$$

Valores de la entalpía del aire seco a diferentes temperaturas se encuentran tabulados en la columna 4 de la tabla 4-1. Los valores en esta columna son las cantidades de calor requeridas para elevar la temperatura de una libra de aire seco de 0°F a la temperatura correspondiente de bulbo seco en la columna 1. El contenido de calor sensible en el aire seco depende sólo de la temperatura de bulbo seco.

Temperatura de Bulbo Húmedo

Si dos termómetros se ponen enfrente de un flujo de aire, los dos registrarán exactamente la misma temperatura. Si el bulbo de uno de ellos se cubre con un paño húmedo, su temperatura caerá, rápidamente al principio y luego bajará más despacio hasta llegar a un punto fijo. La lectura en este punto de le llama temperatura de bulbo húmedo del aire.

Porqué el termómetro con el paño húmedo indica una temperatura mas baja que el termómetro seco si el aire que circula por ambos termómetros esta a la misma temperatura? El agua del paño húmedo se evapora y esta evaporización necesita de calor latente. La porcion de aire se se encuentra en contacto directo con el paño se enfría un poco y libera suficiente calor sensible para evaporar la humedad. La cantidad de agua que se puede evaporar del paño hacia el aire depende completamente de la cantidad de vapor de agua que tiene inicialmente el aire que fluye alrededor de los termómetros. Si el aire se encuentra saturado no habrá evaporación del paño hacia el aire y no habrá enfriamiento en el termómetro de bulbo húmedo. Mientras más seco se encuentre el aire que fluye, mayor será la humedad que se evapore. Mientras más humedad se evapore menor será la temperatura que indique el termómetro de bulbo húmedo.

La diferencia entre las dos lecturas, bulbo seco y bulbo húmedo, se denomina depresión de bulbo húmedo (wet bulb depression).

Puesto que la depresión de bulbo seco aumenta mientras el contenido de humedad en el aire disminuye, la depresión de bulbo húmedo proporciona un método práctico para encontrar el contenido de humedad en el aire.

Calor Total

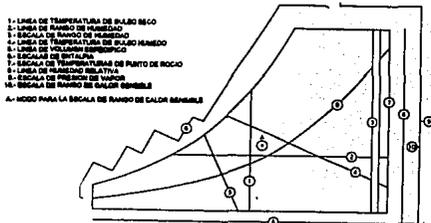
Al enfriar el aire, no hay cambio en su contenido de calor latente siempre y cuando su temperatura de punto de rocío se mantenga constante. En este caso, sólo el calor sensible se tiene que considerar. En la otra mano, si el aire se va a enfriar a un punto debajo de su temperatura de punto de rocío, el calor sensible y el calor latente se deben de remover. **La suma de los calores sensible y latente removidos se les denomina calor total.** El calor total removido es la cantidad buscada en los cálculos de aire acondicionado ya que la máquina debe de tener la suficiente capacidad para remover el calor sensible del aire y el calor latente para condensar todo el vapor de agua.

Para encontrar el calor total contenido en el aire, teniendo una temperatura de bulbo seco y de punto de rocío, solamente se necesita sumar el calor sensible correspondiente a esa temperatura de bulbo seco y, el calor latente correspondiente a esa temperatura de punto de rocío.

La suma de calor sensible al aire siempre provoca que su temperatura de bulbo seco aumente. Similarmente, si se suma calor latente al aire provoca que su temperatura de punto de rocío aumente. Sin embargo, sin importar si el calor sumado es sensible o latente, la temperatura de bulbo húmedo siempre cambia. Si solamente se suma calor sensible, ambas temperaturas de bulbo seco y húmedo aumentarán mientras que la temperatura de punto de rocío permanecerá constante. Si solamente se suma calor latente, las temperaturas de bulbo húmedo y de punto de rocío aumentarán mientras que la temperatura de bulbo seco permanecera constante. Si se suman calor sensible y latente, las tres temperaturas -- bulbo seco, bulbo húmedo y de punto de rocío aumentarán.

La Carta Psicrometrica

La figura 5 es un esqueleto de una carta psicrométrica:



- 1.- **Temperatura de Bulbo Seco:** La temperatura del aire leída en un termómetro standard y mostrado en la carta por líneas rectas verticales. La escala se encuentra en el fondo de la carta. Unidades: Grados °F. Abreviación: DB
- 2.- **Radio de Humedad:** El peso de vapor de agua en cada libra de aire seco. También se conoce como humedad específica. En la carta estas líneas son rectas horizontales a 90 grados de las líneas de bulbo seco. Unidades: granos de humedad por libra de aire seco. Símbolo: W o HR
- 3.- **Escala de Radio de Humedad:** El radio de humedad en cualquier punto de la carta se lee en granos por libra de aire seco.
- 4.- **Temperatura de bulbo húmedo:** La temperatura de bulbo húmedo arriba de 32°F es la temperatura indicada por un termómetro cuyo bulbo se encuentra cubierto por un paño mojado y expuesto a una corriente de aire moviéndolo a una velocidad de 1000 PPM. Temperaturas de bulbo húmedo por debajo de 32°F se obtienen de un termómetro en el cual el agua del paño se a congelado. Esta es la explicación del porque la pendiente en las líneas de temperatura de bulbo húmedo cambia por debajo de 32F. Unidades: grados °F. Símbolo: WB
- 5.- **Volumen Específico:** Pies cúbicos de la mezcla por libra de aire seco. Símbolo: v

- 6.- **Entalpía:** Una propiedad termodinámica que sirve como una medida de la energía de calor en algún sistema arriba de una temperatura de dato, para aire 0°F y agua 32°F. En este caso representa la energía en una libra de aire seco y W granos de humedad asociados con él. Unidades: Btu por libra de aire seco
Símbolo: h
- 7.- **Temperatura de Punto de Rocío:** Temperatura a la cual la humedad del aire se empieza a condensar. Unidad: Grados °F Símbolo: DP
- 8.- **Humedad Relativa:** La proporción de la fracción mol de vapor de agua en una mezcla a la fracción mol del vapor de agua en aire saturado a la misma temperatura de bulbo seco y presión baro - métrica.
La humedad relativa es la presión del vapor del aire dividida por la presión de vapor saturado a la misma temperatura de bulbo seco. Unidades: Porcentaje Símbolo: letra griega Phi (ϕ) o RH.
- 9.- **Presión de Vapor:** La presión ejercida por el vapor de agua en el aire. Unidades: Pulgadas de mercurio absolutas. Símbolo: PW
- 10.- **Relación de Calor Sensible:** Relación del calor sensible con el calor total en un proceso. Unidades: --- Símbolo: SHR

Evaporación del Agua:

El término presión de vapor de agua significa solamente la presión ejercida por el vapor a la misma temperatura del agua. La presión del vapor de agua es el factor controlante en la evaporización o condensación de humedad.

La presión ejercida por el vapor de agua en la atmósfera depende solamente de su temperatura de punto de rocío. Si la presión de vapor del agua es mayor que la presión del vapor en el aire, la diferencia de presiones de vapor causa la evaporación del agua en el aire que está sobre ella.

La diferencia en presiones de vapor provoca vapor que se desprende de la superficie del agua hacia el espacio arriba de ella, pero si se pone un recipiente con agua en algún lugar cerrado, llegará un momento en que las presiones se igualen y no habrá mas evaporación del agua hacia el aire. Cuando la evaporación se detiene debido a que la presión del vapor mezclado con el aire es igual a la presión de vapor del agua, la temperatura de punto de rocío del aire en el interior del lugar cerrado (puede ser un frasco, etc..) será igual a la temperatura del agua. Bajo estas condiciones el aire estará saturado.

De esto se puede ver que si la temperatura de agua es mayor que la temperatura de punto de rocío del aire, habrá evaporación.

Cuando la temperatura de punto de rocío del aire es igual a la temperatura del agua, la evaporización se detiene.

La evaporización de humedad requiere calor latente. Como un resultado de la evaporización de humedad hacia el aire en un lugar abierto a cerrado, el agua tiende a enfriarse mientras libera el calor latente de evaporización necesario.

Condensación del Vapor de Agua:

Para la condensación así como para la evaporización de humedad se ve que es una relación entre la temperatura de punto de rocío del aire y la temperatura del agua en contacto con el aire. Si la temperatura del agua es mayor que la temperatura de punto de rocío del aire, se presentará evaporización del agua hacia el aire, pero si la temperatura del agua es más baja que la de punto de rocío del aire, habrá condensación de humedad.

Intercambio de calor entre el Aire y el Agua:

Cuando se pone en contacto aire con agua a una temperatura diferente de la temperatura de bulbo húmedo del aire, se presenta un intercambio de calor y de humedad entre el aire y el agua.

Si la temperatura del agua es mayor que la temperatura de bulbo húmedo del aire, la temperatura del agua caerá y el bulbo húmedo del aire aumentará ya que el agua libera calor hacia el aire. Igualmente si la temperatura del agua es más baja que la temperatura de bulbo húmedo del aire, la temperatura del agua aumentará y la temperatura de bulbo húmedo del aire caerá.

En cualquier intercambio de calor entre el agua y el aire, la temperatura del agua nunca caerá o subirá a la temperatura de bulbo húmedo inicial del aire. Cuando se juntan aire y agua caliente, la temperatura de bulbo húmedo del aire aumenta y la temperatura del agua cae. Esto se muestra con las curvas del lado izquierdo de la figura 6.

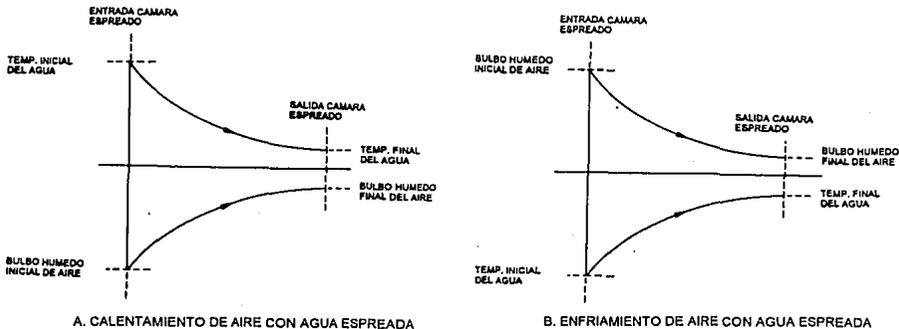


figura 6

La temperatura final del agua es siempre mayor que la temperatura de bulbo húmedo final del aire. Siendo este el caso la temperatura final de el agua debe de ser también mayor que la temperatura de bulbo húmedo inicial del aire.

Quando se enfria aire con agua fría pasa lo mismo pero alreves: la temperatura de bulbo húmedo del aire cae y la temperatura del agua aumenta, como es muestra en la figura 6 del lado derecho. La temperatura final del agua siempre es mas baja que la temperatura de bulbo húmedo del aire. Por lo tanto, la temperatura final del agua debe ser menor que la temperatura de bulbo húmedo inicial del aire.

Acción del Aire en contacto con el Agua:

Siempre que existe un intercambio de calor entre agua y aire, las temperaturas de los dos deben de cambiar. Sin embargo existe una excepción. En las lavadoras de aire en las cuales el agua solamente se recircula, ni se enfria y ni se calienta, la temperatura del agua no cambia porque como se verá mas después no existe intercambio de calor entre el agua y el aire cuando se encuentran en contacto. Fuera de esto siempre hay un cambio en la temperatura del agua en los rociadores cuando se pone en contacto con el aire.

Para humidificar el aire con agua rociada, la temperatura del agua rociada debe ser siempre mayor que la temperatura de bulbo húmedo del aire final requerida.

Se debe de usar una cantidad de agua que mientras el agua se enfria de su temperatura inicial, su temperatura final seguirá arriba de la temperatura final de punto de rocío requerida para el aire. Cuando se quiere deshumidificar el aire exactamente lo inverso sucede: La temperatura final de agua se debe mantener siempre por debajo de la temperatura final requerida de punto de rocío del aire. Aquí también se debe de usar una cantidad de agua que mientras el agua se calienta de su temperatura inicial, su temperatura final seguirá por debajo de la temperatura de punto de rocío final deseada del aire. Hasta ahora sólo se ha discutido la relación entre la temperatura de punto de rocío del aire y la temperatura del agua. Sin embargo, el intercambio de calor entre el aire y el agua no sólo depende de esta relación, sino que depende también de la relación de la temperatura del agua y la temperatura inicial de bulbo húmedo y seco del aire.

La acción del aire y el agua cuando se juntan se discutirá en los siguientes 5 casos generales:

Caso 1.- La temperatura del agua es mayor que la temperatura de bulbo seco del aire.

Caso 2.- La temperatura del agua está en un punto entre las temperaturas iniciales de bulbo seco y bulbo húmedo del aire.

Caso 3.- La temperatura del agua está en un punto entre las temperaturas iniciales de bulbo húmedo y punto de rocío del aire.

Caso 4.- La temperatura del agua es más baja que la temperatura inicial de punto de rocío del aire.

Caso 5.- La temperatura del agua es constante e igual a la temperatura inicial de bulbo húmedo del aire. En este caso solamente, no existe variación en la temperatura del agua.

Cada caso será discutido para dos condiciones:

- a. La temperatura del agua se mantiene a un punto constante mientras esta en contacto con el aire a acondicionar.
- b. La temperatura del agua varia mientras esta en contacto con el aire a acondicionar. Se considera temp. final del agua.

Caso 1a.

En este caso, la temperatura del agua se mantiene a un punto constante arriba de la temperatura inicial de bulbo seco del aire. Debido a esto las temperaturas de punto de rocío, bulbo húmedo y bulbo seco del aire aumentarán. El cambio en la condición del aire mientras esta en contacto con el agua se puede representar por una línea recta como AC en la figura 7. El punto A representa la condición inicial del aire; el punto B la condición final del aire saliendo del humidificador; y el punto C, la temperatura constante del agua. La temperatura del agua se puede representar en la carta psicrométrica por un punto localizado en la curva de saturación.

Mientras el aire viaja a través del humidificador, su estado siempre se representa por un punto en la línea AC. Este punto se mueve de la condición inicial del aire en el punto A hacia la temperatura constante del agua en el punto C. El aire finalmente sale del humidificador en la condición representada por el punto B. La localización del punto B en la línea AC depende completamente de las características y construcción del humidificador. Mientras más tiempo se tenga el aire en contacto con el agua caliente, más cercano se encontrara el punto B del punto C.

Caso 1b.

Si la temperatura del agua no se mantiene constante, y cae mientras calienta y humidifica a el aire, una curva como AD en la figura 7 representará la condición de el aire bajo estas condiciones. Aquí también la localización del punto E representando la condición final del aire y la forma de la curva dependen de las características del humidificador.

La temperatura inicial de el agua se representa por el punto C. mientras el agua se enfría, su temperatura siempre se representa por un punto en la curva de saturación. Este punto se mueve de la temperatura inicial del agua C a la temperatura final D.

Caso 2a.

En este caso, mientras que la temperatura del agua se supone constante, la condición del aire se puede representar por una línea como la línea AB en la figura 8. El punto C, que cae entre las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire, representa la temperatura constante del agua. El punto A representa el estado inicial del aire; El punto B, el estado final del aire. Mientras más tiempo este el aire en contacto con el agua, más cerca estará el punto B del punto C.

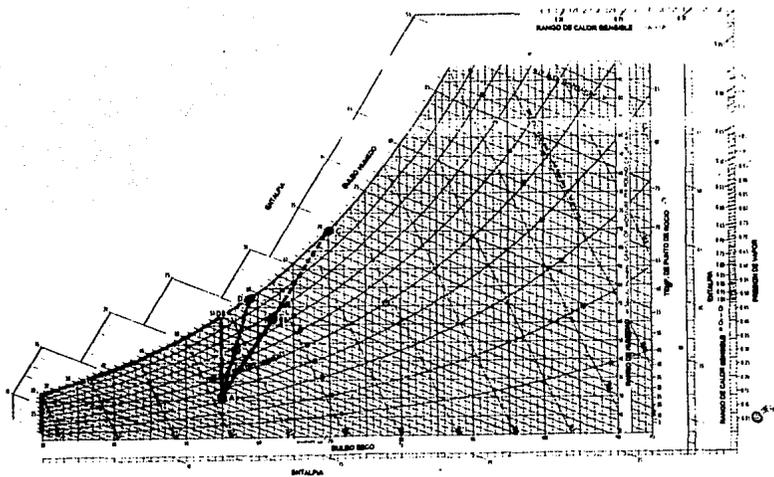


figura 7 caso 1
 Temperatura del agua por arriba de la temp. de B.S.

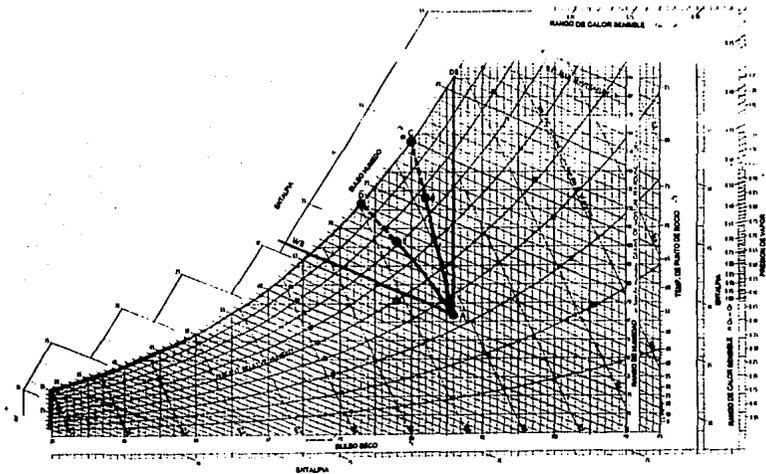


figura 8 caso 2
 Temperatura del agua entre la temps.
 de B.S. y B.H.

Caso 2b.

Cuando se permite al agua enfriarse a un punto que su temperatura final caiga entre las temperaturas de bulbo húmedo y seco del aire, el aire será enfriado y humidificado. La temperatura de bulbo seco del aire caerá, pero la de bulbo húmedo y la de punto de rocío aumentarán. El aumento en la temperatura de bulbo húmedo se debe al hecho de que el calor latente ganado es mayor en cantidad que el calor sensible perdido.

En este caso, la condición del aire puede ser representado por una curva como AD en la figura 8. El punto A representa la condición inicial del aire; el punto E, la condición final del aire; y el punto D, la temperatura final del agua saliendo de la cámara rociadora. La temperatura inicial del agua esta representada por el punto C.

Existe un hecho importante que se aplica a ambos casos 1b y 2b Cuando el agua se enfría al liberar calor y humedad hacia el aire, el agua solamente se puede enfriar a una temperatura final que es mayor que la temperatura final e inicial de bulbo húmedo del aire.

El agua nunca puede ser enfriada a una temperatura igual a la temperatura final de bulbo húmedo del aire.

Caso 3a.

El aire puede ser humidificado con agua a una temperatura más baja que la temperatura de bulbo húmedo inicial del aire. Para hacer eso la temperatura del agua tiene que ser mayor que las temperaturas inicial y final de punto de rocío del aire. Si la temperatura del agua se mantiene constante en algún punto entre las temperaturas iniciales de bulbo húmedo y punto de rocío del aire, la condición del aire mientras pasa a través del humidificador puede ser representado por una línea como AC en la fig. 9

El punto C representa la temperatura constante del agua, y el punto B representa la condición final del aire saliendo del humidificador.

Caso 3b.

Si la temperatura del agua no es constante, y cambia mientras fluye por el humidificador, la condición del aire puede representarse por la curva AD. El punto E en esta curva representa la condición final del aire.

El punto D representa la temperatura final del agua. La temperatura del agua aumenta por el hecho de que esta humidificando al aire. En este caso, el aire libera suficiente calor sensible para calentar el agua y para evaporar una pequeña parte de ella.

Debido a que la temperatura inicial del agua en este caso es menor que la temperatura inicial de bulbo húmedo del aire, la temperatura del agua se elevará y las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco del aire disminuirán. La temperatura máxima final a la que el agua podría llegar es en algún punto debajo de la temperatura de bulbo húmedo final del aire.

Caso 4a.

Si la temperatura del agua se pudiera mantener constante mientras está en contacto con el aire, el enfriamiento y deshumidificación del aire se llevaría a cabo a lo largo de una línea como la AC en la figura 10. Sin embargo si la temperatura del agua aumenta como es normal mientras esta en contacto con el aire, la condición del aire se representa por una curva tal como AD.

Caso 4b.

Cuando la temperatura inicial del agua se encuentra por debajo de la temperatura inicial de punto de rocío del aire, la temperatura del agua aumenta cuando se pone en contacto con el aire caliente. En los casos anteriores el agua humidificaba al aire. En este caso el agua deshumidificará al aire si se surte suficiente agua para mantener la temperatura final del agua por debajo de la temperatura de punto de rocío inicial de el aire.

Si se mantiene la temperatura final del agua por debajo de la temperatura de punto de rocío inicial del agua, el aire será enfriado y deshumidificado. Sin embargo, si se permite que la temperatura final del agua pase la temperatura de punto de rocío inicial del aire, el aire será enfriado y humidificado al mismo tiempo. La temperatura del agua no puede pasar la temperatura final de bulbo húmedo del aire.

En los cuatro casos vistos notese que la curva que representa las condiciones cambiantes del aire mientras pasa a través de la lavadora de aire donde la temperatura del agua no está controlada, siempre es cóncava hacia la línea de la temperatura de bulbo húmedo del aire entrando.

Caso 5

En los casos anteriores el agua era enfriada o calentada. En este caso el agua es constantemente recirculada sin ser calentada o enfriada.

Cuando la temperatura inicial del agua es la misma que la temperatura de bulbo húmedo del aire, la temperatura del agua no cambiará cuando se pone en contacto con el aire. Agua que no es enfriada ni calentada por algún medio externo, y es constantemente recirculada por una cámara de rocío en donde se pone en contacto con aire, pronto tendrá la temperatura de bulbo húmedo del aire.

La temperatura del agua permanecerá constante mientras que la temperatura de bulbo húmedo del aire entrando al aparato no cambie. Y si la temperatura del agua no cambia, no puede sumar ni restar calor al aire. Por lo tanto, la temperatura de bulbo húmedo del aire fluyendo a través de dicho aparato no cambia. Sin embargo, evaporación de humedad se presenta ya que la temperatura del agua está por arriba de la temperatura de punto de rocío del aire. Además, como la temperatura del agua está por debajo de la temperatura de bulbo seco del aire, hay una caída en la temperatura de bulbo seco del aire.

En este caso, no existe cambio en la temperatura de bulbo húmedo ni en el contenido total de calor del aire mientras fluye a través de la lavadora. El calor latente requerido para la evaporación del agua se obtiene solo del calor sensible que el aire pierde cuando su temperatura de bulbo seco cae. **en otras palabras, el aire pierde calor sensible, pero gana la misma cantidad de calor latente.** El contenido total de calor del aire no cambia, lo que si cambia son las proporciones de calor latente y calor sensible.

Mientras la temperatura del agua es constante e igual a la temperatura inicial de bulbo húmedo del aire, la condición del aire mientras fluye a través del humidificador se puede representaren la figura 11 por la línea recta AC. El punto A representa la condición inicial del aire, y el punto C representa la temperatura constante del agua. El punto B representa la condición final del aire saliendo de la cámara de rocío. Como en casos anteriores la localización del punto B depende de las características del aparato.

Cualquier proceso de aire acondicionado en el cual el contenido de calor total permanezca constante se puede representar en la carta psicrométrica por una línea recta que coincide con la línea representando la temperatura constante de bulbo húmedo de aire.

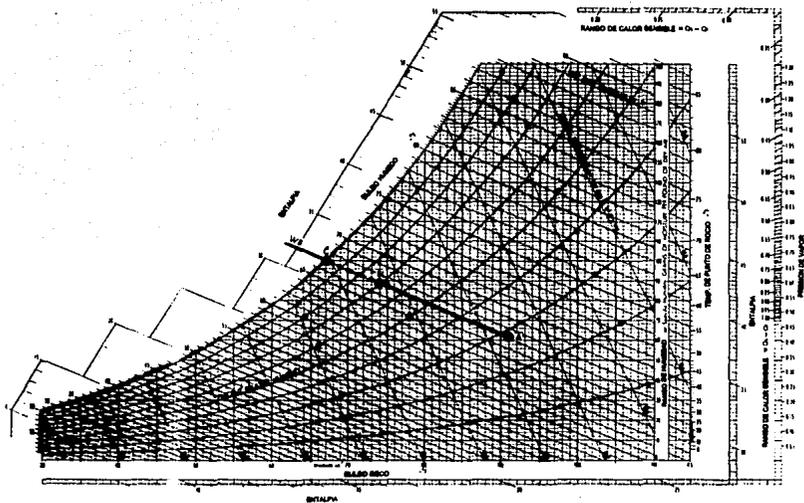
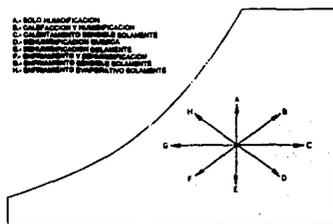


figura 11 caso 5
 Agua constantemente
 recirculada

Trazando Procesos de Aire Acondicionado en la Carta Psicrométrica.

Un resumen de todos los procesos fundamentales en aire acondicionado se puede ver en la figura 12. Se puede imaginar que el proceso empieza en el punto donde se intersectan todas las líneas, y así el proceso se va hacia donde indica la flecha.



Cada uno de estos procesos se explicará por separado.

Calentamiento

Cuando el aire es calentado, su temperatura de punto de rocío permanece constante si no hay agua presente. Cualquier proceso de calentamiento, en el cual solamente se suministra calor latente se puede representar en la carta psicrométrica por una línea horizontal que coincide con la línea que representa el punto de rocío inicial del aire. Los cambios que ocurren en las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire cuando es calentado de una temperatura inicial a una temperatura final se puede representar por la línea AB en la carta psicrométrica del la figura 13.

Enfriamiento

Si el aire es enfriado sin presentarse condensación, es decir, solamente se quita calor sensible, el estado del aire se puede representar también por una línea horizontal que coincide con la temperatura inicial de punto de rocío del aire. Si en la carta psicrométrica de la figura 14 A es el estado inicial del aire y B el estado final, el enfriamiento del aire se puede representar por una línea recta de A a B.

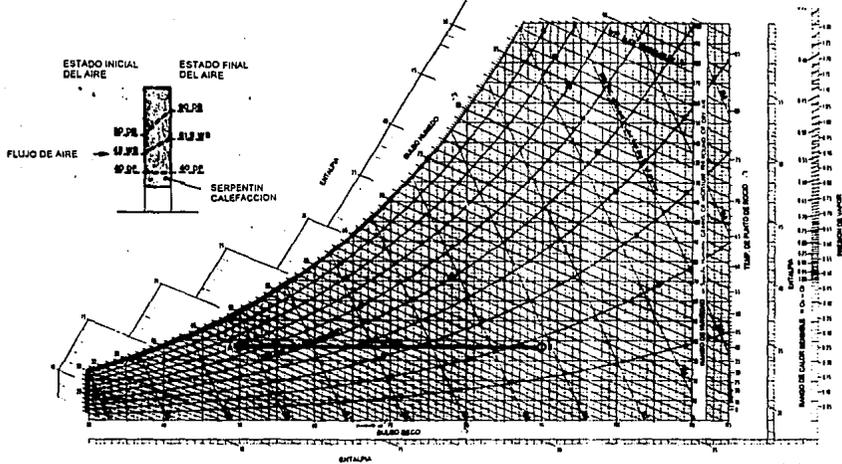


figura 13
Acción de un serpentín de calentamiento

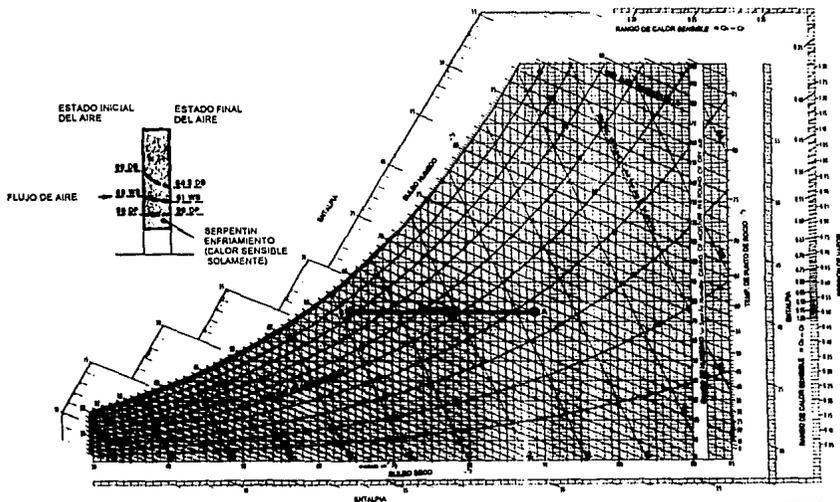


figura 14
Enfriamiento del aire por medio de un serpentín
La temperatura del agua esta por arriba de
la temp. de punto de rocío del aire

Calentamiento y Humidificación

El aire puede ser calentado y humidificado pasándolo a través de rociadores de agua o sobre charolas de agua caliente. El agua debe de ser calentada durante el proceso con la finalidad de suministrar el calor latente necesario para la evaporización.

El estado del aire mientras fluye a través de una cámara de rocío se representa por la curva AC en la carta psicrométrica de la figura 15. El punto A representa la condición inicial del aire; el punto B, la condición final del aire cuando sale de la cámara de rocío, y el punto C, la temperatura final del agua saliendo de la cámara de rocío.

La condición a la que se encuentra el aire en cualquier punto de la cámara de rocío se muestra por la línea punteada en la lavadora de aire de la figura 16. La curva AC en la carta psicrométrica de la figura 15 se dibujó para las condiciones ilustradas en la figura 16.

El estado del aire mientras fluye a través de una cámara de rocío alimentada con agua helada se puede representar por una curva como la AC en la carta psicrométrica de la figura 10.

Enfriamiento y Deshumidificación

El aire puede ser enfriado y deshumidificado al mismo tiempo al pasarlo sobre superficies frías o por rociadoras de agua fría. Cuando el aire es enfriado y deshumidificado por pasarlo a través de una cámara de rocío, el agua de la rociadora se enfría afuera de la rociadora por medio de una enfriadora instalada en la tubería. La temperatura del agua aumenta mientras es rociada ya que absorbe el calor sensible y latente del aire. Sin embargo, el calor que absorbe el agua es constantemente removido por el enfriador mencionado anteriormente. Cuando se usan serpentines de enfriamiento, la temperatura de la película de aire en contacto con la superficie de metal del serpentín determina la condición del aire fluyendo a través del serpentín. La temperatura de esta película esta siempre a un punto entre la temperatura del aire y la temperatura del agua o del refrigerante dentro del serpentín. También la temperatura del aire cae mientras circula a través del serpentín. Como resultado, el aire al pasar a través del serpentín de enfriamiento se encuentra con superficies mas y mas frías mientras circula mas dentro del serpentín. Por lo que la condición del aire mientras circula a través de una superficie fría se puede representar por la curva AC en la carta psicrométrica de la figura 17. El punto B representa la condición final del aire saliendo del serpentín de enfriamiento. Su localización en la curva AC depende del diseño de la superficie de enfriamiento.

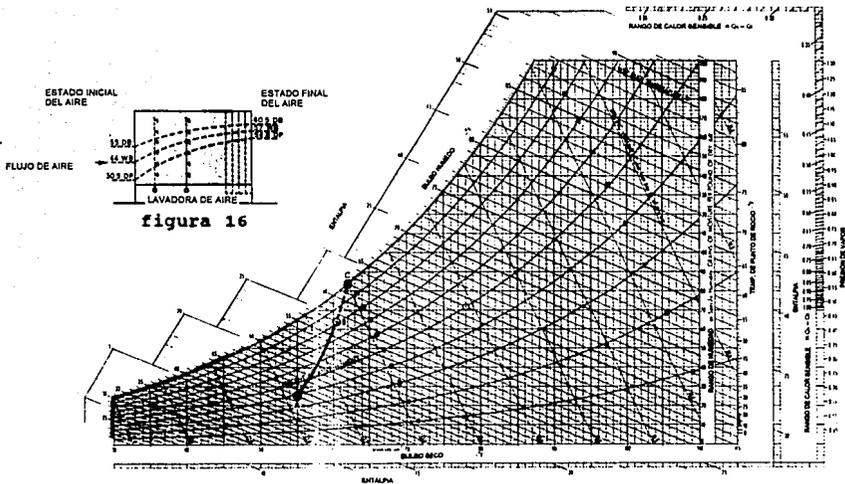


figura 15
Calentamiento y humidificación

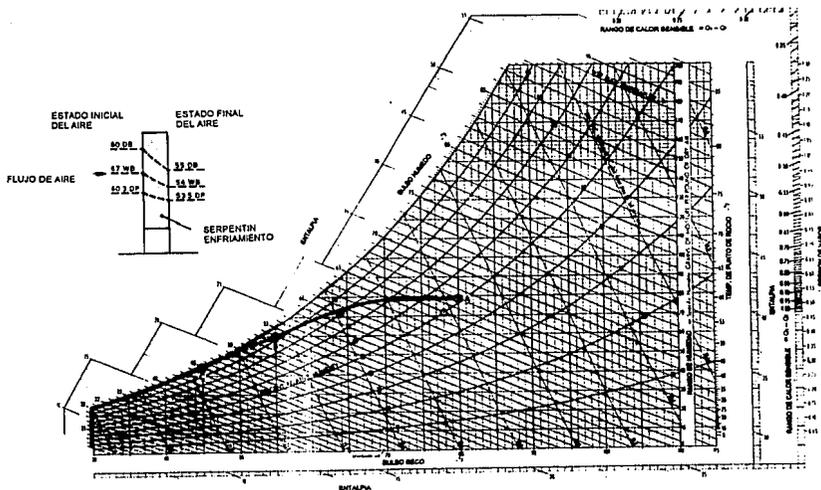


figura 17
Enfriamiento y deshumidificación

Si el aire es continuamente puesto en contacto con una serie de tuberías o aletas frías de metal, y la temperatura de la superficie de cada tubería o aleta es menor que la de la anterior la condición del aire se irá hacia abajo como en la figura 17. El contenido de humedad que tiene el aire se condensa y es así como el aire se enfría y se deshumidifica. En la otra mano, si el aire se pone en contacto con una superficie, y la temperatura va aumentando mientras el aire circula a través de ella, la curva se irá hacia arriba como en la figura 10. Este es el caso de la rociadora de agua, ya que la temperatura del agua aumenta mientras absorbe calor del aire.

Enfriamiento y Humidificación

El aire puede ser enfriado y humidificado al mismo tiempo. Este es el proceso que se lleva a cabo en una lavadora de aire en la cual el agua se recircula sin ser enfriada o calentada.

La figura 18 enseña los cambios que ocurren en las temperaturas de bulbo seco y de punto de rocío del aire fluyendo a través de la lavadora de aire sin calentamiento o enfriamiento del agua. En una lavadora perfecta, las temperaturas finales de bulbo seco y punto de rocío del aire serán iguales una de la otra e iguales a la temperatura de bulbo húmedo inicial del aire. La figura 18 se dibujó con las condiciones ilustradas en la figura 11.

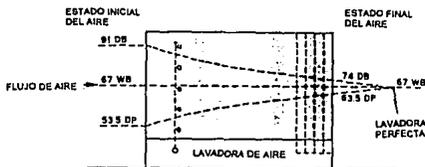


figura 18

La eficiencia de una lavadora de aire se define como el rango de la caída actual en la temperatura de bulbo húmedo con respecto a la caída teórica máxima de la temperatura de bulbo seco que se podría presentar si la lavadora fuera 100 por ciento eficiente, y el aire saliera saturado. En tal caso, la temperatura final de bulbo seco del aire sería igual a su temperatura de bulbo húmedo inicial. La eficiencia de una lavadora de aire es fácil de saber. La eficiencia de las lavadoras de aire varía con el diseño, la cantidad y presión de los rociadores de agua y otros factores.

Calentamiento con Serpentes y Humidificación con Lavadoras

Un arreglo de serpentines y lavadoras común se muestra en la figura 19. Los serpentines de calefacción se instalan en la entrada y en la salida de la lavadora. El aire primero se calienta con los primeros serpentines, después se pasa por la lavadora y finalmente calentado a la temperatura deseada con los serpentines de recalentamiento.

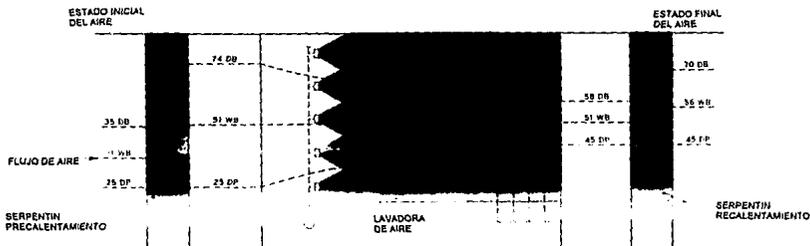


figura 19

El cambio en la condición del aire, mientras pasa a través de los primeros serpentines, lavadora y serpentines de recalentamiento se ven en la figura 19, y en la carta psicrométrica de la figura 20. El aire entra a los primeros serpentines en la condición A en la figura 20, y es calentado a una temperatura de punto de rocío constante hasta el punto B. El agua en la lavadora es constantemente recirculada sin ser enfriada o calentada. El aire entra a la lavadora en la condición B para ser humidificado y enfriado siguiendo la línea constante de temperatura de bulbo húmedo hacia C.

El aire saliendo de la lavadora en la condición C es pasado por los serpentines de recalentamiento para llegar a la temperatura final deseada en el punto E. La condición final del aire saliendo de los serpentines de calentamiento es de 70°DB y 56°WB.

La temperatura final de punto de rocío del aire depende de la temperatura a la que el aire sale de los primeros serpentines, esto es, en la posición del punto B. De la figura 20, se puede ver que la temperatura de punto de rocío del aire saliendo de la lavadora aumenta cuando la temperatura del aire saliendo de los primeros serpentines se aumenta. Mientras el punto B se mueve hacia la derecha hacia el punto F, la temperatura del agua de recirculación en la lavadora aumentará ya que su temperatura debe de ser igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire saliendo de los primeros serpentines.

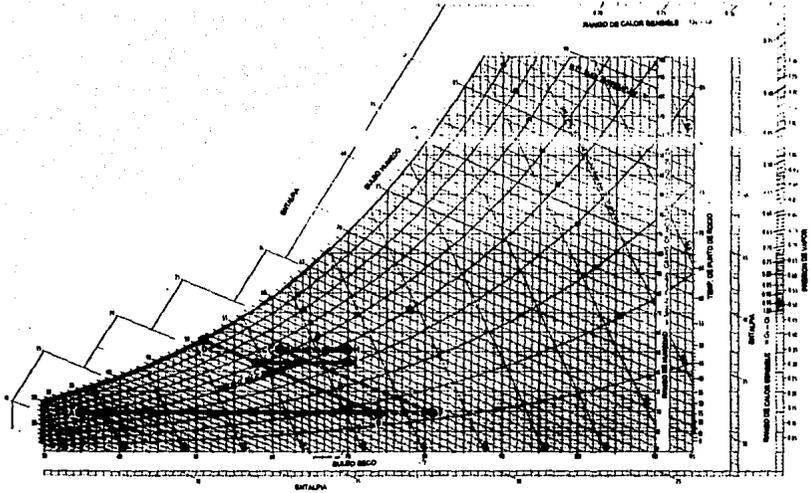


figura 20
 Proceso del aparato de la fig. 19

Como resultado, la condición final del aire saliendo de la lavadora se representa por el punto G en vez del C. El aire es entonces recalentado a una temperatura constante de punto de rocío a la misma temperatura. Ahora el aire tiene una temperatura de punto de rocío mayor y su condición final se representa por el punto H.

Otro sistema usado para calentamiento y humidificación se ilustra en la figura 21. El aire es calentado directamente por el agua caliente, la cual es calentada por un boiler. La temperatura de punto de rocío del aire se aumenta al aumentar la temperatura del agua.

El aire entra a los primeros serpentines en el estado representado por el punto A en la carta psicrométrica de la figura 22, y es calentado a la condición representada por el punto B, en la cual entra a la lavadora. En la lavadora, el aire es humidificado a lo largo de la curva BC. El aire sale de la lavadora en el estado representado por el punto C, y es recalentado a la temperatura de bulbo seco final deseada representada por el punto D. Si se desea una temperatura de punto de rocío mayor, la temperatura del agua se debe de aumentar. En tal caso, la humidificación y calentamiento de aire seguirá la curva BE. Y después el aire es recalentado a lo largo de la línea EF para llegar a la condición final representada por el punto F.

Deshumidificación química

Este es uno de los procesos indicados en la figura 12 y esta representado por la línea D. Equipos trabajando en esa línea de procesos son empleados para mantener las siguientes condiciones de diseño:

- Una temperatura de bulbo seco o de punto de rocío por debajo de 32°F.
- Baja humedad
- Baja SHR

Mezclas de Aire

La carta psicrométrica se puede utilizar para encontrar la condición resultante de un aire de inyección formado con aire de dos fuentes distintas.

El problema de encontrar la condición de una mezcla de aire a la entrada del serpentín es un problema común en el trabajo del aire acondicionado. En tal caso, el aire exterior es mezclado con el aire de retorno del local y la mezcla de los dos es entonces enfriada a la misma temperatura final.

En la figura 23 el punto A representa la condición del aire exterior y el punto B el estado del aire de retorno del local acondicionado. Si se unen los puntos A y B con una línea recta el punto C representará la condición final de la mezcla de aire exterior y de aire de retorno.

La localización del punto C en la línea AB depende en el porcentaje de aire de cada fuente presente en la mezcla, si se usa 50 % aire exterior y 50 % aire de retorno el punto C estará a la mitad.

El punto C siempre estará más cerca del punto que represente el mayor porcentaje de la mezcla.

Es importante recordar que el porcentaje de aire exterior se determina por la relación en la distancia de la línea BC con respecto a la longitud total BA. No usar la distancia AC cuando se quiera encontrar el porcentaje de aire exterior.

Volumen de Aire Húmedo

Como una regla cuando se diseñan sistemas de aire acondicionado, el aire standard es usado para determinar volúmenes de aire y seleccionar equipos. El aire standard es aire seco a una presión absoluta de 29.92 pulgadas de mercurio y a una temperatura de 69.5°F.

Visto que el volumen de un peso dado de aire varía con cada variación en presión y temperatura, la presión y temperatura del aire en discusión debe de ser conocida. Por lo que para evitar confusión siempre se da por hecho que el aire está bajo condiciones standard de temperatura y presión mencionadas anteriormente a menos que se especifiquen otras condiciones.

El volumen de un peso de aire dado no solamente cambia con las variaciones de presión y temperatura, también cambia con la cantidad de humedad mezclada con el aire. El volumen de una libra de aire mezclado con una cantidad definida de humedad se puede encontrar en la carta psicrométrica, figura 24 para el rango de condiciones encontradas más comúnmente en el trabajo de aire acondicionado.

Aire standard: 69.5 DB y 0 HR.

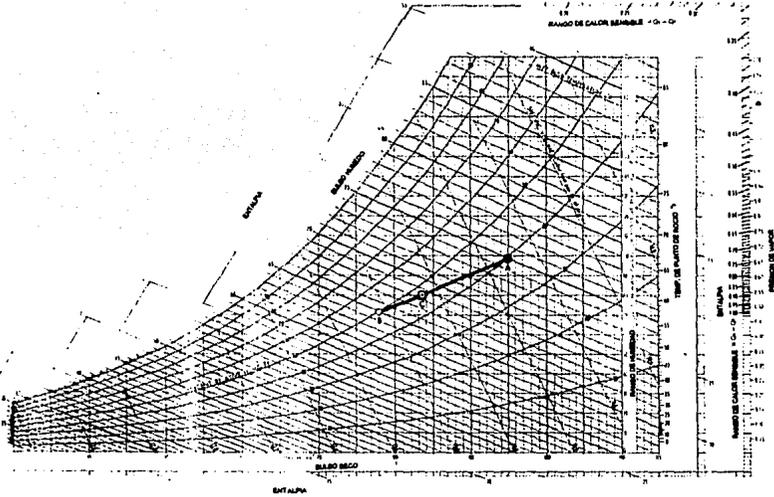


figura 23
Condiciones de mezcla de aire

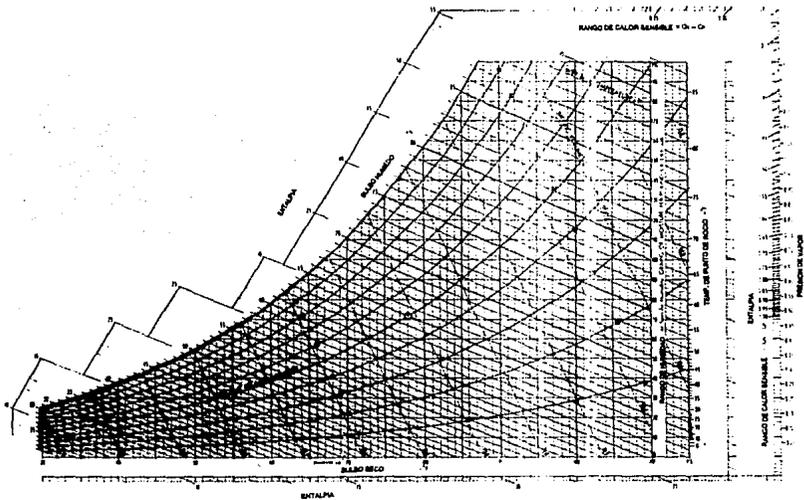


figura 24
La carta psicrométrica

Aunque la carta psicrométrica da el volúmen de una libra de aire para varias temperaturas y cantidades de humedad, no da los volúmenes para varias presiones barométricas. Esta carta sólo se puede usar para aire teniendo una presión barométrica total de 29.92 in Hg (14.7 psia). Para encontrar el volumen ocupado por una libra de aire bajo alguna otra presión barométrica las siguientes formulas pueden ser usadas.

Si la presión barométrica esta en psia:

$$v = v_s \frac{14.7 - p_v}{P - p_v} \quad (4-8)$$

Si la presión barométrica esta en in Hg:

$$v = v_s \frac{29.92 - p_v}{P - p_v} \quad (4-9)$$

Donde:

P = presión barométrica, psia en fórmula 4-8 y in Hg e formula 4-9.

p_v = presión absoluta de vapor de agua mezclado con aire. psia en fórmula 4-8 y in Hg en fórmula 4-9.

v_s = volúmen de una libra de aire a la presión barométrica standard de 29.92 in Hg.

v = volúmen de una libra de aire a cualquier presión barométrica.

La presión del vapor mezclado con el aire depende de la temperatura de punto de rocío del aire. La presión de vapor para varias temperaturas de punto de rocío se puede encontrar en las columnas 2 y 3 de la tabla 1-3. La presión absoluta se da en libras por pulgada cuadrada en la columna 2 y en pulgadas de mercurio en la columna 3. Los valores de v_s para cualquier temperatura se pueden encontrar en la carta psicrométrica.

CAPITULO IV

CAPITULO IV. EJEMPLO DE DISEÑO DETALLADO

Para este ejemplo se tomará una cafetería como base para el diseño y sus características son las que se mencionan a continuación:

Localización: Monterrey, N.L.
Latitud: 25 40
Altura: 1700 ft

Diseño:

Condiciones exteriores:
Temperatura B.S. 103°F
Temperatura B.H. 79°F
Humedad específica corregida
a la altura: 122.2 Gr/lb

Condiciones Interiores:
Temperatura B.S. 75 °F
Temperatura B.H. 62.5°F
Humedad específica corregida
a la altura: 72 Gr/lb

Características del edificio:

Paredes: Tabique común de 4" y acabado interior en yeso de 1/2" color oscuro clase D.

Techo-plafón: losa de cemento de 4" tipo R-3 color oscuro plafón de 1" de espesor de fibra de vidrio.

Skylight: vidrio de 3/8" sin persianas internas y entintado en verde.

Piso: Piso de concreto recubierto de linoleum.

Ventanas: Vidrio entintado en verde de 1/4", todas las ventanas tienen persianas. 50 % es vidrio

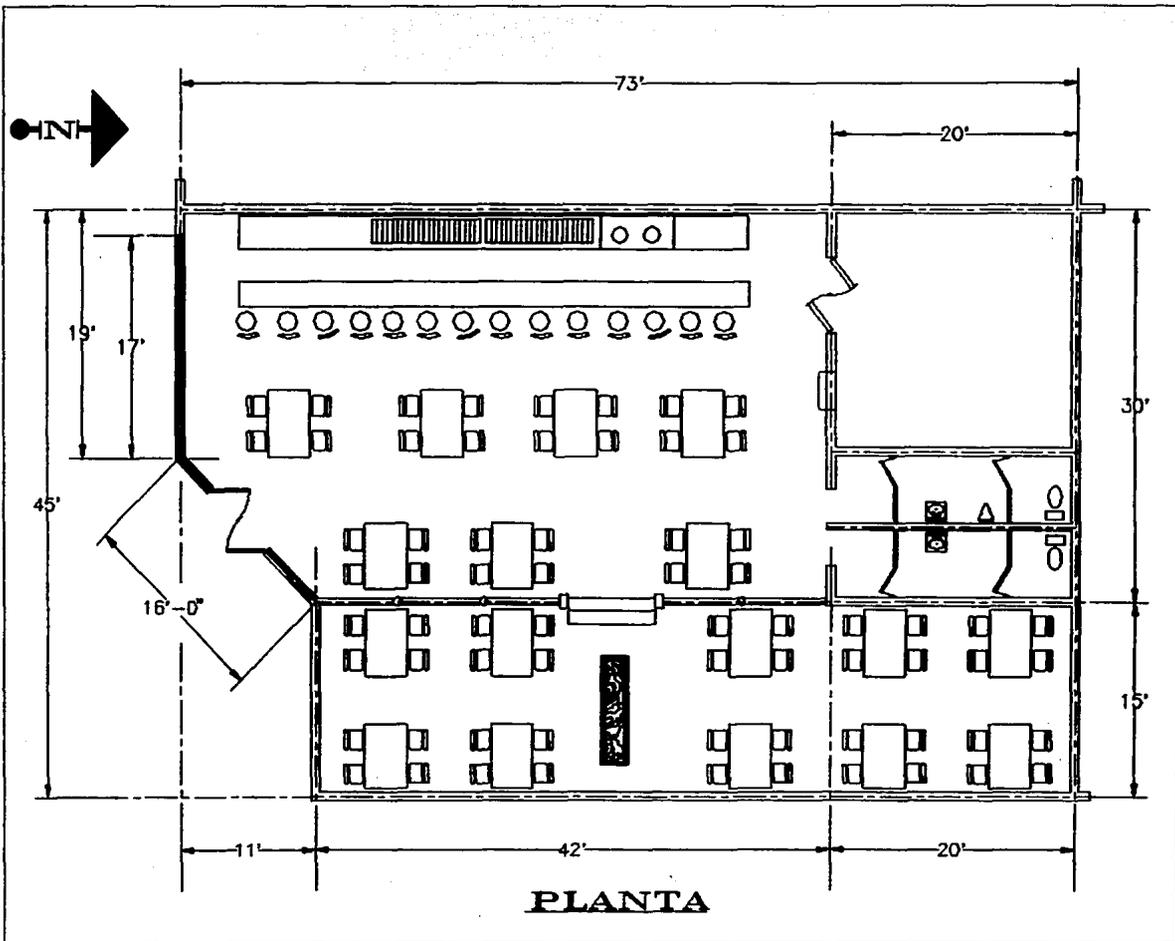
Puerta: Puerta de vidrio entintado en verde de 1/4" de espesor.

Iluminación: 2 watts por ft²

Aparatos: 1 tostador, 2 cafeteras de 3 galones, 1 refrigerador con motor de 1/4 HP y una parrilla de 4 ft².

Area total: 2999 ft²

PLANTA ARQUITECTONICA
figura 25



Ocupantes: 112 personas y 15 atendiendo el local, lo que da un total de 127.

Aire exterior: 10 cfm's por persona

Radiación solar a través de vidrio.

cálculo de áreas:

- a) Ventana Sur: $17' * 6' + 15' * 6' = 192 \text{ ft}^2$
- b) Ventana Este: $62' * 6' = 372 \text{ ft}^2$
- c) Puerta Sureste: $16' * 10' = 160 \text{ ft}^2$
- d) Skylight: $15' * 62' = 930$

El cálculo de los factores de hará a las 4 pm hora en que alcanza el máximo número de ocupantes y es también la hora a la que la temperatura y el efecto solar son máximos.

De las tablas 5,7 y 10 se toman los siguientes valores:

Factor solar: Sur: 27.91
Este: 37
Sureste: 36.83
Horizontal: 170.33

Coefficiente de sombra:

Sur: .53
Este: .53
Sureste: .53
Horizontal: .6

Multiplicando el área por estos factores obtenemos:

Ventana sur: $192 * 27.91 * .53 = 2,840 \text{ Btu/h}$
Ventana este: $372 * 37 * .53 = 7,295 \text{ Btu/h}$
Puerta sureste: $160 * 36.83 * .53 = 3,123 \text{ Btu/h}$
Vent. Horizontal: $930 * 170.33 * .6 = 95,044 \text{ Btu/h}$

Ganancias por transmisión de calor:

Las áreas serán las mismas.

De las tablas 12 y 13 obtenemos los valores de U para las ventanas y el Skylight, de la tabla 15 sacamos el DT.
coeficiente U para ventanas y puerta: $.81 \text{ BTU/h/ft}^2/\text{°F}$
coeficiente U para skylight: $.83 \text{ BTU/h/ft}^2/\text{°F}$
DT para ventanas: 14°F
DT para skylight: 121°F

Como el cálculo se hace para una hora (4 pm) diferente a la que se presenta la temperatura externa de diseño, es necesario corregir esta en función de la variación promedio de temperatura en el día. (22 F, dato).

Fórmula para obtener factor de corrección:

$$\frac{\text{Diferencia de temps. B.S.}}{\text{Temp. promedio} + 14} = \text{DT corregido}$$

Diferencia de Temps: $103 - 75 = 28^{\circ}\text{F}$ por lo tanto

$28 - (22+14/2) = 10^{\circ}\text{F}$ corrección A para DT.

de: por lo que la carga por transmisión en ventanas y skylight será

Ventana sur: $192 * .81 * 14+10 = 3,732 \text{ Btu/h}$
 Ventana este: $372 * .81 * 14+10 = 7,232 \text{ Btu/h}$
 Puerta sureste: $160 * .81 * 14+10 = 3,110 \text{ Btu/h}$
 Vent. Horizontal: $930 * .83 * 121+10 = 101,119 \text{ Btu/h}$

Para calcular la transmisión en paredes se deberá hacer una nueva corrección, corrección B la cual se obtiene de la tabla 24 y es debido a la latitud y mes considerado para el cálculo, en este caso el mes considerado es Septiembre.

N -3, S +4, NE o NO -3, SE o SO +1, E o O -1, Horz -3

Las áreas para paredes y techos serán:

pared este: $62' * 6' = 372 \text{ ft}^2$
 pares sur: $19' * 6' + 15' * 6' = 204 \text{ ft}^2$
 techo: $30' * 73' - 11' * 11' = 2,069 \text{ ft}^2$

De las tablas 16, 19 y 21 obtenemos los valores de U para las paredes y el techo, de la tabla 22 y 23B sacamos el DT.

coeficiente U para paredes: $.39 \text{ BTU/h/ft}^2/^{\circ}\text{F}$

coeficiente U para techo: $.134 \text{ BTU/h/ft}^2/^{\circ}\text{F}$

DT para paredes: E 33°F

S 24°F

DT para techo: 62°F

por lo que la carga por transmisión en paredes y techo será de:

Carga = área * coef.U * DT + Corr.A + Corr. B

Pared sur: $204 * .39 * 24+10+4 = 3,023 \text{ Btu/h}$

Pared este: $372 * .39 * 33+10+1 = 6,384 \text{ Btu/h}$

Techo: $2,069 * .134 * 62+10-3 = 19,130 \text{ Btu/h}$

Para particiones se tomará un valor de DT de 18°F y un coeficiente de U de .39.

Area de paredes Norte y Oeste:

Norte: 45' * 12' = 540 ft²

Oeste: 73' * 12' = 876 ft²

1,416 ft² por lo tanto:

Particiones: 1,416 * .39 * 18 = 9,940 Btu/h

Cargas internas:

Personas

De la tabla 30 podemos ver que para restaurantes la ganancia de calor latente y sensible por persona es de:

factor sensible: 255

factor latente: 325

por lo que la ganancia de calor sensible y latente por personas en el peor caso será de: 127 * 255 = 32,385 Btu/h sensible

127 * 325 = 41,275 Btu/h latente

Luces

El área total del local es de 2,999 ft², y si tenemos 2 watts por ft² el total de watts será: 2,999 * 2 = 5,998 watts, y si se considera que las balastras de las lamparas se encuentran en el interior del local y que el factor de uso es del 100% la carga por luces será de:

5,998 * 4.1 * 1 = 24,592 Btu/h sensible

Motores

Se tiene un motor de 1/4 de HP con una eficiencia de 54% y un factor de uso de 75 %.

Si vemos en la tabla 31 obtenemos el valor de la carga que produce un motor de este tipo y si lo multiplicamos por el factor de uso obtendremos la carga real.

1,178 * .75 = 884 Btu/h calor sensible

Equipos

De la tabla 32 obtenemos los valores de calor sensible y calor latente para los equipos que se encuentran localizados en el local.

	Sensible	Latente
2 cafeteras	2,550 * 2 = 5,100	
	850 * 2 =	1,700
1 tostador		2,700
		2,400
1 parrilla	3,000 * 4 = 12,000	
	1,600 * 4 =	6,400
	-----	-----
	19,800	10,500

Si estos valores los multiplicamos por un factor de uso de 80% obtenemos lo siguiente:

$$19,800 * .8 = 15,840 \text{ Btu/h sensible}$$
$$10,500 * .8 = 8,400 \text{ Btu/h latente}$$

Carga por ventilación

Se necesitan 10 cfm's de aire exterior por persona por lo que los requerimientos de aire exterior serán de 1,270 cfm's. Para calcular la carga que esto produce se necesitan para el calor sensible la diferencia de temperaturas de B.S. y para el calor latente la diferencia de humedades específicas.

D.T. = 28

D. Humedades esp. = 51

Utilizando las fórmulas con los valores corregido a la altura de Monterrey tenemos que la carga será de:

$$1,270 \text{ cfm} * 28 * 1.02 = 36,271 \text{ sensible}$$

$$1,270 \text{ cfm} * 51 * 0.62 = 40,157 \text{ latente}$$

Nota: la infiltración no se considera por ser mucho mayor la toma de aire nuevo.

Ganancia de calor por ductos

Para la ganancia de calor debido a ductos vemos en la tabla 37 y obtenemos un factor de .03 para ductos localizados en el plafón y con el retorno en forma de cámara plena. Los ductos tienen aislamiento de tipo R4.

La carga por ductos se obtiene de la siguiente manera:

Calor sensible total del local por el factor de la tabla 37, entonces nuestra carga será de:

$$335,673 * .03 = 10,070 \text{ Btu/h sensible}$$

Totales:

Si sumamos todos los totales que obtuvimos obtendremos los requerimientos de enfriamiento del local.

Total Sensible del Local:	335,673 Btu/h	Qs.local	
Total Local	385,348 Btu/h	Qttotal local
Total Sensible:	382,014 Btu/h	sensible		
Total Latente:	89,832 Btu/h	latente		

Esto da una carga total de 471,846 Btu/h que deben de ser eliminados del local para que se encuentre en condiciones de confort.

Si dividimos esa cantidad entre 12,000 obtendremos el número de toneladas de refrigeración requeridas para el local:

$$\text{Tons.} = \frac{471,846}{12,000} = 40 \text{ toneladas}$$

Ahora el siguiente dato a determinar es el no. de CFM's a suministrar al local y esto lo haremos con la ayuda de la carta psicrométrica.

La fórmula para determinar CFM's es la siguiente:

$$Qs.\text{local} = 1.02 * CFM * (T_{\text{local}} - T_{\text{inyeccion}})$$

De esta formula conocemos el Qs.local y la Tlocal, pero desconocemos la Tinyección para determinar los CFM's, por lo que vamos a tener que suponer una Tinyección para obtener los CFM's y poner todos estos puntos en la carta psicrométrica para así determinar cual es nuestro verdadero DT.

En la carta psicrométrica ponemos nuestros puntos de temperatura exterior (103/79)(punto 1) y temperatura interior de diseño (75/62.5) (punto 2) y los unimos con una recta. Para encontrar la temperatura de B.S. de la mezcla (punto 3) hacemos lo siguiente:

1ro.- calculamos CFM's suponiendo una T inyección de 55°F:
así tenemos

$$335,673 = 1.02 * CFM * (75-55) \quad DT=20$$
$$CFM = 16,455$$

con este valor obtenemos la temperatura de bulbo seco de la mezcla de aires siendo esta de:

$$\text{Temp. mezcla} = 75 + (1270*28)/16,455$$

Donde:

$$1270 = CFM's \text{ aire exterior}$$

$$28 = \text{Temp. aire exterior} - \text{Temp. de diseño} (103-75)$$

$$16,455 = CFM's \text{ aire de inyección}$$

$$\text{Temp. mezcla} = 77.16^\circ F$$

Ponemos este punto sobre la línea que tenemos trazada sobre la carta psicrométrica entre el punto 1 y el punto 2; este será el punto 3. Ahora trazamos una línea hacia la izquierda siguiendo la curva de serpentín.

Ahora el siguiente valor que tenemos que calcular es la Razón de Calor Sensible (SHR), la cual se calcula de la siguiente manera:

$$\text{SHR} = \frac{\text{Qs. Local}}{\text{Qtotal local}} = \frac{335,673}{385,348} = .87$$

Ponemos nuestra escuadra en el valor de .87 de razón de calor sensible y en el nodo de la carta localizado en el punto 78/65 en la carta psicrométrica, después desplazamos nuestra escuadra hacia el punto 2 paralelamente y trazamos una línea recta hacia la izq.

Si el DT (Tlocal - Tinyeccion) de 20 que consideramos estuviera correcto la línea de serpentín y la de SHR se hubieran cruzado en la temp. de inyección de B.S. de 55°F, pero como no fue así, tenemos que volver a hacer lo mismo considerando un DT menor ya que se cruzaron en una temp. mayor.

* 2da iteración:

Si consideramos un DT de 17 y obtenemos los CFM's tenemos:

$$335,673 = 1.02 * \text{CFM} * 17 \text{ ---> } \text{CFM} = 19,358$$

con ese valor encontramos la temperatura de B.S. de la mezcla,

$$\text{Temp. mezcla} = 75 + (1270 * 28) / 19,358$$

$$\text{Temp. mezcla} = 76.83 \text{ B.S.} / 63.4 \text{ B.H.}$$

Si cambiamos nuestro punto 3 a esta temp. de B.S. y hacemos lo mismo que en la primera iteración vemos que ahora si se cruzan la líneas de serpentín y de SHR en la temperatura de 58 B.S. que es precisamente la temperatura para el DT de 17 que tenemos.

Aquí en este punto encontramos las condiciones del aire de inyección con los cuales vamos a seleccionar nuestro equipo,

Aire inyección: B.S. 58 °F
B.H. 55.2°F

y los CFM's serán de 19,358 ya corregidos a la altura de Monterrey.

CARTA PSICROMETRICA
PARA DISEÑO
figura 26

$$\text{SHR} = \frac{335,673}{335,673 + 49,675} = .87$$

se asume DT = 20
 335,673 = CFM x 1.02 x 20
 CFM = 16,455

28 --- 16,455
 x --- 1,270

$$x = 2.16$$

se asume DT = 18
 335,673 = CFM x 1.02 x 18
 CFM = 18,282

28 --- 18,282
 x --- 1,270

$$x = 1.94$$

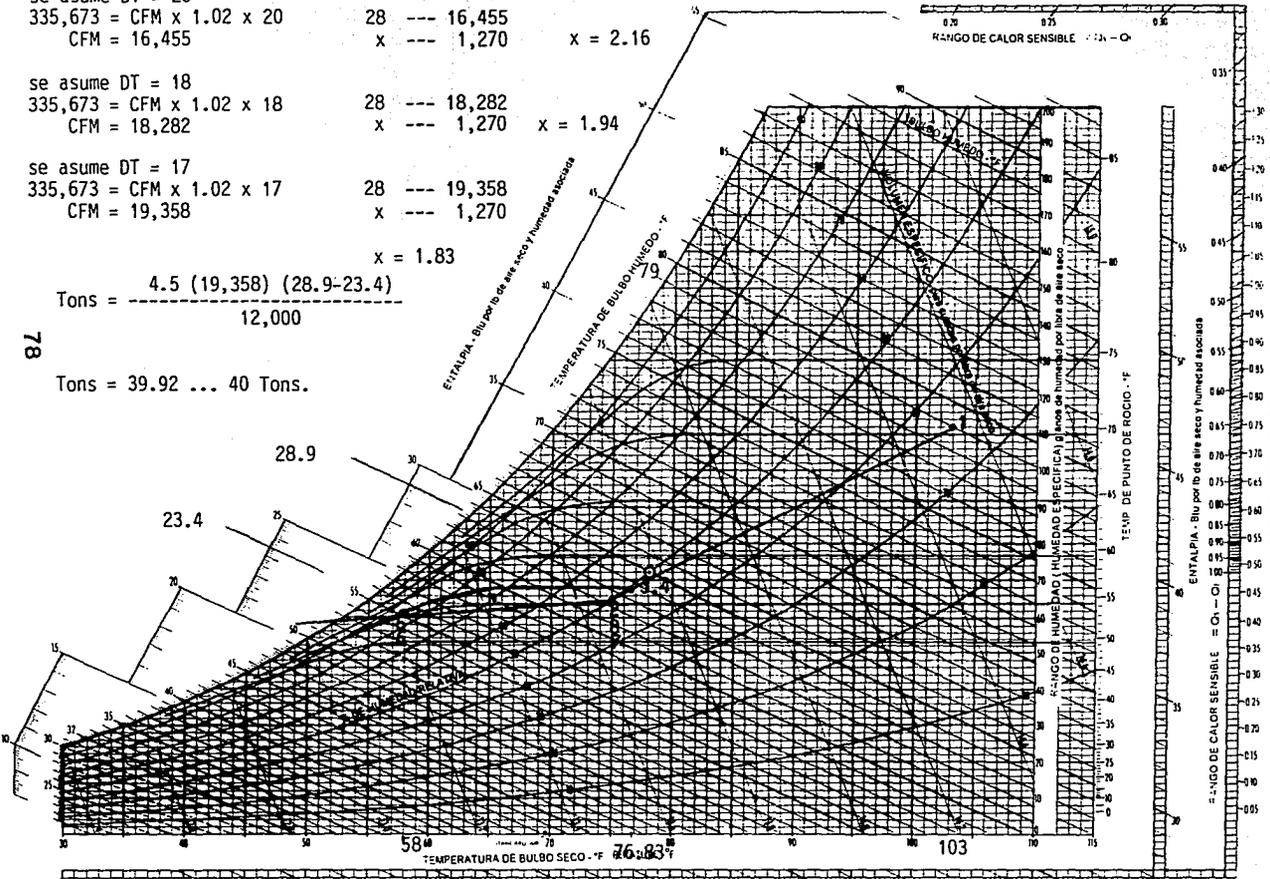
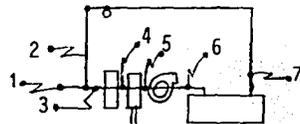
se asume DT = 17
 335,673 = CFM x 1.02 x 17
 CFM = 19,358

28 --- 19,358
 x --- 1,270

$$x = 1.83$$

$$\text{Tons} = \frac{4.5 (19,358) (28.9 - 23.4)}{12,000}$$

Tons = 39.92 ... 40 Tons.



78

28.9

23.4

TEMPERATURA DE BULBO SECO - °F 76.83

ENTALPIA - Btu por lb de aire seco y humedad asociada

TEMP. DE PUNTO DE ROCÍO - °F

RANGO DE CALOR SENSIBLE

HUMEDAD ESPECÍFICA

TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO - °F

**SELECCION DE EQUIPO POR
COMPUTADORA**

=====
TRANE LARGE COMMERCIAL ROOFTOP SELECTION PROGRAM
=====

For exclusive use by: C.D.S. SUPPORT GROUP

***** Input Data *****

Project TESIS
Location MONTERREY N.L.
Owner ALI
User ALI 090593
Comment

Tag TESISO1
Unit Type C
Size 50
Elevation 1700.00
Design DB 103.00
Design WB 79.00
Return DB 76.83
Return WB 63.40
Mixed DB 0.00
Mixed WB 0.00
Total MBH 471.85

O.A. CFM 1270.00
Coil Type STD
CFM 19360.00
Supply Duct SP 1.00
Return Duct SP 0.50
Inlet Vanes Y
Exhaust CFM 0.00
Exhaust Type 0

Motor Type STD
Filter PWM

Heat MBH 0.00
Heat Mixed DB 0.00
Heat Type
Heat Cap
Heat PSI 0.00
Heat EWT 0.00

Volts 460
Starter XL
Roof Curb Y
Economizer N
Net or Gross Capacity G
Extended Casing Y

***** Output Data *****

Model SXHCC5040A00B58A*****
Unit Size 50
Coil Type STD
Total Gross MBH 524.59
Sensible Gross MBH 387.87
Fan Heat 41.25

Mixed DB 78.55
Mixed WB 64.61
Leaving DB 58.85
Leaving WB 55.49

Supply RPM 873.68
Supply BHP 13.75
Total SP 2.04
Supply Drive 8
Supply Motor HP 15.00

Exhaust RPM 0.00
Exhaust BHP 0.00
Exhaust SP 0.00
Exhaust Drive
Exhaust Motor HP 0.00

Comp RLA 1 27.30
Comp RLA 2 27.30
Comp RLA 3 18.10
Comp RLA 4 18.10
Comp LRA 1 142.00
Comp LRA 2 142.00
Comp LRA 3 95.00
Comp LRA 4 95.00
Unit MCA 129.43
Unit MFS 156.73
Unit RDE 136.25
Unit DSS 140.99
Cond Fan FLA 10.80
Supply Fan FLA 21.00
Exh Fan FLA 0.00

Approx. Operating Weight 7650
Approx. Curb Weight 515

UNIT USES TRANE 3-D SCROLL COMPRESSORS

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

**CARACTERISTICAS GENERALES
DE EQUIPO SELECCIONADO**

Table 9-1 — General Data — 50-75 Ton

	50 Ton		55 Ton		60 Ton		70 Ton		75 Ton	
Compressor Data										
Number/Size (Nominal)	2/10, 2/15 Ton		4/15 Ton		4/15 Ton		2/35 Ton		Standard High Capacity 2/35 Ton 3/40 Ton	
Model	Scroll		Scroll		Scroll		Model R		Model R	
Unit Capacity Steps (%)	100/80/60/30		100/75/50/25		100/75/50/25		100/75/50/25		100/75/50/25	
RPM	3450		3450		3450		1750		1750	
Evaporator Fans										
Number/Size/Type	2/20"/FC		2/20"/FC		2/22"/FC		2/22"/FC		2/22"/FC	
Hp Range	7½-30		7½-30		10-40		10-40		10-40	
Cfm Range	10000-22500		12000-24750		14000-27000		16000-33000		16000-33000	
TSP Range — (In. WG)	0.25-4.0		0.25-4.0		0.25-4.0		0.25-4.0		0.25-4.0	
Exhaust Fans										
Number/Size/Type	50% 100% 1/18"/FC 2/18"/FC		50% 100% 1/18"/FC 2/18"/FC		50% 100% 1/20"/FC 2/20"/FC		50% 100% 1/20"/FC 2/20"/FC		50% 100% 1/20"/FC 2/20"/FC	
Hp Range	5-7.5 5-15		5-7.5 5-15		5-7.5 5-20		5-7.5 5-20		5-7.5 5-20	
Cfm Range	3000-11000 9000-20000		3000-11000 10000-21500		4000-13000 12000-24000		4000-13000 12000-27000		4000-13000 12000-27000	
ESP Range — (In. WG)	0.25-1.4 0.2-2.0		0.25-1.4 0.2-2.0		0.25-1.4 0.2-2.0		0.25-1.4 0.2-2.0		0.25-1.4 0.2-2.0	
Condenser Fans										
Number/Size/Type	6/28"/Prop		6/28"/Prop		6/28"/Prop		6/28"/Prop		6/28"/Prop	
Hp (Each)	1.0		1.0		1.0		1.0		1.0	
Cfm	36600		36600		40800		40800		40800	
Cycle/Phase	60/3		60/3		60/3		60/3		60/3	
Evaporator Coil — Standard										
Size (Ft ²)	37.9		37.9		43.1		43.1		43.1	
Rows/Fin Series	2/144		2/144		2/158		2/168		4/144	
Tube Diameter/Surface	¾/Enhanced		¾/Enhanced		¾/Enhanced		¾/Enhanced		¾/Enhanced	
Evaporator Coil — High Capacity										
Size (Ft ²)	37.9		37.9		43.1		N/A		43.1	
Rows/Fin Series	4/144		4/144		4/144		N/A		4/144	
Tube Diameter/Surface	¾/Enhanced		¾/Enhanced		¾/Enhanced		¾/Enhanced		¾/Enhanced	
Condenser Coil (Aluminum Fins)										
Size (Ft ²)	70.0		70.0		88.0		88.0		88.0	
Rows/Fin Series/Tube Diameter	3/158/¾		3/158/¾		3/168/¾		3/168/¾		3/168/¾	
Copper Condenser Fins (Optional)	3/144/¾		3/144/¾		3/158/¾		3/158/¾		3/158/¾	
Electric Heat										
KW Range ²	70-190		70-190		90-190		90-190		90-190	
Capacity Steps: CV/AV	3/1		3/1		3/1		3/1		3/1	
Natural Gas Heat										
Low Heat Input	500		500		500		500		500	
High Heat Input	850		850		850		850		850	
Capacity Steps: CV/AV	2/1		2/1		2/1		2/1		2/1	
Hot Water Coil										
Size (Inches)	42 x 86 x 2 Row		42 x 86 x 2 Row		42 x 90 x 2 Row		42 x 90 x 2 Row		42 x 90 x 2 Row	
Type	Type W, Prima Flo		Type W, Prima Flo							
High Heat (Fins/Ft)	110		110		110		110		110	
Low Heat (Fins/Ft)	80		80		80		80		80	
Steam Coil										
Size (Inches)	30 x 86 x 1 Row		30 x 86 x 1 Row		30 x 90 x 1 Row		30 x 90 x 1 Row		30 x 90 x 1 Row	
Type	Type NS		Type NS		Type NS		Type NS		Type NS	
High Heat (Fins/Ft)	96		96		72		72		72	
Low Heat (Fins/Ft)	42		42		42		42		42	
Filters										
Panel Filters										
Number/Size (Inches)	20 — 20 x 25 x 2		20 — 20 x 25 x 2		35 — 18 x 20 x 2		35 — 18 x 20 x 2		35 — 18 x 20 x 2	
Face Area (Ft ²)	69.4		69.4		77.8		77.8		77.8	
Bag Filters										
Number/Size (Inches)	3 — 12 x 24 x 19		3 — 12 x 24 x 19		6 — 12 x 24 x 19		6 — 12 x 24 x 19		6 — 12 x 24 x 19	
Cartridge Filters	3 — 12 x 24 x 12		3 — 12 x 24 x 12		6 — 12 x 24 x 12		6 — 12 x 24 x 12		6 — 12 x 24 x 12	
Prefilters (For Bag & Cartridge)	3 — 12 x 24 x 2		3 — 12 x 24 x 2		6 — 12 x 24 x 2		6 — 12 x 24 x 2		6 — 12 x 24 x 2	
Face Area (Ft ²)	42.0		42.0		44.0		44.0		44.0	
Standard Unit Min. Outside Air Temperature For Mechanical Cooling										
Without Hot Gas Option	35 F		40 F		30 F		45 F		45 F	
With Hot Gas Option	35 F		40 F		30 F		45 F		45 F	
Low Ambient Option Min. Outside Air Temp										
Without Hot Gas Option	0 F		0 F		0 F		0 F		0 F	
With Hot Gas Option	10 F		10 F		10 F		10 F		10 F	

Notes:

1. For cfm values outside these ranges, refer to RT-EB-81.
2. Refer to Table 34-3 for availability of electric heat low ranges by voltage.

Performance Data

Table 25-1 — 50 Ton Gross Cooling Capacity — STANDARD CAPACITY Evaporator Coil With Scroll Compressor

		Ambient Temperature																																
		85						95						105						115														
ENT DB	CFM	Entering Wet Bulb																																
		61			67			73			61			67			73			61			67			73								
(F)	(F)	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC							
75	475	339	529	281	667	221	458	329	510	271	567	212	440	320	490	262	546	203	421	310	469	252	522	193	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	475	384	528	328	667	287	458	375	510	317	566	258	440	366	490	308	544	248	420	355	469	296	521	234	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	474	430	528	372	666	312	458	421	509	363	566	303	440	411	489	353	544	294	421	401	466	343	521	284	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	479	473	527	417	665	358	464	462	509	408	565	348	449	449	489	399	543	339	433	433	468	388	520	329	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
75	513	386	669	309	630	231	493	378	548	300	607	222	473	368	525	290	582	212	451	355	501	279	556	202	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	512	446	669	309	630	291	493	436	547	380	606	282	472	426	525	350	581	272	451	415	501	339	555	262	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	516	503	668	429	629	351	498	492	547	419	606	341	480	478	524	409	581	331	461	461	500	398	555	321	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	536	536	668	488	629	410	520	520	546	478	605	400	503	503	524	468	580	391	485	485	501	457	554	360	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
75	534	422	592	331	654	238	513	412	569	321	629	229	481	401	545	310	603	219	468	390	519	300	575	209	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	535	493	592	402	654	309	514	482	569	392	629	300	483	471	544	361	602	290	471	458	519	371	574	280	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	547	547	591	472	653	380	530	530	568	482	628	370	512	512	544	462	602	360	492	492	518	441	574	350	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	575	575	592	542	653	450	557	557	569	532	628	440	538	538	546	520	601	430	518	518	522	507	573	420	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
75	546	445	605	344	667	243	524	435	581	334	641	233	501	424	555	324	614	223	477	413	529	313	585	213	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	548	522	604	423	667	321	527	510	580	413	641	311	506	497	555	402	613	301	484	482	528	392	584	291	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	568	568	603	601	666	399	550	550	580	491	640	389	530	530	554	481	613	379	510	510	528	470	584	369	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	597	597	606	676	666	477	578	578	584	564	639	467	558	558	560	551	612	457	537	537	537	535	683	446	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
75	555	467	615	357	678	248	533	458	590	347	651	237	509	446	564	337	623	227	484	434	537	328	693	216	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	560	548	614	443	677	322	539	539	589	433	650	322	518	518	563	422	612	312	497	497	536	411	693	202	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	586	586	613	528	677	417	567	567	589	518	650	407	546	546	563	507	622	397	525	525	537	496	692	387	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	616	616	619	606	676	502	596	596	597	592	649	492	575	575	575	621	482	553	553	553	553	592	671	441	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234

Table 25-2 — 50 Ton Gross Cooling Capacity — HIGH CAPACITY Evaporator Coil With Scroll Compressor

		Ambient Temperature																																
		85						95						105						115														
ENT DB	CFM	Entering Wet Bulb																																
		61			67			73			61			67			73			61			67			73								
(F)	(F)	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC	CAP	SHC			
75	536	391	587	319	663	248	515	380	574	309	637	237	493	369	549	297	611	226	470	357	524	296	683	214	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	536	448	596	376	662	303	515	437	573	365	637	292	493	426	549	354	610	281	470	414	523	342	682	270	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	538	505	596	433	662	359	518	494	573	422	636	348	497	481	549	410	610	337	475	468	523	396	682	326	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	551	551	596	489	661	415	534	534	573	478	636	404	516	516	549	466	609	393	496	486	524	454	681	382	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
75	578	455	642	358	710	259	554	444	615	346	681	248	529	432	567	335	651	236	503	419	558	322	619	225	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	580	532	641	434	709	335	557	520	615	423	680	324	533	507	587	411	650	313	507	493	558	399	619	301	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	594	594	641	511	709	411	574	574	615	499	680	400	553	553	587	487	650	389	531	531	559	475	618	377	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	624	624	644	586	706	487	603	603	618	574	679	476	582	582	592	561	649	464	559	559	584	547	618	452	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
75	602	506	666	387	735	287	576	494	637	376	704	256	549	482	608	364	672	245	522	468	577	351	639	233	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	609	595	665	481	735	360	585	580	637	469	704	349	561	561	607	457	672	338	537	537	577	444	638	326	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	637	637	667	573	734	453	615	615	639	561	703	441	592	592	610	548	671	430	567	567	580	535	638	418	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
90	670	670	675	659	734	545	648	648	649	644	703	534	624	624	623	623	611	522	598	598	598	638	510	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234	
75	615	540	679	407	748	273	588	527	649	395	716	261	561	514	619	363	683	250	533	500	587	371	649	338	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
80	628	628	678	512	748	377	605	605	649	500	716	366	581	581	618	488	683	354	556	556	587	475	649	343	411	303	458	244	517	185	469	296	521	234
85	662	662	681	614	747	481	639	639	653	601	715	407	614	614	623	588	682	456	588	588	593	573	648	446	411	303	458	244	517</					

Performance Data

Table 40-1 — Supply Fan Performance WITHOUT INLET VANES — 40, 50 and 55 Ton "C" Style

Cfm Std	Total Static Pressure																							
	.250			.500			.750			1.000			1.250			1.500			1.750			2.000		
	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp
8000	290	.56	398	1.27	479	1.95	550	2.67	613	3.44	671	4.23	723	5.05	770	5.90								
9000	298	.77	400	1.44	482	2.18	553	2.93	618	3.75	673	4.61	725	5.49	774	6.39								
10000	311	1.14	404	1.71	485	2.68	556	3.53	621	4.07	676	4.98	728	5.93	776	6.89								
11000	329	1.16	409	1.71	490	2.82	559	3.80	621	4.61	677	5.37	729	6.37	779	7.40								
12000	349	1.43	414	2.25	494	2.89	563	3.81	624	4.77	680	5.78	731	6.82	780	7.90								
13000	370	1.75	424	2.25	499	3.16	567	4.15	628	5.16	683	6.21	734	7.30	782	8.43								
14000	391	2.12	438	2.80	504	3.44	571	4.49	632	5.57	687	6.67	737	7.80	785	8.97								
15000	413	2.54	456	3.01	510	3.77	576	4.86	636	5.99	690	7.15	741	8.33	789	9.55								
16000	435	3.02	474	3.50	520	4.18	581	5.24	640	6.43	695	7.65	745	8.89	792	10.16								
17000	457	3.54	494	4.03	530	4.58	586	5.65	645	6.89	699	8.17	749	9.47	796	10.79								
18000	479	4.13	516	4.69	550	5.05	595	6.15	650	7.37	703	8.71	753	10.07	800	11.46								
19000	501	4.78	536	5.38	569	5.58	607	6.76	656	7.89	708	9.27	758	10.70	804	12.14								
20000	524	5.49	558	6.15	588	6.75	622	7.49	664	8.50	713	9.85	762	11.34	809	12.84								
21000	546	6.28	580	7.00	608	7.61	639	8.32	676	9.25	719	10.49	767	12.00	813	13.57								
22000	569	7.14	602	7.92	629	8.55	658	9.28	690	10.12	728	11.25	773	12.70	818	14.32								
22500	580	7.60	613	8.40	640	9.05	667	9.76	698	10.60	734	11.68	776	13.07	820	14.70								
23000	591	8.08	624	8.90	651	9.58	677	10.29	705	11.11	740	12.15	780	13.48	823	15.09								
24000	614	9.10	646	9.97	672	10.70	697	11.41	724	12.22	754	13.19	789	14.41	829	15.93								

Cfm Std	Total Static Pressure																							
	2.250			2.500			2.750			3.000			3.250			3.500			3.750			4.000		
	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp
8000	814	6.80	854	7.73	892	8.69	927	9.67	961	10.66	993	11.67	1023	12.69	1053	13.71								
9000	819	7.32	861	8.28	901	9.27	938	10.31	972	11.37	1006	12.46	1037	13.55	1068	14.67								
10000	822	7.88	865	8.89	906	9.92	944	10.98	985	12.07	1015	13.20	1048	14.35	1078	15.53								
11000	824	8.45	867	9.52	908	10.61	948	11.72	986	12.85	1021	14.00	1055	15.18	1087	16.40								
12000	826	9.01	869	10.15	910	11.30	950	12.47	988	13.66	1024	14.87	1059	16.09	1092	17.34								
13000	828	9.59	871	10.78	912	11.99	952	13.23	989	14.48	1026	15.75	1061	17.04	1095	18.34								
14000	830	10.18	873	11.42	914	12.69	954	13.98	991	15.30	1028	16.63	1063	17.98	1097	19.35								
15000	833	10.80	876	12.09	917	13.40	956	14.75	994	16.12	1030	17.51	1065	18.92	1099	20.35								
16000	837	11.46	879	12.78	920	14.14	958	15.54	996	16.96	1032	18.40	1067	19.87	1101	21.36								
17000	840	12.14	882	13.52	923	14.92	961	16.36	999	17.82	1035	19.32	1069	20.83	1103	22.38								
18000	844	12.86	886	14.28	926	15.73	964	17.21	1002	18.72	1037	20.26	1072	21.82	1106	23.41								
19000	848	13.60	890	15.08	930	16.58	968	18.11	1005	19.66	1040	21.24	1075	22.85	1108	24.48								
20000	852	14.36	894	15.90	934	17.46	972	19.04	1008	20.64	1044	22.27	1078	23.92	1111	25.60								
21000	857	15.15	898	16.75	938	18.37	976	20.00	1012	21.66	1047	23.33	1081	25.03	1114	26.75								
22000	861	15.96	902	17.63	942	19.30	980	20.99	1016	22.70	1051	24.43	1085	26.18	1118	27.95								
22500	864	16.38	905	18.07	944	19.78	982	21.50	1018	23.24	1053	25.00	1087	26.77	1120	28.57								
23000	866	16.80	907	18.52	946	20.26	984	22.01	1021	23.78	1055	25.57	1089	27.37	1122	29.19								
24000	871	17.66	912	19.45	951	21.25	988	23.06	1024	24.89	1059	26.73	1093	28.59	1125	30.47								

Cfm Std	Total Static Pressure											
	4.250				4.500				4.750			
	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
8000	1081	14.75	1108	15.78	1134	16.83	1160	17.88				
9000	1097	15.80	1125	16.94	1152	18.08						
10000	1109	16.73	1139	17.95	1166							
11000	1118	17.64	1148	18.91								
12000	1124	18.61	1155	19.91								
13000	1128	19.65	1159	20.99								
14000	1130	20.73	1162	22.12								
15000	1132	21.80	1164	23.26								
16000	1134	22.86	1166	24.39								
17000	1136	23.94	1168	25.52								
18000	1138	25.03	1170	26.66								
19000	1141	26.15										
20000	1144	27.30										
21000	1147	28.50										
22000	1150	29.74										
22500	1152	30.38										
23000	1153	31.03										
24000	1157	32.38										

Notes:

- Fan performance for 40, 50, and 55 ton "C" style rooftops is identical. However, note maximum motor hp size for each size. Contact your local Trane representative for information on oversized motors.
- Shaded areas at table extremes note non-standard Bhp or RPM selection. Contact your local Trane representative for more information.
- Supply fan performance table includes internal resistance of rooftop. For total static pressure determination, system external static must be added to appropriate component drops (evaporator coil, filters, optional economizer, optional exhaust fan, optional heating system, optional cooling only extended casing, optional roof curb).
- Maximum Cfm (for UL approval) as follows: 40 Ton — 18,000 Cfm
50 Ton — 22,500 Cfm
55 Ton — 24,000 Cfm

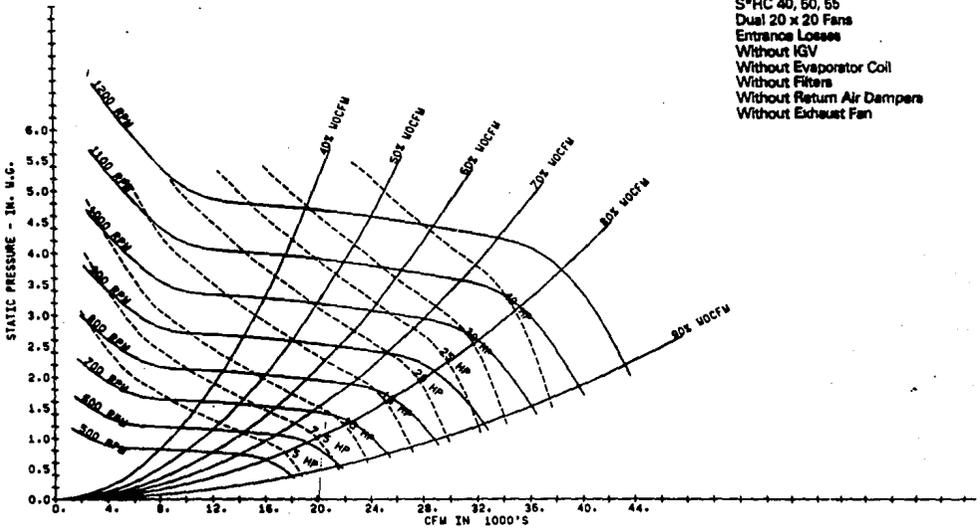
- Minimum motor horsepower is 7.5 hp.
- Maximum motor horsepower as follows: 40 Ton — 25 hp
50 Ton — 30 hp
55 Ton — 30 hp

Mid-table shading indicates maximum motor horsepower divisions.
7. Maximum 7.5 hp through 15 hp motor (RPM is 1,141 RPM).
8. See RT-EB-81 for further details.

Shading indicates non-standard horsepower.

Performance Data

40, 50, 55 ton



S*HC 40, 50, 55
 Dual 20 x 20 Fans
 Entrance Losses
 Without IGV
 Without Evaporator Coil
 Without Filters
 Without Return Air Dampers
 Without Exhaust Fan

Important: Maximum static pressure leaving the rooftop is 4.0" H₂O positive. The static pressure drops from the supply fan to the space cannot exceed 4.0" H₂O.

Performance Data

Table 42-1 — Supply Fan Performance WITH INLET VANES — 40, 50 and 55 Ton "C" Style

Cfm Std	Total Static Pressure																							
	.250			.500			.750			1.000			1.250			1.500			1.750			2.000		
Air	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
8000	318	7.7	481	1.36	485	1.98	555	2.70	618	3.48	676	4.31	725	5.17	772	6.06								
9000	339	10.01	418	1.56	481	2.24	558	2.97	621	3.78	678	4.62	730	5.58	778	6.52								
10000	364	11.28	428	1.81	489	2.53	564	3.30	624	4.13	680	5.04	733	6.00	781	7.00								
11000	391	11.63	444	2.13	509	2.85	571	3.68	629	4.53	684	5.45	735	6.44	784	7.48								
12000	419	12.04	463	2.51	521	3.22	580	4.06	636	4.99	689	5.92	739	6.93	787	8.00								
13000	448	12.53	486	2.97	536	3.66	591	4.52	645	5.49	696	6.47	744	7.49	791	8.57								
14000	478	13.09	511	3.53	553	4.19	604	5.03	655	6.02	704	7.07	751	8.12	798	9.22								
15000	507	13.74	537	4.18	574	4.80	619	5.63	667	6.60	714	7.69	760	8.82	803	9.95								
16000	537	14.46	565	4.83	597	5.52	636	6.32	680	7.28	725	8.36	769	9.54	812	10.74								
17000	567	15.26	593	5.55	622	6.35	656	7.11	695	8.05	738	9.12	780	10.30	821	11.58								
18000	597	16.13	622	6.34	648	7.30	678	8.02	713	8.93	752	9.99	792	11.16	832	12.43								
19000	627	17.12	652	7.80	675	8.37	702	9.05	733	9.92	768	10.97	806	12.12	844	13.38								
20000	657	18.25	681	8.98	703	9.55	727	10.22	755	11.05	786	12.06	821	13.21	857	14.45								
21000	687	19.43	711	10.27	732	10.87	754	11.53	779	12.32	807	13.28	838	14.41	871	15.64								
22000	718	20.76	741	11.67	761	12.31	781	12.97	804	13.74	829	14.66	857	15.74	888	16.97								
23000	737	21.19	766	12.77	790	13.08	795	13.74	817	14.50	841	15.40	868	16.46	897	17.86								
24000	746	22.15	770	13.20	790	13.88	810	14.55	830	15.31	853	16.19	878	17.23	906	18.42								
24000	779	14.78	800	14.86	820	15.59	838	16.28	857	17.03	878	17.88	901	18.87	926	20.02								

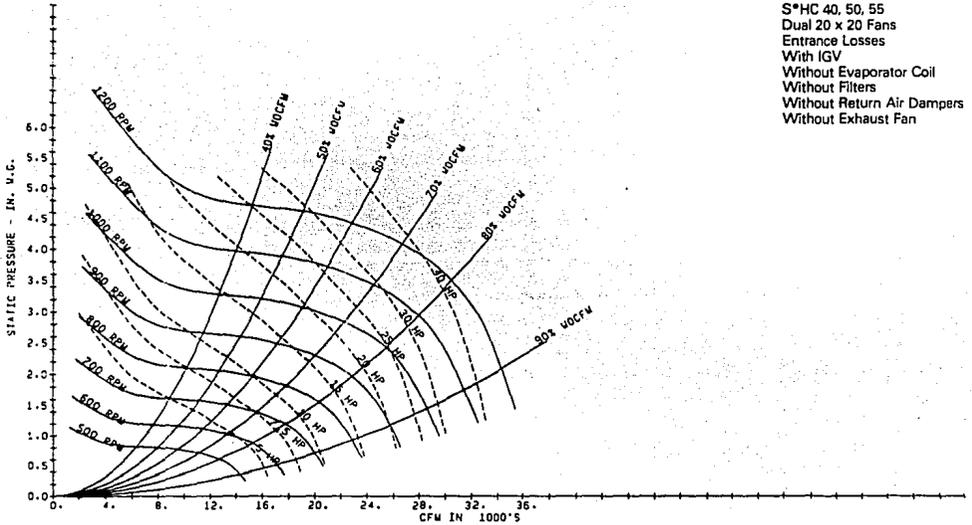
Cfm Std	Total Static Pressure																							
	2.250			2.500			2.750			3.000			3.250			3.500			3.750			4.000		
Air	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
8000	817	6.58	858	7.92	896	8.89	932	9.88	966	10.88	998	11.89	1029	12.90	1058	13.93								
9000	823	7.50	865	8.50	904	9.52	942	10.58	977	11.65	1010	12.74	1042	13.85	1073	14.87								
10000	827	8.52	870	9.08	910	10.16	948	11.26	985	12.39	1019	13.55	1052	14.73	1084	15.92								
11000	830	8.56	873	9.67	914	10.81	953	11.96	990	13.15	1026	14.35	1059	15.58	1092	16.83								
12000	832	9.11	876	10.27	917	11.46	956	12.67	994	13.90	1030	15.17	1064	16.46	1098	17.76								
13000	836	9.11	879	10.90	920	12.13	959	13.39	997	14.69	1033	16.00	1068	17.34	1102	18.70								
14000	840	10.17	882	11.58	923	12.84	962	14.14	999	15.47	1036	16.84	1071	18.23	1105	19.65								
15000	846	11.1	887	12.33	926	13.61	965	14.93	1002	16.30	1038	17.71	1073	19.14	1107	20.61								
16000	853	11.55	893	13.18	931	14.47	969	15.81	1006	17.19	1042	18.62	1076	20.09	1110	21.60								
17000	861	12.54	900	14.13	938	15.43	975	16.77	1010	18.17	1046	19.62	1080	21.11	1113	22.64								
18000	871	13.77	909	15.12	945	16.48	991	17.85	1016	19.26	1051	20.71	1084	22.22	1117	23.76								
19000	881	14.74	918	16.15	954	17.58	989	19.01	1023	20.46	1057	21.92	1090	23.43	1122	24.99								
20000	893	15.80	929	17.23	964	18.72	998	20.22	1031	21.73	1064	23.24	1096	24.77	1128	26.34								
21000	906	16.98	940	18.40	974	19.91	1008	21.46	1040	23.05	1072	24.63	1104	26.21	1135	27.81								
22000	920	18.28	953	19.69	986	21.19	1018	22.77	1050	24.40	1082	26.05	1112	27.71	1143	29.37								
22500	928	18.59	960	20.39	992	21.88	1024	23.46	1055	25.10	1086	26.78	1117	28.47	1147	30.76								
23000	936	19.73	967	21.13	998	22.61	1030	24.17	1061	25.82	1092	27.52	1122	29.24	1151	32.08								
24000	954	21.31	983	22.70	1012	24.17	1043	25.73	1073	27.36	1102	29.07	1132	30.83	1161	33.63								

Cfm Std	Total Static Pressure							
	4.250		4.500		4.750		5.000	
Air	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
8000	1087	14.97	1114	16.01	1141	17.07	1166	18.13
9000	1102	16.10	1131	17.24	1158	18.39		
10000	1114	17.13	1143	18.36				
11000	1123	18.11	1153	19.40				
12000	1129	19.08	1160	20.43				
13000	1134	20.09	1165	21.48				
14000	1137	21.08	1169	22.54				
15000	1140	22.09						
16000	1143	23.13						
17000	1146	24.21						
18000	1149	25.35						
19000	1153	26.59						
20000	1159	27.84						
21000	1165	29.43						
22000								
22500								
23000								
24000								

- * Fan performance for 40, 50 and 55 ton "C" style rooftops is identical. However, note maximum motor hp size for each size. Contact your local Trane representative for information on oversized motors.
- † Shaded areas in table extimes note non-standard Bhp or Rpm selection. Contact your local Trane representative for more information.
- ‡ Supply fan performance table includes internal resistance of rooftop. For total static pressure determination, system external static must be added to appropriate component static pressure drops re: absorber coil, filters, optional economizer, optional exhaust fan, optional heating system, optional cooling system, optional field control.
- § Maximum Cfm for UL approval as follows: 40 Ton — 18,000 Cfm
50 Ton — 22,500 Cfm
55 Ton — 24,000 Cfm
- ¶ Maximum motor horsepower as follows: 40 Ton — 7.5 hp
50 Ton — 11.41 hp
55 Ton — 14.97 hp
- ‡ Maximum 7.5 hp through 15 hp motor Rpm is 1,141 Rpm.
8. See RT-EB-81 for further details.
- Shading indicates non-standard horsepower.

Performance Data

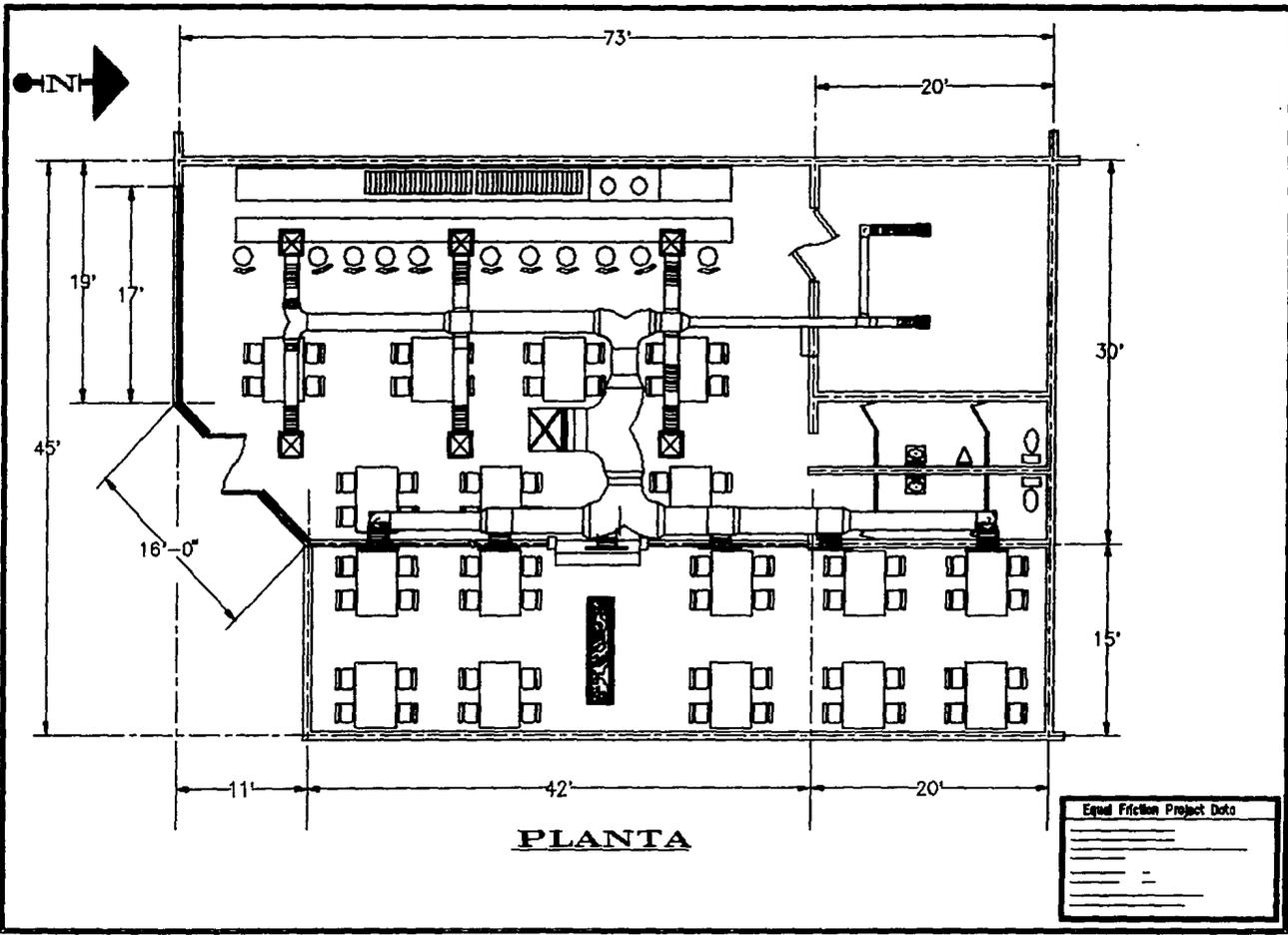
40, 50, 55



S*HC 40, 50, 55
 Dual 20 x 20 Fans
 Entrance Losses
 With IGV
 Without Evaporator Coil
 Without Filters
 Without Return Air Dampers
 Without Exhaust Fan

Important: Maximum static pressure leaving the rooftop is 4.0" H₂O positive. The static pressure drops from the supply fan to the space cannot exceed 4.0" H₂O.

**ARREGLO DE POSIBLE SISTEMA DE
DISTRIBUCION DE AIRE
Figura 27**



**HOJA DE CALCULO PARA DETERMINACION
DE CARGAS TERMICAS**



LOAD CALCULATION FORM FOR COMMERCIAL/INDUSTRIAL AIR CONDITIONING

FOR USE WITH LOAD CALCULATION DIGEST PUB. NO. 22-3010-4

JOB NAME _____

AREA/ZONE _____

JOB NO. _____

BY _____

DATE _____

COOLING LOAD CALCULATION

1. SUMMER DESIGN CONDITIONS

Outdoor: DRY BULB °F: 103, WET BULB °F: 79, HUMIDITY RATIO: 122.2 Gr/lb., LATITUDE: 25° 40'

Indoor: DRY BULB °F: 75, WET BULB °F: 62.5, HUMIDITY RATIO: 72 Gr/lb., DAILY RANGE: 22

Table 1 & 2 Difference: 1 25, HUMIDITY RATIO: 51 Gr/lb., PEAK TIME: 4

COOLING CALCULATION PEAK TIME SELECTION (Select hour with greatest load)

4:00 AM / 4:00 PM

INST	EXP	AREA	SOLAR FACTOR	SHADE COEF.	TOTAL	AREA	SOLAR FACTOR	SHADE COEF.	TOTAL	AREA	SOLAR FACTOR	SHADE COEF.	TOTAL
Window	E	372	37	.53	7295								
Window	S	192	27.91	.53	2840								
Door	SE	100	36.83	.53	3123								
Sky Light	FLAT	930	170.33	.6	15044								
ROOF	FLAT	2061	134	.62	17187								
INTERNAL LOADS IF VARIABLE			PEOPLE		Constant	PEOPLE		Constant		PEOPLE		Constant	
			LIGHTS/EQUIP.		Constant	LIGHTS/EQUIP.		Constant		LIGHTS/EQUIP.		Constant	
			TOTAL		125,471	TOTAL		125,471		TOTAL		125,471	

GLASS SOLAR HEAT GAIN

TABLE	EXPOSURE	SQ. FT.	X	SOLAR FACTOR	X	SHADING COEFFICIENT	=	SENSIBLE GAIN
E	372	X	37	X	.53	=	7295	
S	192	X	27.91	X	.53	=	2840	
SE	100	X	36.83	X	.53	=	3123	
FLAT	930	X	170.33	X	.6	=	15044	

CORRECTION "A" OUTSIDE DRY BULB TEMPERATURE AND DAILY RANGE CORRECTION TO BOOK CLTD FOR GLASS, WALLS, AND ROOFS

TOTAL 2 108,302

$$\left(\frac{\text{TEMPERATURE DIFFERENCE}}{2} \right) - \left(\frac{\text{DAILY RANGE} + 14}{2} \right) = \left(\frac{\text{CLTD Correction}}{2} \right) \left| \left(\frac{28}{2} \right) - \left(\frac{22 + 14}{2} \right) \right| = \left(\frac{10}{2} \right) \left(\frac{\text{CLTD "A" Correction}}{2} \right)$$

GLASS TRANSMISSION GAIN

TABLE	TYPE	SQ. FT.	X	U	X	(BOOK CLTD)	±	(A) CORRECTION	±	(B) CORRECTION	=	CLTD CORRECTED
E Window	372	X	.81	X	14	+	10			24	=	7232
S Window	192	X	.81	X	14	+	10			24	=	3732
SE Door	100	X	.81	X	14	+	10			24	=	3110
Hdr. Roof	930	X	.83	X	121	+	10			131	=	101,119

CORRECTION "B" TABLE 301 CLTD AND MONTH CORRECTION TO BOOK CLTD FOR WALLS AND ROOFS

Month: Sep, N -3, S +4, NE or NW -3, SE or SW +1, E or W -1, MONTH -3

TRANSMISSION GAIN

TABLE/GROUP	TYPE	EXP.	SA FT	X	U	X	(BOOK CLTD)	±	(A) CORRECTION	±	(B) CORRECTION	=	CLTD CORRECTED
10/E Wall	E	372	X	.39	X	33	+	10	+	1	14	=	6384
10/S Wall	S	204	X	.39	X	24	+	10	+	1	38	=	3023
20/Hdr. Roof	Hdr.	2061	X	.34	X	62	+	10	-	3	69	=	19130

Ceilings Partitions

TABLE/GROUP	TYPE	EXP.	SA FT	X	U	X	(BOOK CLTD)	±	(A) CORRECTION	±	(B) CORRECTION	=	CLTD CORRECTED
Floors	Floor		X		X								
Doors	Partitions	N-W	1410	X	.3	X	18						

TRANSMISSION GAIN

TOTAL 3 153,670

CALCULATION FOR SOLAR AND TRANSMISSION GAIN IS TRANSFERRED TO BACK OF FORM.

$$2 \ 108,302 + 3 \ 153,670 = 4 \ 261,972$$

SOLAR AND TRANSMISSION GAIN

4 201,772

5. INTERNAL HEAT GAIN	TABLE 30 NUMBER	SENSIBLE FACTOR	LATENT FACTOR			
	People 127	X	2.55			32,385
	People 127	X		325		
	Lights 3076	X 3.4	(Remote) X		% =	
	Lights 3076	X 4.1	(In Space) X	100	% =	24,302
TABLE 31 HP		USAGE FACTOR (TABLE 29)				
Motors 25/1178	X		.75	% =	884	
TABLE 32 NUMBER	SENSIBLE	LATENT	USAGE FACTOR			
Appliances	X 17,800	X	5	% =	15,840	
Appliances	X 1,500	X	5	% =		
(List Details on Separate Sheet) Internal Sensible Gain - TOTAL						5 73,701

FOR DETERMINING DUCT HEAT GAIN (STEP 7) AND TOTAL INDOOR AIRFLOW 4 + 5 = ROOM SENSIBLE TOTAL 6 339,673

6. VENTILATION INFILTRATION	Ventilation 1270	CFM Infiltration	CFM (Use Larger CFM)			
	CFM 1270	X Dry Bulb Temp. Diff. 20	X 1.08			36,271
	CFM 1270	X Gr/lb Difference 51	X 0.68			

7. DUCT HEAT GAIN	HEAT TRANSFER FACTOR (TABLE 38)	CORRECTION FACTORS (TABLE 38, 40, 41 or 42)	LENGTH FT.			
	Supply	X	X			
	A. Return	X	X			

NOTE: USE A OR B	Room Sensible Subtotal	Factor (Table 37)				
B.	6 339,673	X	.03	X		10,070

Select Equipment on Sensible BTUH 382,014 (BTUH) LATENT GAIN 89,832 (BTUH)

EQUIPMENT SELECTION MUST SATISFY SENSIBLE AND LATENT BTUH GAINS

HEATING LOAD CALCULATION

1. WINTER DESIGN CONDITIONS	INDOOR DRY BULB °F	HUMIDITY RATIO			
	Indoor	Gr/lb			
	Outdoor	Gr/lb			
	Difference	Gr/lb			

39.52 hmo + 89,832 ← ← Y
 TOTAL COOLING LOAD 471,846

TRANSMISSION LOSS	TABLE	TYPE	SQ. FT.	X	TRANSMISSION U-COEFFICIENT	X	DRY BULB TEMP. DIFF.	=	
	Glass Table 12, 13 & 14			X	X	X		=	
TRANSMISSION LOSS				X	X	X		=	
				X	X	X		=	
				X	X	X		=	
				X	X	X		=	
TYPE OF CONSTRUCTION	Walls	Roof		X	X	X		=	
	Doors	Floor		X	X	X		=	
Ceilings Partitions				X	X	X		=	

TRANSMISSION LOSS (FOR DETERMINING DUCT HEAT LOSS) TOTAL 7

VENTILATION INFILTRATION	TABLE 33	CFM Infiltration	CFM (Use Larger CFM)			
	CFM	X Dry Bulb Temp. Diff. 20	X 1.08			
	CFM	X Gr/lb Difference 51	X 0.68			

DUCT HEAT LOSS	HEAT GAIN FACTOR (TABLE 38)	CORRECTION FACTORS (TABLE 38, 40, 41 or 42)	LENGTH FT.			
	Supply	X	X			
	A. Return	X	X			

NOTE: USE A OR B	Blow Loss Subtotal	Factor (Table 37)				
B.	7	X		X		

HEATING LOAD (Deduct Internal Heat Gain only if source is constant)

TOTAL BTUH

Ventilation Air Calculations	A) CFM/Person	X	People	=	CFM (A)	
	B) CFM/Ft. Floor	X	Ft ²	=	CFM (B)	
Infiltration Calculations	C)	Fl Crack	X	CFM/Ft	=	CFM
	D)	Fl Crack	X	CFM/Ft	=	CFM
Window Summation	C)	Door Openings	X	CFM/Opening	=	CFM
	D)	Door Openings	X	CFM/Opening	=	CFM
					Total	CFM (C)
					Total	CFM (D)

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

En este trabajo se explicó todo lo referente al cálculo de cargas térmicas dando un recorrido por todo lo que se refiere a ganancias de calor ya sea por radiación, convección o conducción presentando tablas para poder determinar las ganancias de calor para cualquier local según su localización, orientación, tipo de materiales, y características de construcción y así poder definir sus requerimientos de refrigeración.

Se explicaron todos los procesos de acondicionamiento de aire apoyados en la carta psicrométrica. Se vió el uso de la carta psicrométrica y todas las líneas que la componen explicando cada una de ellas e indicando sus unidades. Se explicaron todas las propiedades del aire y lo que pasa cuando este es puesto en contacto con agua y/o con serpentines a diferentes temperaturas.

Se hizo un ejemplo de diseño detallado en el cual se aplicó todo lo que se explicó a lo largo de este trabajo con el cual se pudo ver que las reglas de dedo no siempre son tan precisas y que si se hubieran determinado las toneladas de refrigeración del ejemplo de este trabajo con la regla de dedo que dice que por cada 20 m^2 de construcción corresponde una tonelada de refrigeración el cálculo hubiera quedado muy corto de lo que realmente se necesita para disipar toda la carga que el local tiene y proveer las condiciones de confort que se requieren ya que el local tiene un área de 280 m^2 y dividiendo entre 20 tendríamos un total de 14 toneladas de refrigeración y con los cálculos hechos se pudo ver que los requerimientos del local son de 42 T.R.

Se anexó una carta psicrométrica en la cual se muestra el proceso que sigue el aire desde que sale de los serpentines de enfriamiento hasta que regresa a la unidad de aire acondicionado.

Se hizo una selección de equipo por computadora con la cual confirmamos los datos obtenidos de nuestra carta psicrométrica de las temperaturas de B.S. y B.H. del aire saliendo del serpentín.

Este trabajo tiene como fin dejar una imagen de que el cálculo de cargas térmicas y de los requerimientos de aire acondicionado no son complicados y que no deben de dejar de hacerse para así lograr un diseño exacto y funcional que cumpla con los requerimientos del local y no quede corto ni sobrado.

El motivo de la realización de este trabajo fue desarrollar una metodología clara y concisa que permita a cualquiera que le interese hacer un cálculo de cargas térmicas de una manera correcta fácil y precisa. Se buscó expresar definiciones técnicas difíciles de conceptualizar de una forma mas breve y clara para poder entender los conceptos básicos y fundamentos del aire acondicionado y todo esto apoyado en criterios de ahorro energético ya que ahora se cuenta con una metodología y no simplemente con reglas de experiencia.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- Balzhiser Richard E.
Samuels Michael R.
Termodinámica para Ingenieros
Prentice Hall Internacional
España 1979

- Karlekar B.V.
Desmond R.M.
2da. Edición
Nueva Editorial Interamericana
México 1985

- Baumiester Theodore
Avallone Eugene A.
Baumiester Theodore III
MARKS Manual del Ing. Mecánico
Volumen I
Octava edición en Ingles
Segunda edición en Español
McGraw Hill
Colombia 1990

- The Trane Company
Trane Air Conditioning Manual
Fifty-fourth printing
Febrero 1979
La Crosse, Wis.

- Carrier Corporation 1960
System Design Manual
Load estimating
Part 1
Séptima Edición 1966

- The Trane Company
Trane Application Guide
Load Calculation Digest
Junio 1991
La Crosse, Wis.

- Watt John R. Dr.
Evaporative Air Conditioning
Hand Book
Segunda Edición
Chapman & Hall
New York 1986

ANEXOS

**TABLAS DE REFERENCIA PARA LA EVALUACION
DE CARGAS TERMICAS**

**TOMADAS DE: APPLICATION GUIDE
LOAD CALCULATION
DIGEST**

**TRANE CO. MANUALS
JUNIO 1991**

TABLE 4 — SOLAR FACTOR (S.F.) THROUGH GLASS WITHOUT INSIDE SHADING — AUGUST 21

LATITUDE	SOLAR TIME	DIRECTION GLASS IS FACING								
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HOR.
24° N	8:00 AM	18	69	97	62	11	20	22	17	67
	10:00 AM	22	62	112	88	22	24	26	22	119
	12:00 PM	27	52	96	83	37	37	31	27	163
	2:00 PM	29	47	70	65	42	71	64	33	175
	4:00 PM	28	41	57	54	34	94	110	66	172
	6:00 PM	30	33	46	41	26	86	121	83	130
8:00 PM	19	23	33	29	19	54	73	50	89	
32° N	8:00 AM	17	62	96	69	16	22	22	16	64
	10:00 AM	22	56	112	98	34	27	26	20	114
	12:00 PM	26	47	85	92	58	42	31	24	156
	2:00 PM	28	42	70	72	60	60	34	30	175
	4:00 PM	27	37	57	50	52	105	110	59	164
	6:00 PM	29	29	46	45	40	96	121	75	125
8:00 PM	19	21	33	33	28	60	72	45	85	
40° N	8:00 AM	16	59	95	75	21	24	22	15	59
	10:00 AM	21	54	110	108	48	28	28	19	106
	12:00 PM	25	45	84	100	78	45	30	23	146
	2:00 PM	26	41	69	75	86	86	31	37	166
	4:00 PM	26	35	56	65	70	114	108	57	153
	6:00 PM	28	28	45	49	54	104	119	72	116
8:00 PM	18	20	32	35	37	65	71	43	79	
48° N	8:00 AM	15	56	93	79	25	25	21	14	54
	10:00 AM	20	51	108	112	56	31	25	18	96
	12:00 PM	23	42	82	106	94	48	30	22	132
	2:00 PM	25	38	68	83	104	92	61	27	149
	4:00 PM	24	33	55	69	65	121	108	54	138
	6:00 PM	26	27	44	52	65	110	116	68	105
8:00 PM	17	19	32	37	45	69	70	41	71	
56° N	8:00 AM	14	52	89	82	28	26	20	13	46
	10:00 AM	18	48	104	116	63	32	24	17	83
	12:00 PM	21	39	79	110	106	50	28	20	114
	2:00 PM	23	36	65	89	118	95	59	25	129
	4:00 PM	22	31	55	71	85	125	102	50	120
	6:00 PM	24	26	43	54	73	114	112	63	91
8:00 PM	15	18	30	39	51	71	67	38	62	

TABLE 5 — SOLAR FACTOR (S.F.) THROUGH GLASS WITH INSIDE SHADING — AUGUST 21

LATITUDE	SOLAR TIME	DIRECTION GLASS IS FACING								
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HOR.
24° N	8:00 AM	25	115	176	120	16	23	24	22	122
	10:00 AM	30	58	136	128	42	31	24	30	199
	12:00 PM	34	42	59	79	60	62	37	33	236
	2:00 PM	33	37	48	45	49	122	117	47	224
	4:00 PM	31	37	36	25	25	131	180	114	161
	6:00 PM	35	19	24	21	14	73	134	108	69
8:00 PM	7	8	11	11	7	19	26	19	33	
32° N	8:00 AM	24	104	175	134	24	25	24	20	117
	10:00 AM	30	52	136	143	64	34	33	27	191
	12:00 PM	33	38	59	89	92	69	37	30	225
	2:00 PM	32	34	48	51	76	136	116	42	215
	4:00 PM	28	28	37	40	39	147	180	103	154
	6:00 PM	34	17	24	24	21	82	134	98	66
8:00 PM	7	7	11	13	10	22	26	17	32	
40° N	8:00 AM	23	100	173	145	33	27	24	19	109
	10:00 AM	28	50	134	155	86	37	32	26	178
	12:00 PM	31	37	58	98	124	75	37	28	210
	2:00 PM	30	32	48	55	101	147	115	41	200
	4:00 PM	28	27	37	43	52	159	177	99	143
	6:00 PM	32	16	24	25	28	92	134	98	62
8:00 PM	6	7	11	14	13	24	26	16	30	
48° N	8:00 AM	22	95	169	154	40	29	23	18	98
	10:00 AM	26	47	131	164	104	40	32	24	161
	12:00 PM	29	35	57	102	149	79	36	27	190
	2:00 PM	28	31	46	58	122	156	112	38	181
	4:00 PM	25	26	36	46	63	169	173	93	129
	6:00 PM	30	15	23	27	34	94	129	88	66
8:00 PM	6	6	11	15	16	25	25	15	27	
56° N	8:00 AM	20	88	162	159	45	30	22	17	85
	10:00 AM	24	44	126	170	118	41	31	23	139
	12:00 PM	27	32	55	106	169	82	35	25	164
	2:00 PM	26	29	45	60	138	161	108	36	156
	4:00 PM	23	24	35	48	71	174	167	87	112
	6:00 PM	27	14	22	28	39	97	124	82	48
8:00 PM	5	6	10	15	18	26	24	14	23	

NOTE — The values for shaded windows are often higher than those for unshaded windows, due to the storage of radiant heat.

TABLE 6 — SHADING COEFFICIENTS FOR SINGLE GLASS AND INSULATING GLASS (WITHOUT INSIDE SHADING)

A. SINGLE GLASS		
TYPE OF GLASS	NOMINAL THICKNESS	SHADING COEFFICIENT
CLEAR	1/8 in. ^b	1.00
	1/4 in. ^b	0.94
	3/8 in. ^b	0.90
	1/2 in. ^b	0.87
HEAT ABSORBING ^d	1/8 in.	0.83
	1/4 in.	0.69
	3/8 in.	0.60
	1/2 in.	0.53
B. INSULATING GLASS ^a		
CLEAR OUT, CLEAR IN	1/8 in. ^c	0.88
CLEAR OUT, CLEAR IN	1/4 in. ^c	0.81
HEAT ABSORBING ^d OUT, CLEAR IN	1/4 in. ^c	0.55

^aRefers to factory-fabricated units with 3/16, 1/4 or 1/2 in. air space or to prime windows plus storm sash.

^bRefer to manufacturer's literature for values.

^cThickness of each pane of glass, not thickness of assembled unit.

^dRefers to gray, bronze and green tinted heat-absorbing float glass.

TABLE 7 — SHADING COEFFICIENTS FOR SINGLE GLASS (WITH INSIDE SHADING) VENETIAN BLINDS, DRAPERIES, OR ROLLER SHADES

	NOMINAL THICKNESS ^a	TYPE OF SHADING				
		DRAPERIES & VENETIAN BLINDS	VENETIAN BLINDS	ROLLER SHADE		
				MEDIUM	LIGHT	OPAQUE
				DARK	WHITE	LIGHT
CLEAR	3/32 to 1/2	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
CLEAR PATTERN	1/8 to 1/2					
HEAT-ABSORBING PATTERN	1/8					
TINTED	3/16, 7/32					
HEAT ABSORBING ^b	3/16, 1/4	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
HEAT-ABSORBING PATTERN	3/16, 1/4					
TINTED	1/8, 7/32					
HEAT-ABSORBING OR PATTERN	---	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
HEAT-ABSORBING ^b	3/8					
HEAT ABSORBING OR PATTERN	---	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
REFLECTIVE COATED GLASS						
SHADING COEFFICIENT = 0.30		0.25	0.23			
MANUFACTURER'S		0.33	0.29			
RATING WITHOUT		0.42	0.38			
INDOOR SHADING		0.50	0.44			

^aRefer to manufacturer's literature for values.

^bRefers to grey, bronze and green tinted heat-absorbing glass.

TABLE 8 — SHADING COEFFICIENTS FOR DOUBLE GLASS^a WITH INSIDE SHADING BY VENETIAN BLINDS, DRAPERIES, OR ROLLER SHADES

TYPE OF GLASS	NOMINAL THICKNESS IN.	DRAPERIES	VENETIAN	ROLLER SHADE ^c		
		VENETIAN BLINDS ^b	BLINDS ^b	OPAQUE	TRANSLUCENT	
		MEDIUM	LIGHT	DARK	WHITE	LIGHT
CLEAR OUT CLEAR IN	3/32, 1/8, 1/4	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
HEAT-ABSORBING ^d OUT CLEAR IN	1/4	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
REFLECTIVE COATED GLASS SHADING COEFFICIENT ^e		MANUFACTURER'S RATING WITHOUT SHADING				
	= 0.20	0.19	0.18			
	= 0.30	0.27	0.26			
	= 0.40	0.34	0.33			

^aRefers to factory-fabricated units with 3/16, 1/4 or 1/2 in. air space, or to prime windows plus storm windows

^bFor vertical blinds with opaque white or beige louvers, tightly closed, SC is approximately the same as for opaque white roller shades

^cRefers to bronze, or green tinted, heat-absorbing glass

TABLE 9 — SHADING COEFFICIENTS FOR DOUBLE GLAZING WITH BETWEEN-GLASS SHADING

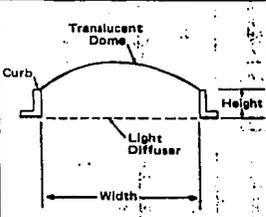
TYPE OF GLASS	NOMINAL THICKNESS EACH PANE, IN.	DESCRIPTION OF AIR SPACE	WITH INSIDE SHADING		
			DRAPERIES	VENETIAN	LOUVERED
			VENETIAN BLINDS	BLINDS	SUN SCREEN
			MEDIUM	LIGHT	
CLEAR OUT CLEAR IN	3/32, 1/8	Shade in contact with glass or shade separated from glass by air space.	0.36	0.33	0.43
CLEAR OUT CLEAR IN	1/4	Shade in contact with glass-voids filled with plastic.	---	---	0.49
HEAT-ABSORBING ^d OUT	---	Shade in contact with glass or shade separated from glass by air space.	0.30	0.28	0.37
CLEAR IN	1/4	Shade in contact with glass-voids filled with plastic.	---	---	0.41

^aRefer to manufacturer's literature for exact values.

^bRefers to grey, bronze and green tinted heat-absorbing glass.

TABLE 10 — SHADING COEFFICIENTS FOR DOMED SKYLIGHTS WITHOUT INSIDE SHADING

(t = TRANSMITTANCE OF GLASS (.86 FOR DOUBLE STRENGTH SHEET GLASS, .52 FOR 1/4 INCH GREY SHEET, .27 FOR 1/2 INCH BRONZE PLATE).)

	CURB (See Illustration)				
	DOMES	LIGHT DIFFUSER (TRANSLUCENT)	HEIGHT IN.	WIDTH TO HEIGHT RATIO	SHADING COEFFICIENT
TERMINOLOGY FOR DOMED SKYLIGHTS	Clear $t = 0.86$	yes $t = 0.58$	0	infinite	0.61
			9	5	0.58
			18	2.5	0.50
	Clear $t = 0.86$	None	0	infinite	0.99
			9	5	0.88
			18	2.5	0.80
Translucent $t = 0.52$	None	0	infinite	0.57	
		9	5	0.51	
		18	2.5	0.46	
Translucent $t = 0.27$	None	0	infinite	0.34	
		9	5	0.30	
		18	2.5	0.28	

**TABLE 12 — U-COEFFICIENT, EXTERIOR VERTICAL PANEL
(WITHOUT INSIDE SHADING)**

DESCRIPTION	SUMMER	WINTER	INTERIOR
FLAT GLASS			
Single Glass	1.04	1.10	0.73
Insulating Glass; Double			
3/16 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.65	0.62	0.51
1/4 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.61	0.58	0.49
1/2 in. Air Space (with 1/4 in. glass)	0.56	0.49	0.46
1/2 in. Air Space, Low Emittance Coating:			
e=0.20	0.38	0.32	0.32
e=0.40	0.45	0.38	0.38
e=0.60	0.51	0.43	0.42
Insulating Glass; Triple			
1/4 in. Air Space (1/8 in. glass)	0.44	0.39	0.36
1/2 in. Air Space (1/4 in. glass, 1/8 in. glass, 1/4 in. glass)	0.39	0.31	0.30
Storm Windows			
1 in. to 4 in. Air Space (1/8 in. glass)	0.50	0.50	0.44
PLASTIC SHEET			
Single Glazed			
1/8 in. Thick	0.98	1.06	---
1/4 in. Thick	0.89	0.96	---
1/2 in. Thick	0.76	0.81	---
Insulating Unit — Double			
1/4 in. Air Space	0.56	0.55	---
1/2 in. Air Space	0.45	0.43	---

**TABLE 13 — U-COEFFICIENT, EXTERIOR VERTICAL PANEL
(WITH INSIDE SHADING — VENETIAN BLINDS, DRAPERIES & ROLLER SHADES)**

DESCRIPTION	SUMMER	WINTER
FLAT GLASS		
Single Glass	0.81	0.83
Insulating Glass; Double		
3/16 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.58	0.52
1/4 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.55	0.48
1/2 in. Air Space (with 1/4 in. glass)	---	---
1/2 in. Air Space, Low Emittance:	0.52	0.42
e=0.20	0.37	0.30
e=0.40	0.44	0.36
e=0.60	0.48	0.39
Insulating Glass; Triple		
1/4 in. Air Space (1/8 in. Glass)	0.40	0.31
1/2 in. Air Space (1/4 in. Glass, 1/8 in. Glass, 1/4 in. Glass)	0.36	0.26
Storm Windows		
1 in. to 4 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.48	0.42

**TABLE 14 — U-COEFFICIENT, HORIZONTAL PANELS (SKYLIGHTS),
FLAT GLASS, AND PLASTIC DOMES**

DESCRIPTION	SUMMER	WINTER	INTERIOR
FLAT GLASS			
Single Glass	0.83	1.23	0.96
Insulating Glass; Double			
3/16 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.57	0.70	0.62
1/4 in. Air Space (with 1/8 in. glass)	0.54	0.65	0.59
1/2 in. Air Space (with 1/4 in. glass)	0.49	0.59	0.56
1/2 in. Air Space, Low Emittance Coating:			
e=0.20	0.36	0.48	0.39
e=0.40	0.42	0.52	0.45
e=0.60	0.46	0.56	0.50
PLASTIC DOMES			
Single — Wallied	0.80	1.15	---
Double — Wallied	0.46	0.70	---

TABLE 15 — COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCE — (C.L.T.D.) FOR GLASS

PEAK HOUR*	CLTD	PEAK HOUR*	CLTD	PEAK HOUR*	CLTD
8 AM	0	1 PM	12	6 PM	12
9 AM	2	2 PM	13	7 PM	10
10 AM	4	3 PM	14	8 PM	8
11 AM	7	4 PM	14	9 PM	6
12 NOON	9	5 PM	13	10 PM	4

*Solar Time. (Add one hour for daylight saving time.) Note Correction "A" on worksheet.

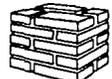
FOR TRANSMISSION THROUGH GLASS — Values for Table 15 are based on design conditions of 95°F. Outdoor temperature; 78°F. Indoor temperature; 21°F. Daily Range and 85°F. Outdoor Daily Average.

*EXAMPLE — Referring to the example on Page 18, it is found that the C.L.T.D. Correction "A" for the Tyler area is +5°F. (Assume a peak load time of 2:00 PM.)

From Table 15, the C.L.T.D. value is found to be 13°F at 2:00 p.m. The adjusted C.L.T.D. for glass = 13° plus 5° or 18°.

TABLE 16 — U-COEFFICIENTS FOR WALLS

DESCRIPTION OF CONSTRUCTIONS	WEIGHT LB./FT. ²	U-VALUE BTU/h/FT. ² /°F	WALL* GROUP
W1 — 4-in. Face Brick — (Brick)			
a. Air space + 4 in. face brick	83	0.358	C
b. 4-in. common brick	90	0.415	D
c. 1-in. insulation + 4-in. common brick	90	0.174	C
d. Air space + common brick	90	0.301	C
e. 2-in. insulation + 4-in. common brick	90	0.111	B
f. 8-in. common brick	130	0.312	B
g. 1-in. insulation + 8-in. common brick	130	0.154	A
h. Air space + 8-in. common brick	130	0.243	A
W2 — 4-in. Face Brick — (Brick & Weight Concrete)			
a. Air space + 2-in. concrete	94	0.350	C
b. 2-in. insulation + 4-in. concrete	97	0.116	B
c. Air space + 8-in. concrete	143	0.314	A
d. Air space + 12-in. concrete	190	0.284	A
e. 1-in. insulation + 8-in. concrete	143	0.178	A
f. 1-in. insulation + 12-in. concrete	190	0.168	A
W3 — 4-in. Face Brick — (Light & Heavy Weight Concrete & L.W.)			
a. 4-in. L.W. block	62	0.319	E
b. 4-in. H.W. block	70	0.431	E
c. 8-in. L.W. block	70	0.274	D
d. 8-in. H.W. block	85	0.364	D
e. Air space + 4-in. L.W. block	62	0.248	D
f. Air space + 4-in. H.W. block	70	0.310	D
g. Air space + 8-in. L.W. block	70	0.220	C
h. Air space + 8-in. H.W. block	85	0.275	C
i. 1-in. insulation + 4-in. L.W. block	62	0.155	D
j. 1-in. insulation + 4-in. H.W. block	70	0.177	D
k. 1-in. insulation + 8-in. L.W. block	70	0.144	C
l. 1-in. insulation + 8-in. H.W. block	85	0.168	C
W4 — 1-in. Face Brick — (Brick & Tile)			
a. 4-in. tile	71	0.382	D
b. Air space + 4-in. tile	71	0.283	D
c. 1-in. insulation + 4-in. tile	71	0.168	B
d. 2-in. insulation + 4-in. tile	71	0.108	B
e. 8-in. tile	96	0.275	C
f. Air space + 8-in. tile	96	0.221	B
g. 1-in. insulation + 8-in. tile	96	0.142	B
h. 2-in. insulation + 8-in. tile	97	0.097	A
W5 — (Heavy Weight Concrete Wall) — (Concrete)			
a. 4-in. concrete	63	0.585	E
b. 4-in. concrete + 1-in. insulation	63	0.200	D
c. 4-in. concrete + 2-in. insulation	63	0.119	D
d. 2-in. insulation + 4-in. concrete (insulation outside)	63	0.119	C
e. 8-in. concrete	109	0.490	C
f. 8-in. concrete + 1-in. insulation	110	0.187	B
g. 8-in. concrete + 2-in. insulation	110	0.115	B
h. 2-in. insulation + 8-in. concrete (insulation outside)	110	0.115	A
i. 12-in. concrete	156	0.421	B
j. 12-in. concrete + 1-in. insulation	156	0.181	A
k. 12-in. concrete + 2-in. insulation	157	0.113	A



Brick



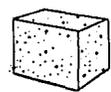
Brick, Stone or Precast Concrete Backed by Poured Concrete



Brick & L.W. Block



Brick & Tile



H.W. Concrete

*To be used with Table 22, (CLTD).

TABLE 17 — COEFFICIENTS OF TRANSMISSION (U) FOR SLAB DOORS
BTU PER (HR/FT²/'F)

Thickness*	Winter			Summer
	Solid Wood No Storm Door	Storm Door*		No Storm Door
		Wood	Metal	
1-in.	0.64	0.30	0.39	0.61
1.25-in.	0.55	0.28	0.34	0.53
1.5-in.	0.49	0.27	0.33	0.47
2-in.	0.43	0.24	0.29	0.42
Steel Door				
1.75 in.				
A	0.59	—	—	0.58
B	0.19	—	—	0.18
C	0.47	—	—	0.46

FOOTNOTES

- *Nominal thickness
- *Values for wood storm doors are for approximately 50% glass; for metal storm door values apply for any percent of glass.
- A = Mineral fiber core (2 lb/ft³)
- B = Solid urethane foam core with thermal break.
- C = Solid polystyrene core with thermal break.
- Use Group F for doors in the CLTD tables (Page 35).**
- Use actual temperature difference for interior doors.

**TABLE 18 — U-COEFFICIENT FOR FLAT ROOFS
WITHOUT SUSPENDED CEILING**

ROOF NO.	DESCRIPTION OF CONSTRUCTION	AIR SPACE	INSULATION				
			0	1-IN.	2-IN.	3-IN.	4-IN.
R1	Steel sheet (with built-up roof)	.438	.727	.213	.125	.088	.068
R1A	Steel sheet (without built-up roof)	.513	.961	.229	.130	.091	.070
R2	1-in. wood (with built-up roof)	.288	.391	.170	.109	.080	.063
R3	4-in. L.W. concrete (with built-up roof)	.179	.213	.125	.088	.068	.056
R4	2-in. H.W. concrete (with built-up roof)	.410	.654	.206	.122	.087	.068
R5	(Same as R2 with 2-in. insulation)						
R6	6-in. L.W. concrete (with built-up roof)	.138	.158	.104	.077	.061	.051
R7	2.5-in. wood (with built-up roof)	.189	.229	.130	.091	.070	.057
R8	8-in. L.W. concrete (with built-up roof)	.113	.126	.089	.069	.056	.047
R9	4-in. H.W. concrete (with built-up roof)	.386	.595	.200	.120	.086	.067
R10	(Same as R7 with 2" insulation)						
R11	Roof terrace system	.097	.106	.078	.062	.052	.044
R12	6-in. H.W. concrete (with built-up roof)	.357	.530	.192	.117	.084	.066
R13	4-in. wood (with built-up roof)	.142	.164	.106	.078	.062	.052

**TABLE 19 — U-COEFFICIENT FOR FLAT ROOFS
WITH SUSPENDED CEILING**

ROOF NO.	DESCRIPTION OF CONSTRUCTION	AIR SPACE	INSULATION				
			0	1-IN.	2-IN.	3-IN.	4-IN.
RS1	Steel sheet (with built-up roof)	.198	.241	.134	.093	.071	.057
RS1A	Steel sheet (without built-up roof)	.212	.262	.140	.096	.073	.058
RS2	1-in. wood (with built-up roof)	.159	.186	.115	.083	.065	.054
RS3	4-in. L.W. concrete (with built-up roof)	.119	.134	.093	.071	.057	.048
RS4	2-in. H.W. concrete (with built-up roof)	.191	.232	.131	.091	.070	.057
RS5	(Same as RS2 with 2-in. insulation)						
RS6	6-in. L.W. concrete (with built-up roof)	.099	.109	.080	.063	.052	.045
RS7	2.5-in. wood (with built-up roof)	.125	.141	.096	.073	.059	.049
RS8	8-in. L.W. concrete (with built-up roof)	.086	.093	.071	.057	.048	.042
RS9	4-in. H.W. concrete (with built-up roof)	.185	.223	.128	.095	.072	.058
RS10	(same as RS7 with 2" insulation)						
RS11	Roof terrace system (with built-up roof)	.076	.082	.064	.053	.045	.039
RS12	6-in. H.W. concrete (with built-up roof)	.179	.214	.125	.088	.068	.056
RS13	4-in. wood (with built-up roof)	.102	.113	.082	.064	.053	.045

NOTE #1 For unusual construction, construct "U" value as indicated on page 37 (roof or walls.)
Use CLTD for a roof of comparable weight per sq. ft.

NOTE #2 For other insulation values, use table 20 to adjust "U" values.

TABLE 20 U-COEFFICIENT ADJUSTMENTS FOR INSULATION

U-COEFF. LESS IN- SULATION	R-VALUE OF INSULATION																			
	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	45
0.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.02	.02	.02	.02	.02
0.08	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.02	.02	.02
0.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.02	.02
0.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.02
0.14	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.02
0.16	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.02
0.18	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02
0.20	.13	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.22	.13	.10	.09	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.24	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.26	.15	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.28	.15	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.30	.16	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.32	.16	.12	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02	.02
0.34	.17	.13	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.36	.17	.13	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.38	.18	.13	.10	.09	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.40	.18	.13	.11	.09	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.42	.19	.14	.11	.09	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.44	.19	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.46	.19	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.48	.20	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.50	.20	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.52	.20	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.54	.21	.15	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.56	.21	.15	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.58	.21	.15	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.60	.21	.15	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.62	.22	.15	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.64	.22	.15	.12	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.66	.22	.15	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.68	.22	.15	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.70	.23	.16	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.80	.24	.16	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
0.90	.24	.16	.12	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02
01.0	.25	.17	.13	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03	.03	.03	.03	.03	.02	.02

EXAMPLE

Structure has a U-Coefficient of 0.32 BTUH/FT²/°F. add insulation (R-11) to the structure. The new U-Coefficient from above table is 0.07 BTUH/FT²/°F.

TABLE 21 — RESISTANCES (R) OF COMMON BUILDING AND INSULATING MATERIALS
(ALL RESISTANCE FACTORS ARE BASED ON 75°F. MEAN TEMPERATURE)

	SURFACE POSITION	HEAT FLOW DIRECTION	AIR SPACE THICKNESS, IN.	THERMAL RESISTANCE (R)		
				NON-REFLECTIVE	ALUMINUM COATED PAPER POLISHED	ALUMINUM FOIL BRIGHT
1. Still Air Surfaces	a. Horizontal	Upward	—	0.61	1.10	1.32
	d. 45° Slope	Upward	—	0.62	1.14	1.37
	c. Vertical	Horizontal	—	0.68	1.35	1.70
	d. 45° Slope	Downward	—	0.76	1.67	2.22
	e. Horizontal	Downward	—	0.92	2.70	4.55
2. Air Spaces	a. Horizontal	Up (Winter)	3/4 to 4	0.85	1.62	2.06
	b. Horizontal	Up (Summer)	3/4 to 4	0.80	1.87	2.75
	c. 45° Slope	Up (Winter)	3/4 to 4	0.88	1.71	2.22
	d. Vertical	Horiz. (Winter)	3/4 to 4	0.94	1.94	2.62
	e. Vertical	Horiz. (Summer)	3/4 to 4	0.91	2.16	3.44
	f. 45° Slope	Down (Summer)	3/4 to 4	0.90	2.50	4.36
	g. Horizontal	Down (Winter)	3/4	1.02	2.39	3.55
	h. Horizontal	Down (Summer)	3/4	0.84	2.08	3.25
	i. Horizontal	Down (Winter)	1-1/2	1.14	3.21	5.74
	j. Horizontal	Down (Summer)	1-1/2	0.93	2.76	5.24
	k. Horizontal	Down (Winter)	4	1.23	4.02	8.94
l. Horizontal	Down (Summer)	4	0.99	3.38	8.08	
3. Moving Air Surfaces	a. 15 mph Wind (Winter)	Any Position	—	0.17	—	—
	b. 7-1/2 mph Wind (Summer)		—	0.25	—	

TABLE 21 — RESISTANCES OF COMMON BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Cont'd)

Description	Customary Unit				
	Density (lb/ft ³)	Per Inch thickness (1/C)	Resistance (R)	Specific Heat, Btu/(lb) (deg F)	Wt. lb ft ²
			Per Thickness listed (1/C)		
BUILDING BOARD*					
Boards, Panels, Subflooring, Sheathing Woodboard Panel Products					
Asbestos-cement board	120	0.25	—	0.24	1.25
Asbestos-cement board	120	—	0.03	—	2.50
Asbestos-cement board	120	—	0.06	—	1.58
Gypsum or plaster board	50	—	0.32	0.26	2.08
Gypsum or plaster board	50	—	0.45	—	2.60
Gypsum or plaster board	50	—	0.56	—	—
Plywood (Douglas Fir)	34	1.25	—	0.29	0.71
Plywood (Douglas Fir)	34	—	0.31	—	1.08
Plywood (Douglas Fir)	34	—	0.47	—	1.42
Plywood (Douglas Fir)	34	—	0.62	—	1.77
Plywood (Douglas Fir)	34	—	0.77	—	—
Plywood or wood panels	34	—	0.93	0.29	2.13
Vegetable Fiber Board					
Sheathing, regular density	18	—	1.32	0.31	0.75
Sheathing intermediate density	18	—	2.06	—	1.17
Sheathing intermediate density	22	—	1.22	0.31	0.92
Nail-base sheathing	25	—	1.14	0.31	1.04
Shingle backer	18	—	0.94	0.31	0.56
Shingle backer	18	—	0.78	—	0.47
Sound deadening board	15	—	1.35	0.30	0.62
Tile and lay-in panels, plain or acoustic	18	2.50	—	0.14	—
Tile and lay-in panels, plain or acoustic	18	—	1.25	—	0.75
Tile and lay-in panels, plain or acoustic	18	—	1.59	—	1.13
Laminated paperboard	30	2.00	—	0.33	—
Homogeneous board from repulped paper	30	2.00	—	0.28	—
Hardboard					
Medium density	50	1.37	—	0.31	—
High density, service temp. service underlay	55	1.22	—	0.32	—
High density, std. tempered	63	1.00	—	0.32	—
Particleboard					
Low density	37	1.85	—	0.31	—
Medium density	50	1.06	—	0.31	—
High density	62.5	0.85	—	0.31	—
Underlayment	40	—	0.82	0.29	2.08
Wood subfloor	—	—	0.94	0.33	2.00
BUILDING MEMBRANE					
Vapor — permeable felt	—	—	0.06	—	—
Vapor — seal, 2 layers of mopped	—	—	—	—	—
15-lb felt	—	—	0.12	—	—
Vapor — seal, plastic film	—	—	Negl.	—	—
FINISH FLOORING MATERIALS					
Carpet and fibrous pad	—	—	2.08	0.34	—
Carpet and rubber pad	—	—	1.23	0.33	—
Cork tile	—	—	0.28	0.48	—
Terrazzo	—	—	0.08	0.19	11.7
Tile — asphalt, linoleum, vinyl, rubber	—	—	0.05	0.30	—
vinyl asbestos	—	—	—	0.24	—
ceramic	—	—	—	0.19	—
Wood, hardwood finish	—	—	0.68	—	2.81
INSULATING MATERIALS					
Blanket and Batt					
Mineral Fiber, fibrous form processed from rock, slag, or glass	—	—	7*	0.17-0.23	—
approx. 2-2.75 in.	0.3-2.0	—	—	—	12-40
approx. 3-3.5 in.	0.3-2.0	—	11*	—	16-54
approx. 3.50-5.5 in.	0.3-2.0	—	19*	—	30-99
approx. 6-7 in.	0.3-2.0	—	22*	—	30-110
approx. 8.5 in.	0.3-2.0	—	30*	—	40-142
Board and Slabs					
Cellular glass	8.5	2.63	—	0.24	—
Glass fiber, organic bonded	4-9	4.00	—	0.23	—
Expanded rubber (rigid)	4.5	4.55	—	0.40	—
Expanded polystyrene extruded cut cell surface	1.8	4.00	—	0.29	—
Expanded polystyrene extruded smooth skin surface	2.2	5.00	—	0.29	—
Expanded polystyrene extruded smooth skin surface	3.5	5.25	—	—	—
Expanded polystyrene, molded beads	1.0	3.57	—	0.29	—
Expanded polyurethane (R-11 exp.)	1.5	6.25	—	0.38	—
(Thickness 1 in. or greater)	2.5	—	—	—	—

TABLE 21 — RESISTANCES OF COMMON BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Cont'd)

Description	Customary Unit				
	Density (lb/ft ³)	Resistance ^a (R) Rt ² Per inch thickness (1/k)	For thickness listed (1/C)	Specific Heat, Btu/(lb) (deg F)	Wt lb ft ³
Mineral fiber with resin binder	15	3.45	—	0.17	—
Mineral fiberboard, wet felted	—	—	—	—	—
Core or roof insulation	16-17	2.94	—	—	—
Acoustical tile	18	2.86	—	0.19	—
Mineral fiberboard, wet molded	21	2.70	—	—	—
Acoustical tile ^a	23	2.38	—	0.14	—
Wood or cane fiberboard	—	—	—	—	—
Acoustical tile 0.5 in.	—	—	1.25	0.31	—
Acoustical tile 0.75 in.	—	—	1.89	—	—
Interior finish (plank, tile)	15	2.86	—	0.32	—
Wood shredded (cemented in preformed slabs)	22	1.67	—	0.31	—
LOOSE FILL					
Cellulosic insulation (milled paper or wood pulp)	2.3-3.2	3.13-3.70	—	0.33	—
Sawdust or shavings	8.0-15.0	2.22	—	0.33	—
Wood fiber, softwoods	2.0-3.5	3.33	—	0.33	—
Perlite, expanded	5.0-8.0	2.70	—	0.26	—
Mineral fiber (rock, slag or glass)	—	—	—	—	—
approx. 3.75-5 in.	0.6-2.0	—	11	0.17	0.2-7.1
approx. 6.5-8.75 in.	0.6-2.0	—	19	—	51-1.27
approx. 7.5-10 in.	0.6-2.0	—	22	—	45-1.46
approx. 10.25-13.75 in.	0.6-2.0	—	30	—	60-2.02
Vermiculite, exfoliated	7.0-8.2	2.13	—	3.20	—
	4.0-8.0	2.27	—	—	—
ROOF INSULATION					
Preformed, for use above deck	—	—	1.39	—	—
Different roof insulations are available in different thicknesses to provide the design C values listed. Consult individual manufacturers for actual thickness of their material	—	—	to 8.33	—	—
MASONRY MATERIALS					
Concretes					
Cement mortar	116	0.20	—	—	—
Gypsum-fiber concrete 87.5% gypsum, 12.5% wood chips	51	0.60	—	0.21	—
Lightweight aggregates including expanded shale, clay or slate;	120	0.19	—	—	—
expanded slags; cinders; pumice; vermiculite; also cellular	100	0.25	—	—	—
concretes	80	0.40	—	—	—
	60	0.59	—	—	—
	40	0.86	—	—	—
	30	1.11	—	—	—
	20	1.43	—	—	—
Perlite, expanded	40	1.08	—	—	—
	30	1.41	—	—	—
	20	2.00	—	0.32	—
Sand and gravel or stone aggregate (oven dried)	140	0.11	—	0.22	—
Sand and gravel or stone aggregate (not dried)	140	0.08	—	—	—
Succo	116	0.20	—	—	—
MASONRY UNITS					
Brick, common	120	0.20	—	0.19	—
Brick, face	130	0.11	—	—	—
Clay, tile, hollow:					
1 cell deep 3 in.	—	—	0.80	0.21	15.0
1 cell deep 4 in.	—	—	1.11	—	16.0
2 cells deep 6 in.	—	—	1.52	—	25.0
2 cells deep 8 in.	—	—	1.85	—	30.0
2 cells deep 10 in.	—	—	2.22	—	35.0
3 cells deep 12 in.	—	—	2.50	—	40.0
Concrete blocks, three oval core:					
Sand and gravel aggregate 4 in.	—	—	0.71	0.22	23.0
. 8 in.	—	—	1.11	—	43.0
. 12 in.	—	—	1.28	—	53.0
Cinder aggregate 3 in.	—	—	0.86	0.21	17.0
. 4 in.	—	—	1.11	—	20.0
. 8 in.	—	—	1.72	—	37.0
. 12 in.	—	—	1.89	—	53.0
Lightweight aggregate 3 in.	—	—	1.27	0.21	15.0
(expanded shale, clay, slate or slag; pumice)	—	—	1.50	—	17.0
. 4 in.	—	—	2.00	—	32.0
. 8 in.	—	—	2.27	—	43.0
Concrete blocks, rectangular core:					
Sand and gravel aggregate	—	—	—	—	—
2 core, 8 in. 36 lb.	—	—	1.04	0.22	43.1
Same with filled cores	—	—	1.93	0.22	—

TABLE 21 — RESISTANCES OF COMMON BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Cont'd)

Description	Customary Unit				Wt lb ft ³
	Density (lb/ft ³)	Resistance (R) Value		Specific Heat Btu/(lb) (deg F)	
		Per inch thickness (1/in)	For thickness listed (1/2)		
Lightweight aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice):					
3 core, 6 in. 19 lb.	—	—	1.65	0.21	22.8
Same with filled cores	—	—	2.99	—	—
2 core, 8 in. 24 lb.	—	—	2.18	—	28.8
Same with filled cores	—	—	5.03	—	—
3 core, 12 in. 38 lb.	—	—	2.48	—	45.6
Same with filled cores	—	—	5.82	—	—
Stone, lime or sand	—	0.08	—	0.19	—
Gypsum partition tile:					
3 x 12 x 30 in. solid	—	—	1.26	0.19	11.0
3 x 12 x 30 in. 4-cell	—	—	1.35	—	9.0
4 x 12 x 30 in. 3-cell	—	—	1.67	—	13.0
PLASTERING MATERIALS					
Cement plaster, sand aggregate	116	0.20	—	0.20	—
Sand aggregate 0.375 in.	—	—	0.08	0.20	3.63
Sand aggregate 0.75 in.	—	—	0.15	0.20	7.25
Gypsum plaster:					
Lightweight aggregate 0.5 in.	45	—	0.32	—	1.88
Lightweight aggregate 0.825 in.	45	—	0.39	—	2.34
Lightweight egg, on metal lath 0.75 in.	—	—	0.47	—	—
Perlite aggregate	45	0.67	—	0.32	—
Sand aggregate	105	0.18	—	0.20	—
Sand aggregate 0.5 in.	105	—	0.09	—	4.38
Sand aggregate 0.825 in.	105	—	0.11	—	5.47
Sand aggregate on metal lath 0.75 in.	—	—	0.13	—	—
Vermiculite aggregate	45	0.59	—	—	—
ROOFING					
Asbestos-cement shingles	120	—	0.21	0.24	—
Asphalt roll roofing	70	—	0.15	0.35	—
Asphalt shingles	70	—	0.44	0.30	—
Built-up roofing 0.375 in.	70	—	0.33	0.35	2.19
Slate 0.5 in.	—	—	0.05	0.30	—
Wood shingles, plain and plastic film faced	—	—	0.94	0.31	—
SIDING MATERIALS (On Flat Surface)					
Shingles					
Asbestos-cement	120	—	0.21	—	—
Wood, 16 in., 7.5 exposure	—	—	0.87	0.31	—
Wood double, 16-in., 12-in. exposure	—	—	1.19	0.28	—
Wood, plus insul. backer board 0.3125 in.	—	—	1.40	0.31	—
Siding					
Asbestos-cement, 0.25 in., lapped	—	—	0.21	0.24	—
Asphalt roll siding	—	—	0.15	0.35	—
Asphalt insulating siding (0.5 in. bed)	—	—	1.46	0.35	—
Wood, drop, 1 x 8 in.	—	—	0.79	0.28	—
Wood, bevel, 0.5 x 8 in., lapped	—	—	0.81	0.28	—
Wood, bevel, 0.75 x 10 in., lapped	—	—	1.05	0.28	—
Wood, plywood, 0.375 in., lapped	—	—	0.59	0.29	—
Wood, medium density siding 0.4375 in.	40	0.67	—	0.28	—
Aluminum or Steel, over sheathing					
Hollow-backed	—	—	0.61	0.29	—
Insulating-board backed nominal 0.375 in.	—	—	1.82	0.32	—
Insulating-board backed nominal 0.375 in., foil backed	—	—	2.96	—	—
Architectural glass	—	—	0.10	0.20	—
WOODS					
Maple, oak, and similar hardwoods	45	0.91	—	0.30	—
Fir, pine, and similar softwoods	32	1.25	—	0.33	—
Fir, pine, and similar softwoods 0.75 in.	32	—	0.94	0.33	2.0
..... 1.5 in.	—	—	1.89	—	4.0
..... 2.5 in.	—	—	3.12	—	6.7
..... 3.5 in.	—	—	4.35	—	9.3

TABLE 22 — COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCE (CLTD) FOR WALLS (DARK COLORED)

North Latitude Wall Facing	SOLAR TIME (ADD ONE HOUR FOR DAYLIGHT SAVING TIME)														Hr. of Maximum CLTD	
	AM					PM										
	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9		10
Group A Walls																
N	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	2 AM
NE	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	10 PM
E	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	10 PM
SE	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	10 PM
S	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	11 PM
SW	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	12 PM
W	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	1 AM
NW	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	1 AM
Group B Walls																
N	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	12 PM
NE	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	21	21	21	21	9 PM
E	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	8 PM
SE	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	9 PM
S	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	11 PM
SW	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	12 PM
W	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	12 PM
NW	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	12 PM
Group C Walls																
N	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	10 PM
NE	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	8 PM
E	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	6 PM
SE	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	7 PM
S	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	8 PM
SW	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	10 PM
W	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	10 PM
NW	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	10 PM
Group D Walls																
N	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	9 PM
NE	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	7 PM
E	9	12	17	22	27	30	32	33	32	32	32	31	30	28	26	4 PM
SE	8	10	13	17	22	28	29	31	32	32	32	31	30	28	26	5 PM
S	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	7 PM
SW	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	9 PM
W	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	9 PM
NW	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	10 PM
Group E Walls																
N	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	8 PM
NE	9	15	20	24	25	25	26	26	26	28	28	25	24	22	19	4 PM
E	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	1 PM
SE	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	3 PM
S	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	5 PM
SW	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	7 PM
W	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	8 PM
NW	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	8 PM
Group F Walls																
N	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	7 PM
NE	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	11 AM
E	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	12 NOON
SE	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	1 PM
S	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	4 PM
SW	2	4	6	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	6 PM
W	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	7 PM
NW	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	7 PM
Group G Walls																
N	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	6 PM
NE	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	9 AM
E	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	10 AM
SE	32	42	49	51	48	42	38	32	30	27	24	19	15	12	10	11 AM
S	5	12	22	31	39	45	48	43	37	31	25	20	15	12	10	2 AM
SW	5	8	12	16	25	38	50	59	63	61	62	67	24	17	13	4 PM
W	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	5 PM
NW	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	6 PM

Color adjustment 1.0 for dark colored walls.

.83 if permanently medium color (rural area).

.65 if permanently light color (rural area).

For totally shaded walls, use north orientation values. Note corrections "A" and "B" on worksheet.

TABLE 23A — COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR FLAT ROOFS (DARK COLORED) WITHOUT SUSPENDED CEILING

ROOF NO.	DESCRIPTION OF CONSTRUCTION	WEIGHT LBS./FT. ²	SOLAR TIME (ADD ONE HOUR FOR DAYLIGHT SAVING TIME)												HOUR OF MAXIMUM CLTD	HEAT CAPACITY BTU/FT. ² ·F			
			AM						PM										
			8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7			8	9	10
WITHOUT SUSPENDED CEILING																			
R1	Steel sheet (with built-up roof)	7	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	2 PM	2.13
R1A	Steel sheet (without built-up roof)	(8)	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	2 PM	2.13
R2	1-in. wood (with built-up roof)	8	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	4 PM	3.73
R3	4-in. L.W. concrete (with built-up roof)	18	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	4 PM	4.45
R4	2-in. H.W. concrete (with built-up roof)	29	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	4 PM	6.57
R5	(Same as R2 with 2-in. insulation)																		
R6	6-in. L.W. concrete (with built-up roof)	24	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	6 PM	5.79
R7	2.5-in. wood (with built-up roof)	13	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	7 PM	6.51
R8	8-in. L.W. concrete (with built-up roof)	31	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	8 PM	7.13
R9	4-in. H.W. concrete (with built-up roof)	52	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	6 PM	11.21
R10	(Same as R7 with 2" insulation)																		
R11	Roof terrace system (with built-up roof)	75	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	8 PM	15.98
R12	6-in. H.W. concrete (with built-up roof)	75	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	44	42	40	37	7 PM	15.89
R13	4-in. wood (with built-up roof)	17	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	35	39	41	43	43	10 PM	9.27

TABLE 23B — COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR FLAT ROOFS (DARK COLORED) WITH SUSPENDED CEILING

ROOF NO.	DESCRIPTION OF CONSTRUCTION	WEIGHT LBS./FT. ²	SOLAR TIME (ADD ONE HOUR FOR DAYLIGHT SAVING TIME)												HOUR OF MAXIMUM CLTD	HEAT CAPACITY BTU/FT. ² ·F			
			AM						PM										
			8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7			8	9	10
RS1	Steel sheet (with built-up roof)	9	9	23	37	50	62	71	77	78	74	87	56	42	28	18	12	3 PM	2.50
RS1A	Steel sheet (without built-up roof)	9	9	23	37	50	62	71	77	78	74	87	56	42	28	18	12	3 PM	2.50
RS2	1-in. wood (with built-up roof)	10	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	5 PM	4.11
RS3	4-in. L.W. concrete (with built-up roof)	20	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	5 PM	4.83
RS4	2-in. H.W. concrete (with built-up roof)	30	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	6 PM	6.94
RS5	(Same as RS2 with 2-in. insulation)	10	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	58	56	52	46	40	6 PM	4.21
RS6	6-in. L.W. concrete (with built-up roof)	26	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	51	47	8 PM	6.17	
RS7	2.5-in. wood (with built-up roof)	15	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	9 PM	6.89
RS8	8-in. L.W. concrete (with built-up roof)	33	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	9 PM	7.51
RS9	4-in. H.W. concrete (with built-up roof)	53	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	7 PM	11.58
RS10	(Same as RS7 with 2-in. insulation)																		
RS11	Roof terrace system (with built-up roof)	77	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	10 PM	16.26
RS12	6-in. H.W. concrete (with built-up roof)	77	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	8 PM	16.36
RS13	4-in. wood (with built-up roof)	19	26	24	23	22	21	22	24	25	27	30	32	34	35	36	11 PM	9.64	

Color adjustment 1.0 for dark color or light color in industrial area. Positive ventilation adjustment .75 if attic has power ventilation (insulation in ceiling). Note corrections "A" and "B" on worksheet. For constructions not listed, use CLTD for roof with similar weight per sq. ft.

TABLE 24 — (CORRECTION "B") [CORRECTION TO C.L.T.D. FOR LATITUDE AND (PEAK) MONTH]*

LAT.	MONTH	DIRECTION						HOR.
		N	NE	E/W	SE	S		
		CORRECTION						
24°	July	+1	+2	0	-3	-6	+1	
	Aug.	-2	0	-1	-1	-3	0	
	Sept.	-3	-3	-1	+1	+4	-3	
28°	July	+1	+2	0	-2	-4	+1	
	Aug.	-2	0	0	0	-1	0	
	Sept.	-3	-3	-1	+2	+6	-4	
32°	July	+1	+1	0	-1	+3	+1	
	Aug.	-2	-1	0	0	+1	-1	
	Sept.	-3	-4	-2	+3	+7	-5	
36°	July	0	0	0	0	-1	+1	
	Aug.	-2	-1	0	+1	+2	-2	
	Sept.	-3	-4	-2	+4	+6	-6	
40°	July	0	0	0	0	+1	+1	
	Aug.	-2	-1	0	+2	+4	-3	
	Sept.	-4	-5	-3	+4	+9	-8	

LAT.	MONTH	DIRECTION						HOR.
		N	NE	E/W	SE	S		
		CORRECTION						
44°	July	0	0	+1	+2	+3	+1	
	Aug.	-2	-2	0	+3	+6	-4	
	Sept.	-4	-5	-3	+4	+10	-9	
48°	July	0	0	+1	+3	+4	0	
	Aug.	-3	-3	-1	+4	+7	-5	
	Sept.	-4	-6	-4	+4	+11	-11	
52°	July	0	0	+2	+4	+6	-1	
	Aug.	-2	-3	-1	+5	+8	-6	
	Sept.	-4	-6	-4	+4	+12	-13	
56°	July	0	0	+2	+5	+7	-2	
	Aug.	-3	-4	-1	+5	+9	-8	
	Sept.	-5	-7	-5	+4	+12	-15	

* Apply to wall and roof CLTD only.

TABLE 30 — RATES OF HEAT GAIN FROM OCCUPANTS OF CONDITIONED SPACES (BTUH)*

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	TOTAL HEAT ADULT-MALE	TOTAL HEAT FEMALE	SENSIBLE HEAT	LATENT HEAT
Seated at rest	Theater, movie	400	350	210	140
Seated, very light work writing	Offices, hotels, apts.	480	420	230	190
Seated, eating	Restaurant	520	580	255	325
Seated, light work typing	Offices, hotels, apts.	640	510	255	255
Standing, light work or walking slowly	Retail Store, bank	800	640	315	325
Light bench work	Factory	880	780	345	435
Walking, 3 mph, light machine work	Factory	1040	1040	345	695
Bowling ^c	Bowling Alley	1200	960	345	615
Moderate dancing	Dance Hall	1360	1280	405	875
Heavy work, heavy machine work, lifting	Factory	1600	1600	565	1035
Heavy work, athletics	Gymnasium	2000	1800	635	1165

*Note: Tabulated values are based on 78°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat value should be decreased by approximately 8% and the latent heat values increased accordingly.

^aAdjusted total heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^cFor bowling figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 BTUH) or standing and walking slowly (800 BTUH)

TABLE 31 — TYPICAL ELECTRIC MOTOR EFFICIENCIES^a

MOTOR NAME PLATE ^c (HP)	MOTOR TYPE	NOMINAL (RPM)	FULL LOAD MOTOR EFF (%)	LOCATION OF EQUIPMENT WITH RESPECT TO CONDITIONED SPACE OR AIRSTREAM		
				MOTOR-DRIVEN MACHINES IN	MOTOR-DRIVEN MACHINES IN	MOTOR-IN-DRIVEN MACHINES OUT
				(HP X .2545) (% EFF)	(HP X .2545) (% EFF)	(HP X .2545 (1-% EFF)) (% EFF)
BTUH						
0.05	SHADED POLE	1500	35	364	128	238
0.08	SHADED POLE	1500	35	582	204	379
0.125	SHADED POLE	1500	35	909	318	591
0.16	SHADED POLE	1500	35	1163	407	755
0.25	SPLIT PHASE	1750	54	1178	636	542
0.33	SPLIT PHASE	1750	56	1499	840	660
0.5	SPLIT PHASE	1750	60	2121	1211	849
0.75	3-PHASE	1750	72	2651	1909	742
1.0	3-PHASE	1750	75	3393	2545	848
1.5	3-PHASE	1750	77	4958	3818	1140
2.0	3-PHASE	1750	79	6443	5090	1353
3.0	3-PHASE	1750	81	9426	7635	1791
5.0	3-PHASE	1750	82	15518	12725	2793
7.5	3-PHASE	1750	84	22723	18088	3638
10.0	3-PHASE	1750	85	29941	25450	4491
15.0	3-PHASE	1750	86	44389	38175	6215
20.0	3-PHASE	1750	87	58505	50900	7606
25.0	3-PHASE	1750	88	72301	63625	8676
30.0	3-PHASE	1750	89	85787	76350	9437
40.0	3-PHASE	1750	89	114392	101800	12582
50.0	3-PHASE	1750	89	142977	127500	15728
60.0	3-PHASE	1750	89	171573	152700	18873
75.0	3-PHASE	1750	90	212083	190875	21208
100.0	3-PHASE	1750	90	282777	254500	28278
125.0	3-PHASE	1750	90	353472	318125	35347
150.0	3-PHASE	1750	91	419505	381750 ^b	37755
200.0	3-PHASE	1750	91	559341	509000	50341
250.0	3-PHASE	1750	91	699176	636250	62926

- ^a For intermittent operation, an appropriate usage factor should be used, preferably measured.
- ^b For a fan or pump in air conditioned space, exhausting air, or pumping fluid to outside of space, use values in last column.
- ^c If motors are overloaded and amount of overloading is unknown, multiply the above heat gain factors by values in maximum service factors: table below
- ^d If loading of motor is not known, measure actual input to motor. (Watts x 3.413 = BTUH)

Maximum Service Factors				
Horsepower	1/20-1/8	1/8-1/3	1/2-3/4	1 and up
AC Open Type	1.4	1.35	1.25	1.15
DC Open Type	—	1.0	1.0	1.0

No overload is allowable with enclosed motors.

TABLE 32 — INTERNAL HEAT GAIN

(RECOMMENDED RATE OF HEAT GAIN FROM COMMERCIAL COOKING APPLIANCES LOCATED IN CONDITIONED SPACE)*

Appliance	Capacity	Overall Dim., Inches Width x Depth x Height	Miscellaneous Data (Dimensions in inches)	Manufacturer's Input Rating		Probable Max. Hourly Output BTUH	Recommended Rate of Heat Gain, BTUH			
				Boiler hp or Watts	BTUH		Without Hood			With Hood
							Sensible	Latent	All Total	Sensible
Boiler-griddle		31 x 20 x 18			36,000	18,000	11,700	6,300	18,000	3,600
Coffee Brewer per burner			With warm position	1	5,500	2,500	1,750	750	2,500	500
Water heater burner			With storage tank		11,000	5,000	3,850	1,650	5,600	1,100
Coffee urn	3 gal. 5 gal. 8 gal. twin	12-inch dia. 14-inch dia. 25-inch wide			10,000 15,000 20,000	5,000 7,500 10,000	3,500 5,250 7,000	1,500 2,250 3,000	5,000 7,500 10,000	1,000 1,500 2,000
Deep fat fryer	15 lb fat	15 x 21 x 15			30,000	15,000	7,500	7,500	15,000	3,000
Dry load warmer per sq ft of top					1,400	700	560	140	700	140
Griddle, frying per sq ft of top					15,000	7,500	4,900	2,600	7,500	1,500
Short order stove, per burner			Open grates		10,000	5,000	3,200	1,800	5,000	1,000
Sloam table per sq ft of top					2,500	1,250	750	500	1,250	250
Toaster, continuous	360 slices/hr 720 slices/hr	19 x 16 x 30 24 x 16 x 30	2 slices wide 4 slices wide		12,000 20,000	6,000 10,000	3,600 6,000	2,400 4,000	6,000 10,000	1,200 2,000
Boiler, unit		24 x 28 grid	Same burner heats oven		70,000	35,000				7,000
Deep fat fryer	32 lb fat 56 lb fat		14-inch kettle 18-inch kettle		65,000 100,000	32,500 50,000				6,500 10,000
Oven, deck, per sq ft of hearth area			Same for 7 and 12 high decks		4,000	2,000				400
Oven, roasting		32 x 32 x 60	Two ovens-24 x 28 x 15		80,000	40,000				8,000
Range, heavy duty Top section Oven		32 x 42 x 33	32 wide x 39 deep 25 x 28 x 15		64,000 40,000	32,000 20,000				6,400 4,000
Range, Jr., heavy duty Top Section Oven		31 x 35 x 33	31 wide x 32 deep 24 x 28 x 15		45,000 35,000	22,500 17,500				4,500 3,500
Range, restaurant type Per 2-burner sect. Per oven Per boiler-griddle			12 wide x 28 deep 24 x 22 x 14 24 wide x 26 deep		24,000 30,000 35,000	12,000 15,000 17,500				2,400 3,000 3,500
Coffee brewer Per burner Per warmer Automatic					625 160 5,000	2,130 545 17,000	1,000 300 8,500	770 230 6,500	230 70 2,000	340 90 8,500
Coffee urn	240 cups/hr	27 x 21 x 22	4-burner + water htr.		2,000 3,000 4,000	6,800 10,200 13,600	3,400 5,100 6,800	2,550 3,850 5,200	850 1,250 1,600	3,400 5,100 6,800
Deep fat fryer	14 lb fat 21 lb fat	13 x 22 x 10 16 x 22 x 10			5,500 8,000	18,750 27,300	9,400 13,700	2,800 4,100	6,600 9,600	3,000 4,300
Dry load warmer, per sq ft of top					240	820	400	320	80	400
Egg boiler	2 cups	10 x 13 x 25			1,100	3,750	1,900	1,140	760	1,900
Griddle, frying, per sq ft of top					2,700	9,200	4,600	3,000	1,600	4,600
Griddle-Grille		18 x 20 x 13	Grid, 200 sq in		6,000	20,400	10,200	6,600	3,600	10,200
Hotplate		18 x 20 x 13	2 heating units		5,200	17,700	8,900	5,300	3,600	8,900
Roaster		18 x 20 x 13			1,650	5,620	2,800	1,700	1,100	2,800
Roll warmer		18 x 20 x 13			1,650	5,620	2,800	2,600	200	2,800
Toaster, continuous	360 slices/hr 720 slices/hr	15 x 15 x 28 20 x 25 x 28	2 slices wide 4 slices wide		2,200 3,000	7,500 10,200	3,700 5,100	1,950 2,700	1,740 2,400	3,700 5,100
Toaster, pop-up	4 slide	12 x 11 x 9			2,540	8,350	4,200	2,230	1,970	4,200
Waffle iron		18 x 20 x 13	2 grids		1,650	5,620	2,800	1,680	1,120	2,800

Table continued on page 42.

TABLE 37 — DUCT GAIN AND LOSS FACTORS (METHOD 1)
(Ducts Tightly Sealed With Tape)

LOCATION	INSULATION LEVEL	COOLING GAINS		HEATING LOSSES		
		Supply	Return	Supply Below 120	Supply Above 120	Return Ducts
Exposed to outdoor ambient (includes attic with insul. in ceiling, roof, open or vented space, exterior wall, uninsulated, unconditioned space.)	None	0.25	0.15	0.25	0.35	0.15
	R2	0.15	0.08	0.15	0.20	0.08
	R4	0.10	0.06	0.10	0.15	0.06
	R6	0.05	0.03	0.05	0.10	0.03
Ducts located in enclosed, insulated, unconditioned unvented spaces. (Includes attic with insul. in roof.)	None	0.20	0.12	0.20	0.25	0.12
	R2	0.10	0.06	0.10	0.15	0.06
	R4	0.05	0.03	0.05	0.10	0.03
	R6	0.03	0.02	0.03	0.05	0.01
Ducts located in a return air ceiling plenum.	None	0.10	0.00	0.10	0.15	0.00
	R2	0.05	0.00	0.05	0.10	0.00
	R4	0.03	0.00	0.03	0.08	0.00
	R6	0.00	0.00	0.00	0.03	0.00
Ducts buried in or under a concrete slab.	None	0.10	0.06	0.10	0.15	0.06
	R2	0.05	0.03	0.05	0.10	0.03
	R4	0.03	0.00	0.03	0.08	0.00
	R6	0.00	0.00	0.00	0.03	0.00
Ducts in conditioned space.	na	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ducts "stubbed" from unit to space with negligible run.	Any	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Notes:

(1) Increase multipliers by 0.10 if ducts are not taped.

(2) Use a "weighted average" multiplier if all the entire supply duct system or the entire return duct system is not classified in the same location category. The example below shows how to calculate this "weighted average" multiplier.

Example:

30 percent of the supply system on the roof, 50 percent of the supply system in an unconditioned, unvented space, and 20 percent of the supply system is the conditioned space. Ducts taped and insulated @ R4. Hot water coil heating supply temperature is 135 degrees.

SUPPLY DUCT SYSTEM	
DUCT LOCATION (COOLING)	
(Roof)	$.30 \times .10 = .030$
(Uncond.)	$.50 \times .05 = .025$
(Cond. Space)	$.20 \times 0 = (0)$
Weighted Ave.	$= .055$

DUCT LOCATION (HEATING)	
(Roof)	$.30 \times .15 = .045$
(Uncond.)	$.50 \times .10 = .050$
(Cond.)	$.20 \times 0 = (0)$
Weighted Ave.	$= .095$

RETURN DUCT SYSTEM	
DUCT LOCATION (COOLING)	
(Roof)	$.30 \times .06 = .018$
(Uncond.)	$.50 \times .03 = .015$
(Cond. Space)	$.20 \times 0 = (0)$
Weighted Ave.	$= .033$

DUCT LOCATION (HEATING)	
(Roof)	$.30 \times .06 = .018$
(Uncond.)	$.50 \times .03 = .015$
(Cond.)	$.20 \times 0 = (0)$
Weighted Ave.	$= .033$

Supply + Return, (COOLING) = $.055 + .033$ or $.088$
Cooling Heat Gain = Room Sensible Heat $\times .088$

Supply + Return (HEATING) = $.095 + .033$ or $.128$
Heating Duct Loss = Calculated Heat Loss $\times .128$

TABLAS

Table 3-1
Design Temperature Differences

ITEM NO.	ITEM	TEMPERATURE DIFFERENCE* F
1	WALLS, EXTERIOR	17
2	GLASS IN EXTERIOR WALLS	17
3	GLASS IN PARTITIONS	10
4	STORE SHOW WINDOWS HAVING A LARGE LIGHTING LOAD	30
5	PARTITIONS	10
6	PARTITIONS, OR GLASS IN PARTITIONS, ADJACENT TO LAUNDRIES, KITCHENS, OR BOILER ROOMS	25
7	FLOORS ABOVE UNCONDITIONED ROOMS	10
8	FLOORS ON GROUND	0
9	FLOORS ABOVE BASEMENTS	0
10	FLOORS ABOVE ROOMS OR BASEMENTS USED AS LAUNDRIES, KITCHENS, OR BOILER ROOMS	35
11	FLOORS ABOVE VENTED SPACES	17
12	FLOORS ABOVE UNVENTED SPACES	0
13	CEILINGS WITH UNCONDITIONED ROOMS ABOVE	10
14	CEILINGS WITH ROOMS ABOVE USED AS LAUNDRIES, KITCHENS, ETC.	20
15	CEILING WITH ROOF DIRECTLY ABOVE (NO ATTIC)	17
16	CEILING WITH TOTALLY ENCLOSED ATTIC ABOVE	17
17	CEILING WITH CROSS-VENTILATED ATTIC ABOVE	17

*These temperature differences are based on the assumption that the air conditioning system is being designed to maintain an inside temperature 17 F lower than the outdoor temperature. For air conditioning systems designed to maintain a greater temperature difference than 17 F between the inside and outside, add to the values in the above table, the difference between the assumed design temperature difference and 17 F.

Table 3-2
Over-all Heat Transfer Coefficients
for Glass and Glass Blocks

DESCRIPTION	OUTDOOR EXPOSURE
SINGLE-GLASS WINDOWS	1.06
DOUBLE-GLASS WINDOWS	0.84
TRIPLE-GLASS WINDOWS	0.34
GLASS BLOCK	0.55
GLASS BLOCK	0.48

Table 3-4

Coefficients of Transmission (U) of Frame Walls

These coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit degree difference in temperature between the air on the two sides), and are based on an outside wind velocity of 15 mph

EXTERIOR ¹			INTERIOR FINISH			TYPE OF SHEATHING ²						NUMBER			
						NONE, BUILDING PAPER	GYPSUM BOARD 1/2 IN.	PLY. WOOD 5/8 IN. AND BUILDING PAPER	WOOD BOARD 5/8 IN. AND BUILDING PAPER	INSULATION BOARD SHEATHING			U	U	U
										1/2 IN.	2 1/2 IN.				
RESISTANCE			RESISTANCE			0.05	0.45	0.39	1.04	1.32	2.08				
MATERIAL	R	AV. R	MATERIAL	R	A	B	C	D	E	F					
					<p>WOOD SIDING</p> <p>DROP (IN. 2 & 6 IN.) SEVEL (1/2 IN. & 6 IN.)</p> <p>WOOD SHINGLES 7/8 IN. EXPOSURE</p> <p>WOOD PANELS (3/4 IN.)</p> <p>FACE-BRICK VENEER⁴</p> <p>PLYWOOD (3/8 IN.)</p>										
	0.78	0.81	NONE	-	0.57	0.47	0.48	0.36	0.33	0.27	1				
	0.81	0.81	GYPSUM BD. (3/8 IN.)	0.38	0.33	0.29	0.30	0.25	0.23	0.20	2				
	0.81	0.81	GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.)	0.64	0.30	0.27	0.27	0.33	0.22	0.19	3				
	0.81	0.81	GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.)	0.41	0.32	0.28	0.29	0.24	0.23	0.19	4				
	0.81	0.81	METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.)	0.47	0.31	0.28	0.29	0.24	0.22	0.19	5				
	0.81	0.81	METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. (BAND AGG.)	0.13	0.39	0.31	0.31	0.26	0.24	0.21	6				
	0.81	0.81	INSUL. BD. (1/2 IN.)	1.43	0.24	0.22	0.22	0.19	0.18	0.16	7				
	0.81	0.81	INSUL. BD. LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.)	1.52	0.24	0.22	0.22	0.19	0.18	0.16	8				
	0.81	0.81	PLYWOOD (1/2 IN.)	2.31	0.33	0.29	0.30	0.25	0.23	0.20	9				
	0.81	0.81	WOOD PANELS (3/4 IN.)	0.94	0.27	0.25	0.25	0.22	0.20	0.18	10				
	0.81	0.81	WOOD LATH AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.)	0.40	0.32	0.28	0.29	0.24	0.23	0.19	11				
	0.44	0.44	NONE	-	0.73	0.56	0.58	0.42	0.36	0.30	12				
	0.44	0.44	GYPSUM BD. (3/8 IN.)	0.38	0.37	0.33	0.33	0.27	0.25	0.21	13				
	0.44	0.44	GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.)	0.64	0.33	0.30	0.30	0.25	0.24	0.20	14				
	0.44	0.44	GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.)	0.41	0.36	0.32	0.32	0.27	0.25	0.21	15				
	0.44	0.44	METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.)	0.47	0.35	0.31	0.32	0.26	0.25	0.21	16				
	0.44	0.44	METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. (BAND AGG.)	0.13	0.40	0.35	0.35	0.28	0.27	0.22	17				
	0.44	0.44	INSUL. BD. (1/2 IN.)	1.43	0.26	0.24	0.24	0.21	0.20	0.17	18				
	0.44	0.44	INSUL. BD. LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.)	1.52	0.26	0.23	0.24	0.21	0.19	0.17	19				
	0.44	0.44	PLYWOOD (1/2 IN.)	2.31	0.36	0.33	0.33	0.27	0.25	0.21	20				
	0.44	0.44	WOOD PANELS (3/4 IN.)	0.94	0.30	0.27	0.28	0.23	0.22	0.19	21				
	0.44	0.44	WOOD LATH AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.)	0.40	0.36	0.32	0.32	0.27	0.25	0.21	22				

¹Note that although several types of exterior finish may be grouped because they have approximately the same thermal resistance value, it is not implied that all types may be suitable for application over all types of sheathing listed.

²Average resistance of items listed. This average was used in computation of U values shown.

³Building paper is not included except where noted.

⁴Small air space between building paper and brick veneer neglected.

⁵Where stucco is applied over insulating board or gypsum sheathing, building paper is generally required, but the change in U value is negligible.

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-4 (Con't.)

Coefficients of Transmission (U) of Frame Walls

These coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit degree difference in temperature between the air on the two sides), and are based on an outside wind velocity of 15 mph

EXTERIOR*		RESISTANCE		INTERIOR FINISH		TYPE OF SHEATHING ²							S I D I N G
						NONE, BUILD- ING PAPER 1/2 IN.	GY- PSUM BOARD 5/8 IN.	PLY- WOOD 5/8 IN. AND BUILD- ING PAPER	INSULATION		INSULATION BOARD SHEATHING 1/2 IN.	INSULATION BOARD SHEATHING 3/8 IN.	
									U	R			
MATERIAL	R	AV. R	MATERIAL	R	U	U	U	U	U	U	U		
WOOD SHINGLES OVER INSUL. BARRIER BD. (5/8 IN.) ASPHALT INSUL. SIDING	1.00 1.48	1.42 ³	NONE.....	—	0.43	0.37	0.38	0.30	0.28	0.23	0.29		
			GYPSUM BD. (5/8 IN.).....	0.32	0.28	0.28	0.25	0.20	0.18	0.24			
			GYPSUM LATH (2/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.).....	0.84	0.25	0.23	0.23	0.20	0.19	0.17	0.26		
			GYPSUM LATH (2/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	0.41	0.27	0.24	0.25	0.21	0.20	0.18	0.28		
			METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.).....	0.47	0.27	0.24	0.24	0.21	0.20	0.17	0.27		
			METAL LATH AND 3/4 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	0.13	0.28	0.26	0.27	0.23	0.21	0.18	0.28		
			INSUL. BD. (1/2 IN.).....	1.43	0.21	0.20	0.20	0.18	0.17	0.18	0.26		
			INSUL. BD. LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	1.52	0.21	0.19	0.19	0.17	0.16	0.15	0.30		
			PLYWOOD (1/4 IN.).....	0.31	0.28	0.28	0.28	0.22	0.20	0.18	0.31		
			WOOD PANELS (3/4 IN.).....	0.84	0.24	0.22	0.22	0.19	0.18	0.18	0.32		
			WOOD LATH AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	0.40	0.27	0.24	0.25	0.21	0.20	0.18	0.33		
			ASBESTOS-CEMENT SIDING STUCCO ⁴ 1 IN. ASPHALT ROLL SIDING	0.81 0.80 0.18	0.18 ⁵	NONE.....	—	0.81	0.87	0.70	0.48	0.42	0.32
GYPSUM BD. (5/8 IN.).....	0.32	0.42				0.38	0.37	0.30	0.27	0.23	0.35		
GYPSUM LATH (2/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.).....	0.84	0.37				0.32	0.33	0.27	0.25	0.21	0.38		
GYPSUM LATH (2/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	0.41	0.40				0.35	0.36	0.29	0.27	0.22	0.37		
METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.).....	0.47	0.39				0.34	0.35	0.28	0.26	0.22	0.38		
METAL LATH AND 3/4 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	0.13	0.48				0.39	0.40	0.31	0.29	0.24	0.39		
INSUL. BD. (1/2 IN.).....	1.43	0.26				0.26	0.26	0.22	0.21	0.18	0.40		
INSUL. BD. LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	1.52	0.28				0.25	0.26	0.22	0.21	0.18	0.41		
PLYWOOD (1/4 IN.).....	0.31	0.42				0.36	0.37	0.30	0.27	0.23	0.42		
WOOD PANELS (3/4 IN.).....	0.84	0.33				0.29	0.30	0.25	0.23	0.20	0.43		
WOOD LATH AND 1/2 IN. PLAS. (BAND AGG.).....	0.40	0.40				0.35	0.36	0.28	0.27	0.22	0.44		

*Note that although several types of exterior finish may be grouped because they have approximately the same thermal resistance value, it is not implied that all types may be suitable for application over all types of sheathing listed.

²Average resistance of items listed. This average was used in computation of U values shown.

³Building paper is not included except where noted.

⁴Small air space between building paper and brick veneer neglected.

⁵Where stucco is applied over insulating board or gypsum sheathing, building paper is generally required, but the change in U value is negligible.

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-5
Coefficients of Transmission (U) of Solid Masonry Walls

Coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit) degree difference in temperature between the air on the two sides, and are based on an outside wind velocity of 15 mph

EXTERIOR CONSTRUCTION ²	RESISTANCE	R	INTERIOR FINISH																NO.
			NONE		METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. ON WALL		METAL LATH AND 3/8 IN. PLAS. ON FURRING		GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. ON FURRING		LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. ON FURRING		INSUL. BD. (1/2 IN. PLAS.)		WOOD LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS.				
			[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]	[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]	[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]	[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]	[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]	[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]	[BAND AGG.]	[LT. WT. AGG.]			
			0.11	0.39	0.13	0.47	0.32	0.41	0.64	0.64	1.43	1.92	0.40	0.40	0.40	0.40			
MATERIAL	R	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U			
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M					
BRICK (FACE AND COMMON)¹																			
(8 IN.)	0.81	0.68	0.64	0.54	0.39	0.34	0.36	0.38	0.33	0.26	0.25	0.35	1						
(8 IN.)	1.24	0.48	0.48	0.41	0.31	0.28	0.30	0.29	0.27	0.22	0.22	0.29	2						
(12 IN.)	2.04	0.35	0.33	0.30	0.28	0.23	0.24	0.23	0.22	0.19	0.19	0.23	3						
(16 IN.)	2.84	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.18	0.16	0.16	0.20	4						
BRICK (COMMON ONLY)																			
(8 IN.)	1.60	0.41	0.39	0.35	0.28	0.26	0.27	0.26	0.25	0.21	0.20	0.26	5						
(12 IN.)	2.40	0.31	0.30	0.27	0.23	0.21	0.22	0.22	0.21	0.18	0.17	0.22	6						
(16 IN.)	3.20	0.25	0.24	0.23	0.19	0.18	0.19	0.18	0.18	0.16	0.15	0.18	7						
STONE (LIME AND SAND)																			
(8 IN.)	0.61	0.67	0.63	0.53	0.39	0.34	0.36	0.35	0.32	0.25	0.25	0.31	8						
(12 IN.)	0.93	0.55	0.52	0.45	0.34	0.31	0.32	0.31	0.29	0.24	0.23	0.31	9						
(16 IN.)	1.21	0.47	0.45	0.40	0.31	0.28	0.29	0.28	0.27	0.22	0.22	0.29	10						
(24 IN.)	1.92	0.36	0.35	0.32	0.26	0.24	0.25	0.24	0.23	0.19	0.19	0.24	11						
HOLLOW CLAY TILE																			
(8 IN.)	1.89	0.36	0.36	0.32	0.26	0.24	0.25	0.25	0.23	0.20	0.19	0.26	12						
(10 IN.)	2.22	0.33	0.31	0.29	0.24	0.22	0.23	0.23	0.21	0.18	0.18	0.23	13						
(12 IN.)	2.60	0.30	0.29	0.27	0.22	0.21	0.22	0.21	0.20	0.17	0.17	0.21	14						
POURED CONCRETE																			
30 LB. PER CU FT																			
(4 IN.)	4.44	0.19	0.19	0.18	0.16	0.15	0.15	0.15	0.14	0.13	0.13	0.15	15						
(8 IN.)	6.68	0.13	0.13	0.13	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.11	16						
(8 IN.)	8.09	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.09	17						
(10 IN.)	11.10	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	18						
60 LB. PER CU FT																			
(4 IN.)	2.40	0.31	0.30	0.27	0.23	0.21	0.22	0.22	0.21	0.18	0.17	0.22	19						
(8 IN.)	3.20	0.25	0.24	0.23	0.19	0.18	0.19	0.18	0.18	0.16	0.16	0.18	20						
(10 IN.)	4.00	0.21	0.20	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.16	0.14	0.14	0.16	21						
(12 IN.)	4.00	0.18	0.17	0.17	0.15	0.14	0.14	0.14	0.14	0.12	0.12	0.14	22						
120 LB. PER CU FT																			
(4 IN.)	0.48	0.70	0.69	0.58	0.41	0.36	0.38	0.37	0.34	0.27	0.26	0.37	23						
(8 IN.)	0.44	0.87	0.83	0.63	0.38	0.34	0.38	0.38	0.32	0.26	0.25	0.38	24						
(10 IN.)	0.43	0.81	0.77	0.49	0.36	0.32	0.34	0.33	0.31	0.25	0.24	0.33	25						
(12 IN.)	0.43	0.85	0.82	0.45	0.34	0.31	0.32	0.31	0.29	0.24	0.23	0.31	26						
CONCRETE BLOCK																			
[GRAVEL AGG.] (8 IN.)	1.11	0.52	0.48	0.43	0.33	0.29	0.31	0.30	0.28	0.23	0.23	0.30	27						
(8 IN.)	1.38	0.47	0.45	0.40	0.31	0.28	0.29	0.28	0.27	0.22	0.22	0.29	28						
[CINDER AGG.] (8 IN.)	1.72	0.39	0.37	0.34	0.27	0.25	0.26	0.25	0.24	0.20	0.20	0.28	29						
(12 IN.)	1.49	0.36	0.35	0.32	0.26	0.24	0.25	0.24	0.23	0.19	0.19	0.24	30						
[LT. WT. AGG.] (8 IN.)	2.0	0.35	0.34	0.31	0.26	0.23	0.24	0.24	0.22	0.19	0.19	0.24	31						
(12 IN.)	2.27	0.32	0.31	0.28	0.24	0.22	0.23	0.22	0.21	0.18	0.18	0.22	32						

²If stucco or structural glass is applied to the exterior, the additional resistance value of 0.10 would have a negligible effect on the U value.
¹Brick, 6 in. (5 1/2 in. actual) is assumed to have no backing. Walls 8, 12 and 16 in. have 4 in. of face brick and balance of common brick.

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-6

Coefficients of Transmission (U) of Masonry Walls

Coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit degree difference in temperature between the air on the two sides), and are based on an outside wind velocity of 15 mph

EXTERIOR FACING			BACKING		RESISTANCE R	NONE	INTERIOR FINISH														NO. OF LEAFS
							PLAS. 5/8 IN. ON WALL		METAL LATH AND 5/8 IN. PLAS. ON FURRING		GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. ON FURRING				LATH (1/2 IN.) ON 1/2 IN. PLAS.		WOOD LATH AND 1/2 IN. PLAS.				
							(BAND AGG.) 0.11	(LT. WT. AGG.) 0.39	(BAND AGG.) 0.13	(LT. WT. AGG.) 0.47	NO PLAS. 0.32	(BAND AGG.) 0.41	(LT. WT. AGG.) 0.34	NO PLAS. 1.43	(BAND AGG.) 1.32	(BAND AGG.) 0.40					
MATERIAL	R	AV. R	MATERIAL	R	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U				
					A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K						
FACE BRICK 4 IN. STONE 4 IN. PRECAST CONCRETE (SAND AGG.) 4 IN. 8 IN.	0.44	-	CONCRETE BLOCK (CINDER AGG.)																		
			(4 IN.)	1.11	0.41	0.39	0.38	0.28	0.26	0.27	0.38	0.28	0.21	0.20	0.28	1					
			(8 IN.)	1.72	0.23	0.29	0.28	0.24	0.22	0.23	0.23	0.23	0.21	0.18	0.18	0.23	2				
	(12 IN.)	1.89	0.31	0.30	0.28	0.23	0.21	0.22	0.22	0.22	0.21	0.18	0.17	0.22	3						
	(LT. WT. AGG.)																				
	(4 IN.)	1.80	0.38	0.26	0.31	0.28	0.23	0.24	0.24	0.24	0.22	0.19	0.17	0.22	4						
	(8 IN.)	2.00	0.30	0.29	0.27	0.23	0.21	0.22	0.21	0.22	0.21	0.20	0.17	0.17	5						
	(12 IN.)	2.27	0.28	0.27	0.28	0.21	0.20	0.20	0.20	0.20	0.19	0.17	0.16	0.21	6						
	(SAND AGG.)																				
	(4 IN.)	0.71	0.49	0.48	0.41	0.32	0.29	0.30	0.29	0.27	0.22	0.22	0.22	0.22	7						
	(8 IN.)	1.11	0.41	0.39	0.38	0.28	0.28	0.27	0.28	0.28	0.25	0.21	0.20	0.26	8						
	(12 IN.)	1.28	0.38	0.37	0.35	0.27	0.25	0.26	0.26	0.26	0.24	0.20	0.20	0.25	9						
HOLLOW CLAY TILE	0.32	-	(4 IN.)	1.11	0.41	0.39	0.38	0.28	0.26	0.27	0.28	0.21	0.20	0.28	10						
			(8 IN.)	1.85	0.31	0.30	0.28	0.23	0.22	0.22	0.21	0.18	0.16	0.22	11						
			(12 IN.)	2.80	0.28	0.28	0.24	0.20	0.19	0.19	0.18	0.16	0.16	0.18	12						
	(SAND AGG.)																				
	(4 IN.)	0.32	0.60	0.58	0.49	0.38	0.32	0.34	0.33	0.31	0.28	0.24	0.33	13							
	(8 IN.)	0.48	0.59	0.52	0.49	0.34	0.31	0.32	0.31	0.29	0.24	0.23	0.31	14							
	(12 IN.)	0.64	0.51	0.48	0.42	0.32	0.29	0.31	0.30	0.28	0.23	0.22	0.30	15							
	COMMON BRICK 4 IN. PRECAST CONCRETE (SAND AGG.) 8 IN.	0.80	-	CONCRETE BLOCK (CINDER AGG.)																	
				(4 IN.)	1.11	0.38	0.38	0.33	0.26	0.24	0.28	0.24	0.23	0.19	0.18	0.24	16				
				(8 IN.)	1.72	0.29	0.29	0.28	0.22	0.21	0.21	0.21	0.20	0.17	0.17	0.21	17				
		(12 IN.)	1.89	0.28	0.27	0.26	0.21	0.20	0.21	0.20	0.19	0.17	0.17	0.20	18						
		(LT. WT. AGG.)																			
(4 IN.)		1.80	0.32	0.30	0.28	0.23	0.22	0.22	0.22	0.21	0.18	0.18	0.22	19							
(8 IN.)		2.00	0.27	0.28	0.25	0.21	0.20	0.20	0.20	0.19	0.18	0.16	0.20	20							
(12 IN.)		2.27	0.28	0.28	0.25	0.20	0.19	0.19	0.19	0.18	0.16	0.16	0.20	21							
(SAND AGG.)																					
(4 IN.)		0.71	0.42	0.40	0.38	0.28	0.26	0.27	0.27	0.25	0.21	0.21	0.27	22							
(8 IN.)		1.11	0.38	0.38	0.32	0.28	0.24	0.28	0.24	0.23	0.19	0.19	0.24	23							
(12 IN.)		1.28	0.34	0.33	0.30	0.25	0.23	0.24	0.23	0.22	0.18	0.18	0.23	24							
HOLLOW CLAY TILE	0.32	-	(4 IN.)	1.11	0.38	0.38	0.33	0.26	0.24	0.28	0.24	0.23	0.19	0.19	0.24	25					
			(8 IN.)	1.85	0.28	0.28	0.26	0.22	0.21	0.21	0.20	0.17	0.17	0.20	26						
			(12 IN.)	2.80	0.24	0.23	0.22	0.19	0.18	0.18	0.18	0.17	0.16	0.18	27						
	(SAND AGG.)																				
	(4 IN.)	0.32	0.50	0.48	0.42	0.32	0.29	0.30	0.30	0.28	0.23	0.22	0.30	28							
	(8 IN.)	0.48	0.47	0.44	0.38	0.31	0.28	0.29	0.28	0.27	0.22	0.22	0.28	29							
	(12 IN.)	0.64	0.43	0.41	0.37	0.28	0.27	0.28	0.27	0.26	0.21	0.21	0.27	30							

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-7

Coefficients of Transmission (U) of Masonry Cavity Walls

Coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit degree difference in temperature between the air on the two sides), and are based on an outside wind velocity of 15 mph

EXTERIOR CONSTRUCTION			INNER SECTION			INTERIOR FINISH													NUMBER			
						NONE						METAL LATH AND 3/4 IN. PLAS. ON FURRING			GYPSUM LATH (3/8 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. ON FURRING			INSUL. BD. LATH (1/2 IN.) AND 1/2 IN. PLAS. ON FURRING		WOOD LATH AND 1/2 IN. PLAS.		
						(SAND AGG.) 0.11	(LT. WT. AGG.) 0.39	(SAND AGG.) 0.13	(LT. WT. AGG.) 0.47	NO PLAS.	(SAND AGG.) 0.32	(LT. WT. AGG.) 0.41	NO PLAS.	(SAND AGG.) 1.43	(LT. WT. AGG.) 1.52	(SAND AGG.) 0.40						
						U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U		U		
MATERIAL	R	AV. R	MATERIAL	R	RESISTANCE ↓																	
					A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K							
FACE BRICK (4 IN.)		0.44	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.34	0.32	0.30	0.28	0.23	0.23	0.23	0.22	0.19	0.18	0.23	1						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.30	0.29	0.27	0.22	0.21	0.21	0.20	0.17	0.17	0.21	2							
			(CINDER AGG.)	1.11	0.27	0.26	0.24	0.21	0.19	0.20	0.19	0.19	0.16	0.16	0.19	3						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.33	0.32	0.29	0.24	0.22	0.23	0.23	0.21	0.18	0.18	0.23	4						
COMMON BRICK (4 IN.)		0.80	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.30	0.29	0.27	0.23	0.21	0.22	0.21	0.20	0.18	0.17	0.21	6						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.16	0.16	0.20	7						
			(CINDER AGG.)	1.11	0.25	0.24	0.22	0.19	0.18	0.19	0.18	0.18	0.15	0.15	0.18	8						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.30	0.29	0.27	0.22	0.21	0.21	0.21	0.20	0.17	0.17	0.21	9						
CONCRETE BLOCK (GRAVEL AGG.) (4 IN.)		0.71	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.16	0.16	0.20	10						
			(CINDER AGG.)	1.11	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	11						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	12						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.17	0.16	0.16	0.20	13					
COMMON BRICK (4 IN.)		1.11	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.16	0.16	0.20	14						
			(CINDER AGG.)	1.11	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	15						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	16						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.17	0.16	0.16	0.20	17					
CONCRETE BLOCK (CINDER AGG.) (4 IN.)		1.11	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.16	0.16	0.20	18						
			(CINDER AGG.)	1.11	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	19						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	20						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.17	0.16	0.16	0.20	21					
COMMON BRICK (4 IN.)		1.11	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.16	0.16	0.20	22						
			(CINDER AGG.)	1.11	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	23						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	24						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.17	0.16	0.16	0.20	25					
CLAY TILE (4 IN.)		1.11	CONCRETE BLOCK (4 IN.)		0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.16	0.16	0.20	26						
			(CINDER AGG.)	1.11	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	27						
			(LT. WT. AGG.)	1.80	0.23	0.22	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.15	0.15	0.17	28						
			(GRAVEL AGG.)	0.71	0.27	0.26	0.25	0.21	0.19	0.20	0.20	0.19	0.17	0.16	0.16	0.20	29					

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-2

Coefficients of Transmission (U) of Frame Partitions or Interior Walls

Coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit degree difference in temperature between the air on the two sides), and are based on still air (no wind) conditions on both sides

TYPE OF INTERIOR FINISH	R	SINGLE PARTITION (FINISH ON ONLY ONE SIDE OF STUDS)		DOUBLE PARTITION (FINISH ON BOTH SIDES OF STUDS)		NUMBER
		U		U		
		A	B	A	B	
GYPBUM BD. (2/8 IN.).....	0.32	0.60	0.34			1
GYPBUM LATH (2/8 IN.) AND 1/8 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.).....	0.64	0.80	0.28			2
GYPBUM LATH (2/8 IN.) AND 1/8 IN. PLAS. (SAND AGG.).....	0.41	0.88	0.32			3
METAL LATH AND 2/4 IN. PLAS. (LT. WT. AGG.).....	0.47	0.88	0.31			4
METAL LATH AND 2/4 IN. PLAS. (SAND AGG.).....	0.13	0.87	0.29			5
INSUL. BD. (1/2 IN.).....	1.42	0.36	0.19			6
INSUL. BD. LATH (1/2 IN.) AND 1/8 PLAS. (SAND AGG.).....	1.28	0.38	0.19			7
PLYWOOD: (1/4 IN.).....	0.31	0.80	0.29			8
(3/8 IN.).....	0.47	0.88	0.31			9
(1/2 IN.).....	0.63	0.90	0.28			10
WOOD PANELS (2/4 IN.).....	0.84	0.43	0.24			11
WOOD-LATH AND 1/2 IN. PLAS. (SAND AGG.).....	0.40	0.87	0.32			12
SHEET-METAL PANELS ADHERED TO WOOD (FRAMING).....	0	0.74	0.43			13
GLASS AND GLASS BLOCKS.....		SEE TABLE 3-2				

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-9

Coefficients of Transmission (U) of Masonry Partitions

Coefficients are expressed in Btu per (hour) (square foot) (Fahrenheit degree difference in temperature between the air on the two sides), and are based on still air (no wind) conditions on both sides

TYPE OF PARTITION		SURFACE FINISH					NUMBER
		NONE	PLAS. (LT. WT. AGG.) 5/8 IN.		PLAS. (SAND AGG.) 5/8 IN.		
			ONE SIDE 0.39	TWO SIDES 0.78	ONE SIDE 0.11	TWO SIDES 0.22	
RESISTANCE	R	U	U	U	U	U	
MATERIAL		A	B	C	D	E	
HOLLOW CONCRETE BLOCK							
(CINDER AGG.)							
3 IN.	0.86	0.48	0.38	0.33	0.43	0.41	1
4 IN.	1.11	0.40	0.35	0.31	0.38	0.37	2
6 IN.	1.72	0.32	0.29	0.26	0.31	0.30	3
12 IN.	1.89	0.31	0.27	0.25	0.30	0.29	4
(LT. WT. AGG.)							
3 IN.	1.27	0.38	0.33	0.30	0.36	0.35	5
4 IN.	1.80	0.35	0.31	0.27	0.34	0.32	6
6 IN.	2.00	0.30	0.27	0.24	0.29	0.28	7
12 IN.	2.27	0.29	0.25	0.23	0.27	0.26	8
(GRAVEL AGG.)							
6 IN.	1.11	0.40	0.35	0.31	0.39	0.37	9
12 IN.	1.28	0.38	0.33	0.29	0.36	0.35	10
HOLLOW CLAY TILE							
3 IN.	0.80	0.48	0.39	0.34	0.44	0.42	11
4 IN.	1.11	0.40	0.35	0.31	0.39	0.37	12
6 IN.	1.82	0.32	0.31	0.27	0.32	0.32	13
8 IN.	1.85	0.31	0.28	0.25	0.30	0.29	14
HOLLOW GYPSUM TILE							
3 IN.	1.25	0.37	0.32	0.29	0.35	0.34	15
4 IN.	1.67	0.33	0.29	0.26	0.32	0.31	16
SOLID PLASTER WALLS							
GYPSUM LATH (1/2 IN.) AND PLAS.							
3/4 IN. EACH SIDE							
(LT. WT. AGG.)	1.39	0.38	-	-	-	-	17
(SAND AGG.)	0.71	0.48	-	-	-	-	18
1 IN. EACH SIDE							
(LT. WT. AGG.)	1.73	0.32	-	-	-	-	19
(SAND AGG.)	0.81	0.45	-	-	-	-	20
METAL LATH AND PLAS.¹							
5 IN. TOTAL THICKNESS							
(LT. WT. AGG.)	1.28	0.38	-	-	-	-	21
(SAND AGG.)	0.36	0.56	-	-	-	-	22
2 1/2 IN. TOTAL THICKNESS							
(LT. WT. AGG.)	1.60	0.34	-	-	-	-	23
(SAND AGG.)	0.48	0.58	-	-	-	-	24
GLASS AND GLASS BLOCKS							
SEE TABLE 3-2							

¹Metal Core and Supports disregarded. Plaster troweled smooth both sides.
Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-14
Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces¹

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	TOTAL HEAT ADULTS, MALE BTU/HR	TOTAL HEAT ADJUSTED ² BTU/HR	SENSIBLE HEAT BTU/HR	LATENT HEAT BTU/HR
SEATED AT REST	THEATER-MATINEE THEATER-EVENING	380 380	330 350	200 215	130 135
SEATED, VERY LIGHT WORK	OFFICES, HOTELS, APARTMENTS	450	400	215	185
MODERATELY ACTIVE OFFICE WORK	OFFICES, HOTELS, APARTMENTS	475	450	220	230
STANDING, LIGHT WORK, OR WALKING SLOWLY	RETAIL AND DEPARTMENT STORES	550	450	220	230
WALKING; SEATED	DRUG STORE	550	500	220	280
STANDING; WALKING SLOWLY	BANK	550	550	240	310
SEDENTARY WORK	RESTAURANT ³	490	550	240	310
LIGHT BENCH WORK	FACTORY	800	750	240	510
MODERATE DANCING	DANCE HALL	900	850	270	580
WALKING 3 MPH	FACTORY	1000	1000	330	670
MODERATELY HEAVY WORK	FACTORY	1500	1450	510	840
BOWLING ⁴	BOWLING ALLEY	1500	1450	510	840
HEAVY WORK	FACTORY	1500	1450	510	840

Reprinted by permission from 1965 ASHRAE GUIDE and Data Book.

NOTES:

¹ Tabulated values are based on 78 F for dry-bulb temperature.

² Adjusted total heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85 percent of that for an adult male, and that the gain from a child is 75 percent of that for an adult male.

³ Adjusted total heat value for sedentary work, restaurant, includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent).

⁴ For bowling figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing (550 Btu/h).

Table 3-15
**Over-all Heat Transfer Coefficient
for Ductwork**

DESCRIPTION OF DUCTWORK	U
SHEET METAL, NOT INSULATED	1.18
1/2 IN. THICK INSULATION BOARD WITH OR WITHOUT SHEET METAL	0.38
1 IN. DITTO	0.22
1 1/2 IN. DITTO	0.15
2 IN. DITTO	0.12

Table 3-16
Heat Gain From Electric Motors

NAMEPLATE RATING, HP	APPROXIMATE EFFICIENCY	HEAT GAIN, BTU/H PER HP FOR CONTINUOUS RUNNING #
UP TO 1/4 ^a	60	4200
1/2 TO 1	70	3600
1 1/2 TO 5	80	3200
7 1/2 TO 20	85	3000
OVER 20	88	2900

^a Including 1/4 hp

Two things are assumed when the last column is used:

- (1) the motor and its load are in either the room or the air stream,
 - (2) the load is equal (or almost equal) to the nameplate rating.
- In general, these assumptions are true—especially for motors of 20 hp or less.

Table 3-17
Heat Gain From Electric Appliances

APPLIANCE	CAPACITY	MFG'S INPUT RATING		PROBABLE MAX. HOURLY INPUT BTUH	RECOMMENDED RATE OF HEAT GAIN BTUH			
		WATTS	BTUH		WITHOUT HOOD			WITH HOOD ALL SENSIBLE
					SENSIBLE	LATENT	TOTAL	
COFFEE BREWER	1 BURNER	885	2750	1000	975	210	1000	140
COFFEE URN	2 GAL	3000	9300	3400	2850	880	3400	1000
COFFEE URN	3 GAL	3000	10200	8100	2850	1250	5100	1600
FOOD WARMER, PER SQ. FT. OF TOP SURFACE		240	820	400	350	80	400	150
FRY KETTLE	14 LB.	8500	16750	9400	3500	8800	8400	3000
FRY KETTLE	21 LB.	8000	27300	13700	4100	8800	13700	4300
GRIDDLE FRYING, PER SQ. FT. OF TOP		2700	8200	4800	3000	1600	4800	1800
TOASTER, 2-30 SLICES PER HOUR	2 SLICES WIDE	2200	7800	3700	1980	1740	3700	1200
TOASTER, POP-UP	2 SLICES	2840	8380	4200	2230	1970	4200	1300
WAFFLE IRON	2 GRIDS	1380	8420	2800	1680	1120	2800	900

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-18
Heat Gain From Gas Appliances

APPLIANCE	CAPACITY	MFG'S INPUT RATING		PROBABLE MAX. HOURLY INPUT BTUH	RECOMMENDED RATE OF HEAT GAIN			
		BTUH	BTUH		WITHOUT HOOD			WITH HOOD ALL SENSIBLE
					SENSIBLE	LATENT	TOTAL	
COFFEE BREWER	PER BURNER		8800	3500	1750	750	2800	800
COFFEE URN	2 GAL		10000	5000	3500	1800	5000	1000
COFFEE URN	3 GAL		18000	7800	5250	2250	7800	1800
FOOD WARMER, PER SQ. FT. OF TOP			1400	700	880	140	700	140
FRY KETTLE	18 LB.		30000	18000	7800	7800	18000	2000
FRY KETTLE	22 LB.		28000	22800				2800
GRIDDLE, PER SQ. FT. OF TOP			18000	7500	4900	2800	7800	1800
SHORT ORDER STOVE, PER BURNER			10000	5000	3200	1800	5000	1000
TOASTER, 30 SLICES PER HOUR, CONTINUOUS	2 SLICES WIDE		12000	6000	3800	2400	6000	1200

Extracted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-19
Heat Loss From Pipes
(Btu per Lineal Foot)

HOT WATER, 180 F*			STEAM, 5 PSIG*			
PIPE SIZE, IN.	PIPE BARE	CORRUGATED & LAMINATED ASBESTOS, 6 PLY, 1 IN. (K=0.80)	PIPE, 1 IN. (K=0.87)	PIPE BARE	CORRUGATED & LAMINATED ASBESTOS, 4 PLY, 1 IN. (K=0.80)	GLASS FIBER 1 IN. (K=0.87)
1/2	28	20	8	83	33	18
3/4	68	28	12	112	38	18
1	84	29	13	139	43	20
1 1/2	104	33	18	172	51	23
2	117	37	17	195	58	25
2 1/2	144	42	19	238	66	30
3	172	49	22	288	78	34
4	208	57	26	342	90	39
6	280	69	32	431	108	48

* Room Air Temperature, 78 F

Table 3-20 Infiltration
(Air Change Method)

WINDOWS IN ROOM	AIR CHANGES PER HOUR
NO WINDOWS OR OUTSIDE DOORS	1/4
WINDOWS OR DOORS IN 1 WALL	1
WINDOWS OR DOORS IN 2 WALLS	1 1/2
WINDOWS OR DOORS IN 3 OR 4 WALLS	2
STORES	2

Table 3-22
Outdoor Air Requirements¹

APPLICATION	SMOKING	CFM PER PERSON ²		CFM PER SQ. FT. OF FLOOR
		REC. COM-MEND-ED	MINI-MUM ³	
APARTMENT				
AVERAGE	SOME	20	10	
DELUXE	SOME	20	10	
BANKING SPACE	OCCASIONAL	10	7 1/2	
BARBER SHOPS	CONSIDERABLE	15	10	
BEAUTY PARLORS	OCCASIONAL	10	7 1/2	
BROKERS' BOARD ROOMS	VERY HEAVY	50	20	
COCKTAIL BARS		40	25	
CORRIDORS (SUPPLY OR EXHAUST)				0.25
DEPARTMENT STORES	NONE	7 1/2	5	0.05
DIRECTORS' ROOMS	EXTREME	50	30	
DRUG STORES ³	CONSIDERABLE	10	7 1/2	
FACTORIES ^{4,5}	NONE	10	7 1/2	0.10
FIVE AND TEN CENT STORES	NONE	7 1/2	5	
FUNERAL PARLORS	NONE	10	7 1/2	
GARAGES ⁶				1.0
HOSPITALS				
OPERATING ROOMS ⁷	NONE			2.0
PRIVATE ROOMS	NONE	30	25	0.33
WARDS	NONE	20	10	
HOTEL ROOMS	HEAVY	30	25	0.33
HITCHHICKS				
RESTAURANT				4.2
RESIDENCE				2.0
LABORATORIES ⁸	SOME	20	15	
MEETING ROOMS	VERY HEAVY	50	30	1.25
OFFICES				
GENERAL	SOME	15	10	
PRIVATE	NONE	25	15	0.25
PRIVATE	CONSIDERABLE	30	25	0.25
RESTAURANTS				
CAFETERIA ⁹	CONSIDERABLE	12	10	
DINING ROOM ⁹	CONSIDERABLE	15	12	
SCHOOL ROOMS ¹⁰	NONE			
SHOP, RETAIL	NONE	10	7 1/2	
THEATER ¹¹	NONE	7 1/2	5	
THEATER	SOME	15	10	
TOILETS (EXHAUST)				2.0

Table 3-21
Infiltration Through Windows
(cfm per ft)^a

TYPE OF WINDOW	DESCRIPTION OF WINDOW	WIND VELOCITY, MPH	
		7 1/2	15
DOUBLE-HUNG WOOD SASH (UNLOCKED)	TOTAL FOR AVERAGE WINDOW, NONWEATHER-STRIPPED, 1/16 IN. CRACK AND 3/8 IN. CLEARANCE	14	39
	DITTO, WEATHERSTRIPPED	8	24
	TOTAL FOR POORLY FITTED WINDOW, NONWEATHER-STRIPPED, 3/8 IN. CRACK AND 3/32 IN. CLEARANCE	48	111
	DITTO, WEATHERSTRIPPED	13	34
DOUBLE-HUNG METAL SASH	NONWEATHERSTRIPPED, LOCKED	33	70
	NONWEATHERSTRIPPED, UNLOCKED	34	74
	WEATHERSTRIPPED, UNLOCKED	13	32
ROLLED SECTION STEEL SASH	INDUSTRIAL PIVOTED, 1/16 IN. CRACK	80	176
	ARCHITECTURAL PROJECTED, 3/64 IN. CRACK	36	88
	RESIDENTIAL CASEMENT, 1/32 IN. CRACK	23	52
	HEAVY CASEMENT SECTION, PROJECTED 1/32 IN. CRACK	18	39

^a Cubic feet of air per hour per lineal foot of crack.

Reprinted by permission from ASHRAE, 1965 Guide and Data Book.

¹ Taken from present-day practice.

² This is contaminant-free air.

³ When minimum is used, take the larger of the two.

⁴ See local codes which may govern.

⁵ May be governed by exhaust.

⁶ May be governed by special sources of contamination or local codes.

⁷ All outside air recommended to overcome explosion hazard of anesthetics.

Reprinted by permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-23
Direct Solar and Diffuse Sky Radiation for Single Common Window Glass
for March 22 and September 22*
 (Btuh per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTIONS FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)										TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HORIZ		
		0	0	0	0	0	0	0	0	0		
MARCH 22 & SEPT. 22 NORTH LATITUDE	6 AM	8.8	68.1	113.8	150.8	142.8	8.9	8.1	4.8	22.1	SEPT. 22 & MARCH 22 SOUTH LATITUDE	
	7 AM	8.8	68.9	113.8	150.8	142.8	8.9	8.1	4.8	22.1		
	8 AM	9.8	76.8	113.7	150.8	142.8	9.7	13.8	11.0	114.8		
	10 AM	10.7	12.8	113.2	148.8	120.7	17.5	14.8	12.8	181.3		
	11 AM	11.0	17.0	87.8	128.8	140.8	81.0	18.6	13.3	178.8		
	12 NOON	11.1	18.8	22.8	103.7	148.8	103.7	22.8	18.8	178.8		
	1 PM	11.0	13.3	18.4	81.0	140.8	143.8	37.8	17.0	178.8		
	2 PM	10.7	12.8	14.8	17.0	120.7	168.8	112.8	16.2	181.3		
	3 PM	9.8	11.0	12.8	12.8	87.4	170.8	182.7	34.8	114.8		
	4 PM	8.8	8.8	8.4	10.8	80.0	180.8	180.8	88.2	88.7		
	5 PM	8.8	8.8	8.1	8.8	14.8	88.0	112.8	88.1	22.1		
	6 PM	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ			
DIRECTION FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)												

Table 3-23 is for 40 degrees North latitude. It may be used for 40 degrees South latitude on March 22 and September 22 by reading up from the bottom.

Table 3-24
Direct Solar and Diffuse Sky Radiation for Single Common Window Glass
for April 20 and August 24*
 (Btuh per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTIONS FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)										TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HORIZ		
		0	0	0	0	0	0	0	0	0		
APRIL 20 & AUG. 24 NORTH LATITUDE	6 AM	8.8	82.8	77.8	48.8	4.0	3.8	3.0	2.8	8.4	OCT. 23 & FEB. 20 SOUTH LATITUDE	
	7 AM	7.8	107.1	189.3	113.8	12.1	9.0	7.8	7.8	81.0		
	8 AM	8.8	81.8	178.3	148.7	30.4	13.0	11.8	10.4	108.0		
	9 AM	10.8	84.8	180.4	185.8	33.8	18.6	14.4	12.4	148.0		
	10 AM	11.2	18.1	113.8	148.0	88.8	17.8	16.0	13.7	182.0		
	11 AM	11.8	18.4	87.1	118.3	108.1	32.8	18.8	14.2	208.0		
	12 NOON	11.8	18.1	20.8	77.8	114.8	77.8	80.6	18.1	214.0		
	1 PM	11.8	12.8	18.8	88.8	108.1	112.8	87.1	18.4	208.0		
	2 PM	11.3	13.7	16.0	17.8	88.8	148.0	112.8	18.1	182.0		
	3 PM	10.8	12.4	14.4	18.8	88.8	188.6	188.6	84.8	148.0		
	4 PM	9.8	10.4	11.6	13.0	30.4	148.7	178.3	81.8	102.0		
	5 PM	7.8	7.8	7.0	8.0	12.1	113.8	188.8	103.1	81.0		
6 PM	8.8	3.8	3.0	3.8	4.0	48.8	77.8	82.8	8.4			
	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ			
DIRECTIONS FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)												

Table 3-24 is for 40 degrees North latitude. It may be used for 40 degrees South latitude on February 20 and October 23 by reading up from the bottom.

Table 3-25
Direct Solar and Diffuse Sky Radiation for Single Common Window Glass
for May 21 and July 23*
 (Btuh per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTIONS FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)										TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HORIZ		
		0	0	0	0	0	0	0	0	0		
MAY 21 & JULY 23 NORTH LATITUDE	6 AM	26.3	102.8	128.0	80.8	7.8	8.4	8.8	8.2	24.8	NOV. 21 & JAN. 21 SOUTH LATITUDE	
	7 AM	18.8	130.7	170.7	103.4	12.4	18.0	10.7	8.8	14.0		
	8 AM	10.1	110.8	178.8	120.4	17.8	14.4	13.0	11.4	122.4		
	9 AM	11.0	73.8	183.8	133.7	33.8	16.8	18.8	13.8	188.8		
	10 AM	11.4	32.4	114.8	121.8	84.8	18.8	16.7	14.8	208.8		
	11 AM	11.8	18.8	88.8	121.1	93.8	37.8	17.4	12.8	228.8		
	12 NOON	11.8	14.8	17.4	82.1	78.8	82.1	17.8	14.8	238.0		
	1 PM	11.6	14.8	17.4	21.7	73.8	88.1	82.3	18.3	224.4		
	2 PM	11.6	14.8	16.7	18.2	84.3	121.8	112.3	32.4	202.8		
	3 PM	11.0	13.8	18.8	12.8	23.8	123.7	188.8	78.8	188.8		
	4 PM	10.1	11.4	13.0	14.4	17.8	128.4	178.3	110.8	128.8		
	5 PM	18.2	8.8	8.7	11.0	18.4	108.4	190.7	130.7	74.0		
6 PM	26.3	8.8	8.8	8.4	7.8	80.8	128.0	102.2	24.8			
	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ			
DIRECTIONS FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)												

Table 3-25 is for 40 degrees North latitude. It may be used for 40 degrees South latitude on January 21 and November 21 by reading up from the bottom.

Table 3-26
Direct Solar and Diffuse Sky Radiation for Single Common Window Glass
for June 21*

(Bluh per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTIONS FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)								TIME OF YEAR	
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		HORIZ
JUNE 21 NORTH LATITUDE	6 AM	33.2	120.4	132.9	81.2	8.2	7.2	6.4	5.9	32.3	DEC. 22 SOUTH LATITUDE
	7 AM	21.0	139.6	173.1	98.2	13.2	11.7	10.4	9.4	33.3	
	8 AM	12.3	121.4	178.4	130.0	16.1	13.9	13.4	11.8	130.8	
	9 AM	11.1	80.4	152.6	123.8	27.7	17.2	15.7	14.3	176.0	
	10 AM	11.8	38.0	107.4	109.7	44.3	18.4	17.0	14.3	210.8	
	11 AM	11.8	14.8	50.8	81.7	98.7	38.9	17.7	14.8	230.4	
	12 NOON	11.8	14.8	17.7	28.8	34.8	48.9	17.7	14.8	237.2	
	1 PM	11.8	14.8	17.7	38.8	98.7	81.7	80.8	14.8	230.4	
	2 PM	11.8	14.3	17.0	18.4	44.3	109.7	107.4	30.0	210.8	
	3 PM	11.1	14.3	18.7	17.2	27.7	123.8	128.8	80.4	176.0	
	4 PM	11.0	11.8	15.9	14.9	18.8	120.0	178.4	133.4	130.8	
	5 PM	11.0	8.4	10.4	11.7	13.2	98.2	173.1	139.6	83.3	
6 PM	32.2	8.9	6.4	7.2	8.2	61.2	132.9	120.4	32.3		
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ	TIME OF YEAR
DIRECTIONS FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)											

*Table 3-26 is for 40 degrees North latitude. It may be used for 40 degrees South latitude on December 22 by reading up from the bottom.

Table 3-27
Heat Gain by Convection and Radiation from Single Common Window Glass
for March 22 and September 22*
 (Bluh per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)								TIME OF YEAR	
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		HORIZ
MARCH 22 & SEPT. 22 NORTH LATITUDE	6 AM	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	SEPT. 22 & MARCH 22 SOUTH LATITUDE
	7 AM	-3.3	-2.0	-1.0	-2.4	-3.3	-3.3	-3.3	-3.3	-2.8	
	8 AM	-1.1	0.2	3.1	1.9	-0.1	-1.1	-1.1	-1.1	0.8	
	9 AM	2.2	2.9	5.2	5.8	4.0	2.2	2.2	2.2	4.9	
	10 AM	8.9	8.9	7.8	6.8	7.9	8.9	8.9	5.8	6.0	
	11 AM	8.9	8.9	11.1	12.8	12.7	10.9	9.9	9.9	13.9	
	12 NOON	13.3	13.3	12.8	18.8	19.2	18.2	13.2	13.2	17.4	
	1 PM	18.8	18.8	16.8	17.8	19.3	19.3	17.8	16.8	20.8	
	2 PM	17.8	17.8	17.6	17.6	20.0	20.9	18.9	17.6	21.1	
	3 PM	18.7	18.7	18.7	18.7	19.8	23.1	21.8	19.4	21.4	
	4 PM	17.8	17.8	17.4	17.4	19.6	19.8	20.0	18.9	18.8	
	5 PM	18.8	18.8	18.3	18.3	18.8	18.4	18.8	17.8	17.0	
6 PM	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3		
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ	TIME OF YEAR
DIRECTION FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)											

*Table 3-27 is for 30 to 50 degrees North latitude. It can be used for March 22 and September 22 in the South latitude by reading up from the bottom. Room temperature is 78 F.

Table 3-28
Heat Gain by Convection and Radiation from Single Common Window Glass
for April 20 and August 24*
 (Bluh per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)								TIME OF YEAR	
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		HORIZ
APRIL 20 & AUG. 24 NORTH LATITUDE	6 AM	-4.4	-3.2	-2.8	-2.8	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.3	OCT. 23 & FEB. 20 SOUTH LATITUDE
	7 AM	-3.3	-1.1	-0.1	-1.1	-3.3	-3.3	-3.3	-3.3	-2.3	
	8 AM	-1.1	0.7	3.4	1.8	-0.8	-1.1	-1.1	-1.1	1.0	
	9 AM	2.2	2.2	5.4	5.3	3.4	2.2	2.2	2.2	5.4	
	10 AM	8.9	8.9	7.8	6.4	7.2	8.9	8.9	5.8	8.8	
	11 AM	8.9	8.9	11.0	12.3	12.1	10.9	9.9	9.9	14.4	
	12 NOON	13.2	13.2	13.2	14.8	15.8	14.8	13.2	13.2	17.0	
	1 PM	18.8	18.8	18.8	17.1	19.7	19.9	17.8	16.8	21.9	
	2 PM	17.8	17.8	17.8	17.6	19.3	20.8	19.9	17.8	21.6	
	3 PM	18.7	18.7	18.7	18.7	19.9	21.8	21.8	19.8	21.9	
	4 PM	17.8	17.8	17.8	17.8	19.2	20.8	21.1	19.4	19.8	
	5 PM	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.7	18.8	17.8	
6 PM	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	15.2	15.9	15.4	14.4		
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ	TIME OF YEAR
DIRECTIONS FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)											

*Table 3-28 is for 30 to 50 degrees North latitude. It can be used for February 20 and October 23 in the South latitude by reading up from the bottom. Room temperature is 78 F.

Table 3-29

**Heat Gain by Convection and Radiation from Single Common Window Glass
for May 21 and July 23***
(Btu/h per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)									TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HORIZ	
MAY 21 & JULY 23 NORTH LATITUDE	6 AM	-3.9	-2.2	-1.9	-3.2	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.1	NOV. 21 & JAN. 21 SOUTH LATITUDE
	7 AM	-3.3	-0.7	0.1	-1.2	-3.3	-3.3	-3.3	-3.3	-1.9	
	8 AM	-1.1	1.1	2.4	1.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.3	
	9 AM	2.2	3.7	5.3	4.9	2.9	2.2	2.2	2.2	5.7	
	10 AM	5.5	6.1	7.8	7.9	6.6	5.5	5.5	5.5	9.7	
	11 AM	9.9	9.9	10.9	11.8	11.4	9.9	9.9	9.9	14.6	
	12 NOON	13.2	13.2	13.2	14.2	14.8	14.2	13.2	13.2	18.1	
	1 PM	16.5	16.5	16.5	17.1	18.0	18.4	17.5	16.5	21.2	
	2 PM	17.6	17.6	17.6	17.6	19.7	20.0	19.9	18.2	21.9	
	3 PM	18.7	18.7	18.7	18.7	19.4	21.4	21.8	20.3	22.1	
	4 PM	17.6	17.6	17.6	17.6	17.6	20.2	21.1	19.6	19.5	
	5 PM	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5	18.6	19.9	19.1	17.9	
6 PM	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	15.4	16.8	16.5	14.6		
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ	TIME OF YEAR
DIRECTION FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)											

*Table 3-29 is for 30 to 50 North latitude. It can be used for Jan. 21 and Nov. 21 in the South latitude by reading up from the bottom. Room temperature is 78 F.

Table 3-30

**Heat Gain by Convection and Radiation from Single Common Window Glass
for June 21***
(Btu/h per sq ft of masonry opening)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION FOR NORTH LATITUDE (READ DOWN)									TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HORIZ	
JUNE 21 NORTH LATITUDE	6 AM	-3.7	-2.0	-1.8	-3.2	-4.4	-4.4	-4.4	-4.4	-4.0	DEC. 22 SOUTH LATITUDE
	7 AM	0.9	-0.5	0.2	-1.3	-3.3	-3.3	-3.3	-3.3	-1.8	
	8 AM	-1.1	1.4	2.4	1.3	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.8	
	9 AM	2.2	3.8	5.2	4.7	2.8	2.2	2.2	2.2	5.7	
	10 AM	5.5	6.2	7.7	7.7	6.4	5.5	5.5	5.5	9.8	
	11 AM	9.9	9.9	10.9	11.8	11.1	10.7	9.9	9.9	14.7	
	12 NOON	13.2	13.2	13.2	14.2	14.5	14.2	13.2	13.2	18.1	
	1 PM	16.5	16.5	16.5	17.3	17.7	18.1	17.5	16.5	21.3	
	2 PM	17.6	17.6	17.6	17.6	18.5	19.8	19.8	18.3	21.9	
	3 PM	18.7	18.7	18.7	18.7	19.2	21.2	21.7	20.3	22.2	
	4 PM	17.6	17.6	17.6	17.6	17.6	20.0	21.1	20.1	19.7	
	5 PM	16.9	16.5	16.5	16.5	16.5	17.5	20.0	19.3	18.0	
6 PM	15.0	14.3	14.3	14.3	14.3	15.5	16.9	16.7	14.7		
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	HORIZ	TIME OF YEAR
DIRECTION FOR SOUTH LATITUDE (READ UP)											

*Table 3-30 is for 30 to 50 North latitude. It can be used for Dec. 22 in the South latitude by reading up from the bottom. Room temperature is 78 F.

Table 3-31

Shading Coefficients—Single Glass and Insulating Glass¹—No shading

SINGLE GLASS					INSULATING GLASS ¹					
TYPE OF GLASS	NOMINAL THICKNESS ²	SOLAR TRANS. ²	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	TYPE OF GLASS	NOMINAL THICKNESS ^{2,3}	SOLAR TRANS. ² OUTER PANE	INNER PANE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE
REGULAR SHEET	3/32, 1/8	0.86	1.00	1.00	REGULAR SHEET OUT, REGULAR SHEET IN	3/32, 1/8	0.86	0.86	0.90	0.84
REGULAR PLATE	1/4 3/8 1/2	0.80 0.75 0.71	0.85 0.81 0.88	0.85 0.81 0.88						
HEAT-ABS ⁴ SHEET	7/32	0.81	0.71	0.78	REGULAR PLATE OUT, REGULAR PLATE IN	1/4	0.80	0.80	0.83	0.77
HEAT-ABS ⁴ PLATE	1/4 3/8	0.46 0.34	0.67 0.57	0.74 0.64						
GREY ⁵ SHEET	1/8 3/16 7/32 7/32	0.89 0.74 0.45 0.71	0.78 0.90 0.66 0.88	0.78 0.90 0.66 0.88	GREY ⁵ PLATE OUT, REGULAR PLATE IN	1/4	0.46	0.80	0.86	0.53
GREY ⁵ PLATE	1/4 13/64 1/4 3/8 1/2	0.67 0.82 0.47 0.33 0.24	0.86 0.72 0.70 0.86 0.80	0.86 0.72 0.70 0.86 0.80						
					HEAT-ABS ⁴ PLATE OUT, REGULAR PLATE IN	1/4	0.46	0.80	0.86	0.53
					GREY ⁵ PLATE ² WITH SUN CONTROL FILM OUT, REGULAR PLATE IN	1/4	0.23	0.80	0.42	0.44

¹ Refers to factory-fabricated units with 3/16, 1/4, or 1/2 in. air space or to prime windows plus storm windows.

² Refer to manufacturer's literature for values.

³ Thickness of each pane of glass, not thickness of assembled unit.

⁴ Heat absorbing sheet does not meet radiant transmittance requirements of Federal Specification DD-G-451a. Heat absorbing plate meets these requirements.

⁵ Glare-reducing glasses other than grey in color will have approximately equal shading coefficients for equal solar transmittances. Consult manufacturer's data for specific product values.

Note: For awnings or overhanging canopies which completely shade the glass area use a shade factor of 0.20 for all types of glass.

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-31A

Shading Coefficients—Single Glass with Indoor Shading (Also see Table 3-31 B)

TYPE OF GLASS	NOMINAL THICKNESS ¹	SOLAR TRANS ¹	TYPE OF SHADING							
			VENETIAN BLINDS				ROLLER SHADE, OPAQUE			
			MEDIUM		LIGHT		DARK		WHITE	
			GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE
REGULAR SHEET	3/32 TO 1/4	0.87-0.80								
REGULAR PLATE	1/4 TO 1/2	0.80-0.71								
REGULAR PATTERN	1/8 TO 3/32	0.87-0.79	0.64	0.66	0.55	0.60	0.59	0.61	0.25	0.22
HEAT-ABSORBING PATTERN	1/8	---								
GREY SHEET	3/16, 7/32	0.74, 0.71								
HEAT-ABSORBING SHEET	7/32	0.81								
HEAT-ABSORBING PLATE	1/4	0.48								
HEAT-ABSORBING PATTERN	3/16, 1/4	---	0.87	0.88	0.53	0.82	0.45	0.42	0.30	0.30
GREY SHEET	1/8, 7/32	0.89, 0.48								
GREY PLATE	13/64, 1/4	0.82, 0.48								
HEAT-ABSORBING SHEET, PLATE OR PATTERN	---	0.44-0.30	0.84	0.83	0.52	0.82	0.40	0.36	0.28	0.26
HEAT-ABSORBING PLATE	3/8	0.34								
HEAT-ABSORBING PLATE	3/8	0.33								
HEAT-ABSORBING SHEET, PLATE OR PATTERN	---	0.29-0.15	0.51	0.51	0.50	0.50	0.36	0.32	0.28	0.25
GREY PLATE	1/2	0.24								

¹ Refer to manufacturer's literature for values.

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book.

Table 3-31B

Shading Coefficients—Single Glass with Indoor Shading (Also see Table 3-31A)

TYPE OF GLASS (FOR NOMINAL THICKNESS ¹ AND SOLAR TRANS. ¹ SEE TABLE 3-31A)	TYPE OF SHADING-DRAPERIES (DESIGNATIONS INDICATE CLASS: I = OPEN WEAVE, LIGHT COLORED)																	
	D = DARK COLORED YARN						M = MEDIUM COLORED YARN						L = LIGHT COLORED YARN					
	OPEN WEAVE		SEMI-OPEN		CLOSED WEAVE		OPEN WEAVE		SEMI-OPEN		CLOSED WEAVE		OPEN WEAVE		SEMI-OPEN		CLOSED WEAVE	
	I _D		II _D		III _D		I _M		II _M		III _M		I _L		II _L		III _L	
	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE	GLASS IN SUN	GLASS IN SHADE
REGULAR SHEET																		
REGULAR PATTERN																		
HEAT-ABS PATTERN	0.76	0.69	0.69	0.62	0.66	0.60	0.69	0.62	0.63	0.68	0.67	0.61	0.67	0.60	0.68	0.49	0.47	0.42
GREY SHEET																		
HEAT-ABS SHEET																		
HEAT-ABS PATTERN																		
HEAT-ABS PATTERN	0.68	0.62	0.64	0.49	0.62	0.47	0.64	0.49	0.60	0.48	0.47	0.42	0.63	0.48	0.48	0.40	0.41	0.36
GREY SHEET																		
GREY PATTERN																		
HEAT-ABS SHEET, PLATE OR PATTERN	0.49	0.44	0.48	0.41	0.44	0.40	0.48	0.41	0.43	0.39	0.40	0.38	0.48	0.40	0.39	0.38	0.38	0.32
HEAT-ABS PATTERN																		
GREY PATTERN																		
HEAT-ABS SHEET, PLATE OR PATTERN	0.37	0.33	0.38	0.33	0.38	0.32	0.38	0.32	0.34	0.31	0.33	0.30	0.38	0.31	0.33	0.30	0.31	0.28
GREY PATTERN																		

¹ Refer to manufacturer's literature for values.

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-32

U Values for Various Fenestration (for 7½ mph Wind)

Btu/h per (Square Foot) (Fahrenheit Degree)

TYPE OF GLASS	U VALUE	
	NO SHADING	SHADING
ANY SINGLE GLASS	1.06	0.81
INSULATING GLASS-3/16 IN. AIR SPACE	0.64	0.54
1/4 IN. AIR SPACE	0.61	0.52
1/2 IN. AIR SPACE	0.56	0.48
PRIME WINDOW PLUS STORM WINDOW -AIR SPACE 1 IN. OR MORE	0.54 ²	0.47 ²
DOUBLE GLAZING WITH BETWEEN-GLASS SHADING LOUVERED SUN SCREEN-IN CONTACT WITH GLASS -SEPARATED BY AIR SPACE VENETIAN BLINDS GLASS BLOCK PANELS ³ TYPES I AND II TYPES II, III, AND IIIA	NO SUPPLEMENTARY SHADING	
		0.95
		0.63
		0.44
		0.56
		0.48

Table 3-32A

Multiplying Factors for Various Types of Glass

TYPE OF GLASS	NORMAL INCIDENCE TRANSMITTANCE [†]	MULTIPLYING FACTORS FOR		
		SECTION 1	SECTION 2	SECTION 3
SINGLE COMMON WINDOW GLASS (1/8" THICK)	0.87	1.00	1.00	0.00
SINGLE REGULAR PLATE GLASS (1/4" THICK)	0.77	0.87	1.00	0.25
SINGLE HEAT ABSORBING PLATE GLASS	0.83	0.48 (0.56 IN SHADE)	1.00	1.00
DOUBLE COMMON WINDOW GLASS	0.78	0.85	0.80	0.10
DOUBLE REGULAR PLATE GLASS	0.80	0.66 (0.78 IN SHADE)	0.60	0.55
HEAT ABSORBING PLATE (OUTDOORS) REGULAR PLATE GLASS (INDOORS)	0.38	0.37 (0.47 IN SHADE)	0.60	0.75

^{*}Standard Glass

[†]Part of Description only

¹Values apply to tightly closed Venetian blinds, draperies, and roller shades.

²Values apply to storm sash with a tight air space. Air leakage present in virtually all storm windows will, in effect, increase this value.

³Values listed for 7¼ x 7¼ x 3/8 in. block. For 11¼ x 11¼ x 3/8 in. block, reduce the listed value by 0.04, and for 5¼ x 5¼ x 3/8 in. block, increase the listed value by 0.04.

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide and Data Book.

Table 3-33

Transmission Through Standard Glass Blocks for March 22 and September 22*
(Bluh per sq ft)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION-NORTH LATITUDE 40°								SOUTH LATITUDE SEPT. 22 AND MAR. 22	TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		
NORTH LATITUDE MAR. 22 AND SEPT. 22	6 AM	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	7 AM	2.4	46.8	84.8	88.9	10.4	2.4	2.4	2.4		
	8 AM	4.4	46.8	117.8	113.7	39.0	4.4	4.4	4.4		
	9 AM	6.0	22.7	112.4	131.3	89.8	6.0	6.0	6.0		
	10 AM	6.8	6.8	83.2	130.0	93.8	13.0	6.8	6.8		
	11 AM	7.8	7.8	39.6	110.8	109.8	39.6	7.8	7.2		
	12 NOON	7.8	7.8	7.8	77.3	118.0	77.3	7.8	7.8		
	1 PM	7.8	7.2	7.8	39.6	109.8	110.8	39.6	7.8		
	2 PM	6.8	6.8	6.8	13.0	83.8	130.0	83.2	6.8		
	3 PM	6.0	6.0	6.0	6.0	69.8	131.3	112.4	22.7		
	4 PM	4.4	4.4	4.4	4.4	39.0	113.7	117.8	46.8		
	5 PM	2.4	2.4	2.4	2.4	10.4	88.9	84.8	46.8		
6 PM	0	0	0	0	0	0	0	0			
SUN TIME		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW		
		DIRECTION-SOUTH LATITUDE 40°									

Table 3-34

Transmission Through Standard Glass Blocks for April 20 and August 24*
(Bluh per sq ft)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION-NORTH LATITUDE 40°								SOUTH LATITUDE OCT. 23 AND FEB. 20	TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		
NORTH LATITUDE APRIL 20 AND AUG. 24	6 AM	5.2	45.8	87.2	33.1	1.2	1.2	1.2	1.2	1.8	
	7 AM	3.8	78.8	113.1	82.8	8.8	3.8	3.8	3.8		
	8 AM	5.8	70.2	129.3	109.8	20.8	5.2	5.2	5.2		
	9 AM	6.8	42.2	117.0	118.9	44.8	6.8	6.8	6.8		
	10 AM	7.8	14.9	84.8	111.8	88.3	7.8	7.8	7.8		
	11 AM	8.0	8.0	40.3	91.6	81.9	24.0	8.0	8.0		
	12 NOON	8.4	8.4	8.4	87.8	87.1	87.8	8.4	8.4		
	1 PM	8.0	8.0	8.0	24.0	81.9	81.6	40.3	8.0		
	2 PM	7.8	7.8	7.8	7.8	88.3	111.8	84.8	14.9		
	3 PM	6.8	6.8	6.8	6.8	44.8	118.9	117.0	42.2		
	4 PM	5.2	5.2	5.2	5.2	20.8	109.8	129.3	70.2		
	5 PM	3.8	3.8	3.8	3.8	8.8	82.8	113.1	78.8		
6 PM	5.2	1.6	1.2	1.2	1.2	33.1	87.2	48.8			
SUN TIME		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW		
		DIRECTION-SOUTH LATITUDE 40°									

Table 3-35

Transmission Through Standard Glass Blocks for May 21 and July 23*
(Bluh per sq ft)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION-NORTH LATITUDE 40°								SOUTH LATITUDE NOV. 21 AND JAN. 21	TIME OF YEAR
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		
NORTH LATITUDE MAY 21 AND JULY 23	6 AM	18.8	78.0	87.7	40.9	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	
	7 AM	11.0	98.2	123.8	72.1	4.4	4.4	4.4	4.4		
	8 AM	6.4	88.1	130.0	94.2	11.7	6.0	6.0	6.0		
	9 AM	7.2	58.9	114.4	100.1	24.7	7.2	7.2	7.2		
	10 AM	8.0	23.4	81.9	81.0	42.2	8.0	8.0	8.0		
	11 AM	8.4	8.8	39.0	89.5	34.6	18.2	8.4	8.4		
	12 NOON	8.4	8.8	8.8	39.6	39.1	39.6	8.8	8.8		
	1 PM	8.4	8.4	8.4	18.2	84.6	89.5	39.0	8.8		
	2 PM	8.0	8.0	8.0	8.0	42.2	81.0	81.9	23.4		
	3 PM	7.2	7.2	7.2	7.2	24.7	100.1	114.4	88.9		
	4 PM	6.4	6.0	6.0	6.0	11.7	94.2	130.0	88.1		
	5 PM	11.0	4.4	4.4	4.4	4.4	72.1	123.8	98.2		
6 PM	18.8	2.4	2.4	2.4	2.4	40.9	87.7	78.0			
SUN TIME		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW		
		DIRECTION-SOUTH LATITUDE 40°									

*Includes direct and diffuse solar radiation, also convection and absorbed radiation. For 40 degrees latitude. Based on air temperatures of 95 F and 78 F. Both inside and outside faces of blocks are smooth. No aluminum foil or glass fiber screen at parting line. Data includes heat transfer through mortar as blocks fill masonry opening.

Table 3-36
Transmission Through Standard Glass Blocks for June 21*
 (Btu/h per sq ft)

TIME OF YEAR	SUN TIME	DIRECTION-NORTH LATITUDE 40°								SOUTH LATITUDE DEC. 22
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	
NORTH LATITUDE JUNE 21	6 AM	26.0	68.4	94.2	40.3	2.6	2.8	2.8	2.8	2.8
	7 AM	16.2	102.0	124.8	68.9	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8
	8 AM	10.4	89.7	128.0	87.1	6.8	6.0	6.0	6.4	6.4
	9 AM	7.2	60.4	111.8	80.3	19.5	7.2	7.2	7.2	7.2
	10 AM	8.0	27.9	79.3	81.2	31.2	8.0	8.0	8.0	8.0
	11 AM	8.4	8.8	38.3	61.1	43.5	14.9	8.4	8.4	8.4
	12 NOON	8.8	8.8	8.8	33.1	47.4	33.1	8.8	8.8	8.8
	1 PM	8.4	8.4	8.4	14.9	43.5	61.1	38.3	8.8	8.8
	2 PM	8.0	8.0	8.0	8.0	31.2	81.2	79.3	27.9	27.9
	3 PM	7.2	7.2	7.2	7.2	19.5	80.3	111.8	60.4	60.4
	4 PM	10.4	6.4	6.0	6.0	6.8	67.1	128.0	87.7	87.7
	5 PM	16.2	4.8	4.8	4.8	4.8	68.9	124.8	102.0	102.0
	6 PM	26.0	2.8	2.8	2.8	2.8	40.3	94.2	68.4	68.4
	SUN TIME	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	

*Includes direct and diffuse solar radiation, also convection and absorbed radiation. For 40 degrees latitude. Based on air temperatures of 95 F and 78 F. Both inside and outside faces of blocks are smooth. No aluminum foil or glass fiber screen at parting line. Data includes heat transfer through mortar as blocks fill masonry opening.

Table 3-37
Total Equivalent Temperature Differentials for Roofs for
March 22 and September 22#

DESCRIPTION OF ROOF CONSTRUCTION*	SUN TIME									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
LIGHT CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
1" WOOD*FOR 1" WOOD + 1" OR 2" INSULATION	11.4	33.8	49.2	55.9	46.2	25.7	11.7	5.7	2.0	
MEDIUM CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
2" CONCRETE OR 2" CONCRETE + 1" OR 2" INSULATION OR 3" WOOD	6.4	26.8	42.5	51.9	45.8	30.8	15.3	8.0	4.0	
2" GYPSUM OR 2" WOOD + 1" INSULATION 1" WOOD OR 1" WOOD OR 2" WOOD OR 2" CONCRETE OR 1" IN FURRED CEILING 3" GYPSUM	1.3	18.4	35.6	46.9	49.2	39.1	20.4	13.3	7.3	
4" CONCRETE OR 4" CONCRETE WITH 2" INSULATION	1.3	18.4	34.2	45.2	47.5	37.5	22.0	13.0	7.3	
HEAVY CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
6" CONCRETE 6" CONCRETE + 3" INSULATION	6.7	6.7	18.8	31.1	38.5	40.5	32.1	20.0	14.4	
ROOFS COVERED WITH WATER-EXPOSED TO SUN										
LIGHT CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER HEAVY CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER ANY ROOF WITH 6" WATER	1.3	5.3	16.4	22.4	19.3	18.7	11.7	4.0	2.0	
	0	0	1.3	11.0	15.0	17.0	15.3	11.7	7.7	
	0	1.7	2.3	6.3	12.3	12.3	10.3	6.5	2.3	
ROOFS WITH ROOF SPRAYS-EXPOSED TO SUN										
LIGHT CONSTRUCTION HEAVY CONSTRUCTION	1.3	5.3	13.0	19.8	17.7	15.7	11.7	4.0	2.0	
	0	0	3.7	9.3	13.3	15.3	13.7	11.7	7.7	
ROOFS IN SHADE										
LIGHT CONSTRUCTION MEDIUM CONSTRUCTION HEAVY CONSTRUCTION	-2.0	2.0	8.0	14.0	16.0	14.0	10.0	4.0	2.0	
	-2.0	0	4.0	10.0	14.0	14.0	12.0	8.0	4.0	
	0	0	2.0	6.0	10.0	12.0	10.0	10.0	6.0	

*Includes 3/8" felt roofing with or without slag. May also be used for shingle roof

**Nominal thickness of wood

#Table 3-37 is for 40 degrees North latitude. It may also be used for 40 degrees South latitude for March 22 and September 22.

Table 3-38
Total Equivalent Temperature Differentials for Roofs for
April 20 and August 24#

DESCRIPTION OF ROOF CONSTRUCTION*	SUN TIME									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
LIGHT CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
1" WOOD**OR 1" WOOD + 1" OR 2" INSULATION	14.0	40.0	56.0	64.0	52.0	21.0	12.0	6.0	3.0	
MEDIUM CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
2" CONCRETE OR 2" CONCRETE + 1" OR 2" INSULATION OR 2" WOOD	8.0	32.0	50.0	60.0	52.0	34.0	16.0	8.0	4.0	
2" GYPSUM OR 2" GYPSUM + 1" INSULATION 1" WOOD OR 2" WOOD OR 2" CONCRETE OR 2" GYPSUM	2.0	22.0	42.0	54.0	56.0	44.0	22.0	12.0	8.0	
+ 4" ROCK WOOL IN FURRED CEILING										
4" CONCRETE OR 4" CONCRETE WITH 2" INSULATION	2.0	22.0	40.0	52.0	54.0	42.0	24.0	14.0	8.0	
HEAVY CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
6" CONCRETE 6" CONCRETE + 2" INSULATION	8.0	8.0	24.0	40.0	48.0	46.0	34.0	20.0	14.0	
	8.0	8.0	22.0	36.0	44.0	45.0	36.0	23.0	16.0	
ROOFS COVERED WITH WATER-EXPOSED TO SUN										
LIGHT CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER	2.0	6.0	18.0	24.0	20.0	16.0	12.0	4.0	2.0	
HEAVY CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER	0	0	-2.0	12.0	16.0	16.0	12.0	12.0	8.0	
ANY ROOF WITH 6" WATER	0	2.0	2.0	8.0	12.0	12.0	10.0	6.0	2.0	
ROOFS WITH ROOF SPRAYS-EXPOSED TO SUN										
LIGHT CONSTRUCTION	2.0	6.0	14.0	20.0	18.0	16.0	12.0	4.0	2.0	
HEAVY CONSTRUCTION	0	0	4.0	10.0	14.0	16.0	14.0	12.0	8.0	
ROOFS IN SHADE										
LIGHT CONSTRUCTION	-2.0	2.0	8.0	14.0	18.0	14.0	10.0	4.0	2.0	
MEDIUM CONSTRUCTION	-2.0	0	4.0	10.0	14.0	14.0	12.0	8.0	4.0	
HEAVY CONSTRUCTION	0	0	2.0	6.0	10.0	12.0	12.0	10.0	6.0	

*Includes 3/8" felt roofing with or without slag. May also be used for shingle roof.

**Nominal thickness of wood.

#Table 3-38 is for 40 degrees North latitude. It may also be used for 40 degrees South latitude for February 20 and October 23.

Table 3-39
Total Equivalent Temperature Differentials for Roofs for
May 21 and July 23#

DESCRIPTION OF ROOF CONSTRUCTION*	SUN TIME																				
	A.M.						P.M.														
	8	10	12	2	4	6	8	10	12												
LIGHT CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN																					
1" WOOD OR 1" WOOD + 1" OR 2" INSULATION	15.3	43.1	60.0	68.1	55.0	29.2	12.2	6.2	2.0												
MEDIUM CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN																					
2" CONCRETE OR 2" CONCRETE + 1" OR 2" INSULATION OR 2" WOOD	8.8	34.6	53.8	64.1	58.7	35.7	16.3	8.0	4.0												
2" GYPSUM OR 2" GYPSUM + 1" INSULATION 1" WOOD OR 2" WOOD OR 2" CONCRETE OR 2" GYPSUM	2.3	23.8	45.1	57.6	58.5	46.5	22.8	12.3	6.3												
+ 4" ROCK WOOL IN FURRED CEILING																					
4" CONCRETE OR 4" CONCRETE WITH 2" INSULATION										2.3	23.8	43.0	55.5	57.3	44.3	25.0	14.5	8.3			
HEAVY CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN																					
6" CONCRETE 6" CONCRETE + 2" INSULATION										6.5 8.7	8.7 8.7	28.0 23.7	42.6 38.5	51.1 46.8	48.8 46.8	35.8 38.0	20.8 23.0	14.7 16.8			
ROOFS COVERED WITH WATER-EXPOSED TO SUN																					
LIGHT CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER HEAVY CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER ANY ROOF WITH 6" WATER	2.3 0 0	6.3 0 2.2	18.8 -2.3 2.2	24.8 12.5 7.8	20.3 16.8 11.8	16.2 15.5 11.8	12.2 16.3 8.8	4.0 12.2 5.8	2.0 6.2 1.8												
ROOFS WITH ROOF SPRAYS-EXPOSED TO SUN																					
LIGHT CONSTRUCTION HEAVY CONSTRUCTION	2.3 0	6.3 0	14.8 4.2	20.5 10.3	18.2 14.3	16.2 16.3	12.2 14.2	4.0 12.2	2.0 8.2												
ROOFS IN SHADE																					
LIGHT CONSTRUCTION MEDIUM CONSTRUCTION HEAVY CONSTRUCTION	-2.0 -2.0 0	2.0 0 0	6.0 4.0 2.0	14.0 10.0 6.0	16.0 14.0 10.0	14.0 12.0 10.0	10.0 8.0 10.0	4.0 6.0 10.0	2.0 4.0 6.0												

* Includes 3/8" felt roofing with or without slag. May also be used for shingle roof.

** Nominal thickness of wood.

Table 3-39 is for 40 degrees North latitude. It may also be used for 40 degrees South latitude for January 21 and November 21.

Table 3-40

Total Equivalent Temperature Differentials for Roofs for June 21#

DESCRIPTION OF ROOF CONSTRUCTION*	SUN TIME									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
LIGHT CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
1" WOOD ^{**} OR 1" WOOD + 1" OR 2" INSULATION	18.7	44.1	61.1	69.3	55.9	26.5	12.2	6.2	2.0	
MEDIUM CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
2" CONCRETE OR 2" CONCRETE + 1" OR 2" INSULATION OR 2" WOOD	9.1	38.4	54.1	65.3	56.1	36.1	16.4	9.0	4.0	
2" GYPSUM OR 2" GYPSUM + 1" INSULATION 1" WOOD OR 2" WOOD OR 2" CONCRETE OR 2" GYPSUM } + 4" ROCK WOOL IN FURRED CEILING	2.4	24.3	46.1	58.7	60.5	47.2	23.1	12.4	8.4	
4" CONCRETE OR 4" CONCRETE WITH 2" INSULATION	2.4	24.3	43.8	56.5	58.3	45.0	25.3	14.6	8.4	
HEAVY CONSTRUCTION ROOFS-EXPOSED TO SUN										
6" CONCRETE 6" CONCRETE + 2" INSULATION	6.6	36.8	54.1	65.4	52.1	49.6	36.3	21.1	12.8	
ROOFS COVERED WITH WATER-EXPOSED TO SUN										
LIGHT CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER HEAVY CONSTRUCTION ROOF WITH 1" WATER ANY ROOF WITH 6" WATER	2.4 0 0	6.4 0 2.2	16.1 -2.4 2.2	25.1 12.6 7.6	20.4 16.6 11.6	16.2 10.6 11.6	12.2 16.4 9.6	4.0 12.2 5.9	2.0 6.2 1.6	
ROOFS WITH ROOF SPRAYS-EXPOSED TO SUN										
LIGHT CONSTRUCTION HEAVY CONSTRUCTION	2.4 0	6.4 0	14.6 4.2	20.6 10.4	18.2 14.4	18.2 16.4	12.2 14.2	4.0 12.2	2.0 6.2	
ROOFS IN SHADE										
LIGHT CONSTRUCTION MEDIUM CONSTRUCTION HEAVY CONSTRUCTION	-2.0 -2.0 0	2.0 0 0	6.0 4.0 2.0	14.0 10.0 6.0	16.0 14.0 10.0	14.0 14.0 12.0	10.0 12.0 12.0	4.0 8.0 10.0	2.0 4.0 6.0	

*Includes 3/8" felt roofing with or without slag. May also be used for shingle roof.

**Nominal thickness of wood.

#Table 3-40 is for 40 degrees North latitude. It may also be used for 40 degrees South latitude for December 22.

Table 3-41

Total Equivalent Temperature Differentials for Walls for
March 22 and September 22*

NORTH LATITUDE	SUN TIME																SOUTH LATITUDE		
	A.M.								P.M.										
	8		10		12		2		4		6		8		10			12	
	EXTERIOR COLOR D = DARK L = LIGHT																		
D		L		D		L		D		L		D		L		D		L	
FRAME																			
NE	11	9	13	7	11	9	13	13	19	19	19	19	11	11	7	9	3	3	SE
E	29	14	38	18	32	17	14	14	18	18	18	12	12	8	9	4	4	E	
SE	20	11	39	23	37	24	30	30	20	18	17	17	13	15	8	8	8	8	NW
S	-2	-2	1	0	40	21	30	33	27	22	18	14	14	10	10	6	6	N	
SW	-2	-2	1	0	9	9	32	27	49	34	32	30	28	9	9	8	8	SW	
W	-2	-2	2	2	8	8	31	14	40	29	47	34	33	10	10	4	4	W	
NW	-2	-2	1	0	7	6	13	12	21	19	28	21	23	18	7	6	3	3	SW
(SHADE)	-2	-2	0	0	9	9	12	12	16	16	14	14	10	10	8	8	2	2	S (SHADE)
4" BRICK OR STONE VENEER + FRAME																			
NE	-1	-2	19	7	12	7	10	8	13	12	18	18	14	14	11	11	7	6	SE
E	3	2	28	18	30	18	18	18	14	14	18	18	14	14	12	10	8	8	E
SE	8	1	28	18	38	22	33	21	22	17	17	14	14	13	10	9	9	NE	
S	-2	-2	0	0	28	12	42	27	42	27	28	28	14	14	10	10	6	6	N
SW	2	0	2	0	8	8	18	11	40	27	43	28	42	29	13	10	9	9	NW
W	2	0	2	0	8	4	12	10	37	19	40	29	41	29	17	18	8	8	W
NW	-2	-2	0	0	3	3	9	8	13	13	23	19	28	20	12	11	7	7	SW
(SHADE)	-2	-2	0	0	3	2	8	8	12	12	14	14	14	10	10	6	6	6	S (SHADE)
8" HOLLOW TILE OR 8" CINDER BLOCK																			
NE	1	1	1	1	11	9	10	7	10	8	12	12	14	13	13	12	9	9	SE
E	2	1	8	24	13	28	18	21	18	14	18	18	14	14	12	10	8	8	E
SE	3	2	8	3	23	13	27	17	26	18	17	15	17	18	15	12	11	9	NE
S	4	4	4	4	8	4	23	12	42	22	42	22	31	20	18	12	12	8	N
SW	8	3	8	3	8	3	10	7	16	13	32	22	38	28	22	22	11	9	NW
W	8	4	8	1	8	4	7	6	12	10	19	16	30	23	22	19	18	18	W
NW	1	1	1	1	1	1	4	3	8	8	13	12	18	16	12	10	9	9	SW
(SHADE)	0	0	0	0	0	0	2	2	8	8	12	12	12	12	12	8	8	8	S (SHADE)
8" BRICK OR 12" HOLLOW TILE OR 12" CINDER BLOCK																			
NE	3	3	3	3	7	3	10	9	10	7	10	9	11	10	11	11	10	9	SE
E	9	7	9	7	18	9	18	11	18	11	18	10	18	12	18	12	13	12	E
SE	12	7	10	7	10	7	20	18	24	17	21	18	18	13	18	13	18	13	NE
S	10	8	10	8	10	8	10	8	18	12	37	18	38	18	18	14	19	18	N
SW	12	7	10	7	12	7	14	8	16	11	28	18	30	20	26	18	18	18	NW
W	8	8	7	8	7	7	9	7	11	8	18	10	21	17	28	17	24	17	W
NW	3	3	3	3	3	3	4	3	6	6	9	9	11	10	14	13	14	12	SW
(SHADE)	3	2	2	2	2	2	2	2	4	4	8	8	9	10	10	10	8	8	S (SHADE)
12" BRICK																			
NE	8	7	7	4	7	8	7	8	8	8	9	9	9	9	9	7	10	8	SE
E	13	10	13	9	13	9	11	8	13	9	18	11	18	11	18	10	18	10	E
SE	14	9	14	9	14	9	14	9	14	9	17	12	19	14	19	14	18	11	NE
S	14	10	18	12	12	9	12	9	12	9	19	12	21	14	19	12	18	12	N
SW	14	9	14	9	14	9	14	9	14	9	14	12	14	12	10	11	16	12	NW
W	13	10	13	9	13	9	11	8	11	8	11	8	11	8	13	10	17	12	W
NW	8	7	7	4	7	8	7	8	7	8	7	8	7	8	9	7	10	8	SW
(SHADE)	8	8	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	8	8	8	8	S (SHADE)
8" CONCRETE OR STONE OR 8" OR 8" CONCRETE BLOCK																			
NE	8	4	4	3	4	3	4	3	4	3	7	4	10	12	12	10	9	8	SE
E	7	6	18	9	24	12	24	13	18	11	18	12	18	12	12	11	10	8	E
SE	10	8	10	7	22	18	24	17	24	16	18	18	13	16	13	14	11	9	NE
S	8	4	6	4	10	4	23	12	29	21	21	19	21	18	12	14	10	8	N
SW	10	8	7	8	10	8	12	7	19	14	28	21	30	20	25	21	12	11	NW
W	7	6	7	6	7	6	8	7	10	8	12	10	11	10	12	10	18	11	W
NW	4	3	4	3	4	3	5	4	6	5	7	11	10	16	13	8	7	7	SW
(SHADE)	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	10	10	8	8	6	S (SHADE)
12" CONCRETE OR STONE																			
NE	8	4	8	3	8	3	9	8	10	7	9	8	10	9	12	11	10	9	SE
E	11	7	9	7	11	7	16	13	17	11	17	11	12	12	12	12	12	12	E
SE	12	7	12	7	10	7	20	12	22	14	21	14	18	13	15	15	16	13	NE
S	13	10	10	6	10	6	10	6	19	12	28	17	27	19	21	14	16	12	N
SW	12	7	12	7	10	7	10	7	12	8	14	11	23	18	21	18	23	18	NW
W	11	7	7	7	7	7	11	7	11	7	11	10	17	12	28	18	23	18	W
NW	8	4	8	3	8	3	8	4	8	8	7	10	9	15	12	18	12	12	SW
(SHADE)	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	8	S (SHADE)

*Table 3-41 is for March 22 and September 22 both N and S latitude.

Table 3-42

**Total Equivalent Temperature Differentials for
Walls for April 20 and August 24***

NORTH LATITUDE	SUN TIME												SOUTH LATITUDE						
	A.M.						P.M.												
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6							
	EXTERIOR COLOR D = DARK L = LIGHT																		
	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L							
FRAME																			
NE	19	9	21	11	14	11	14	12	18	18	18	12	12	9	6	4	4	SE	
E	32	18	38	20	34	18	12	14	18	18	18	12	12	9	6	4	4	E	
SE	19	10	33	21	34	22	18	18	18	18	18	12	12	9	6	4	4	SE	
S	-2	-2	9	3	32	18	41	26	33	28	20	17	13	13	9	9	9	SW	
SW	-2	-2	2	0	6	6	31	26	48	32	49	33	29	24	8	6	4	4	NW
W	-2	-2	2	2	8	8	22	14	42	30	80	36	24	24	10	10	4	4	W
NW	-2	-2	2	0	6	6	14	12	24	21	37	26	21	18	8	6	4	4	NW
(SHADE) N	-2	-2	0	0	6	6	12	12	18	16	14	14	10	10	6	6	2	2	SW (SHADE)
4" BRICK OR STONE VENEER + FRAME																			
NE	0	-2	21	11	18	10	11	8	14	12	16	18	14	14	12	12	9	6	SE
E	4	2	32	18	33	19	16	18	14	14	18	16	14	14	12	10	8	8	E
SE	5	0	28	14	35	21	31	20	21	17	18	16	14	14	12	10	8	8	SE
S	-2	-2	0	0	19	11	34	23	38	24	26	20	14	14	10	10	6	6	N
SW	3	0	2	0	4	4	18	10	38	26	43	30	40	28	12	10	8	8	NW
W	2	0	2	2	6	4	12	10	28	20	42	30	44	30	18	16	8	8	W
NW	-2	-2	0	0	4	4	10	8	14	14	28	22	32	24	13	12	8	8	SW
(SHADE) N	-2	-2	0	0	2	2	8	8	12	12	14	14	10	10	6	6	4	4	SW (SHADE)
8" HOLLOW TILE OR 8" CINDER BLOCK																			
NE	2	2	2	2	18	10	15	10	11	9	14	12	15	14	14	12	10	10	SE
E	6	4	14	6	26	14	28	18	22	14	14	12	16	14	16	12	12	10	E
SE	5	2	9	3	31	12	28	18	24	17	17	14	17	14	14	12	10	10	SE
S	3	3	3	3	6	3	19	11	34	20	38	21	28	18	18	12	11	11	N
SW	5	2	6	2	6	2	9	7	18	13	31	21	38	24	31	21	10	8	NW
W	6	4	6	4	6	4	8	6	12	10	20	16	32	24	34	24	20	16	W
NW	2	2	2	2	3	2	5	4	10	8	14	12	22	19	28	22	11	10	SW
(SHADE) N	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	8	8	12	12	12	12	8	8	SW (SHADE)
12" BRICK OR 12" HOLLOW TILE OR 12" CINDER BLOCK																			
NE	4	4	4	4	10	4	15	9	14	9	11	9	12	10	12	12	11	10	SE
E	10	8	10	8	16	10	20	12	20	13	18	10	16	12	16	12	14	12	E
SE	11	7	9	7	9	7	18	14	23	18	20	15	15	12	18	12	18	13	SE
S	6	5	6	5	6	5	8	5	16	10	23	14	22	16	16	13	14	11	N
SW	10	6	8	6	8	6	9	7	13	9	18	10	24	18	29	19	24	17	NW
W	10	6	8	6	8	6	9	7	12	8	18	10	22	18	26	18	26	18	W
NW	4	4	4	4	4	4	5	4	7	6	10	8	12	10	17	15	18	15	SW
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	8	8	10	10	10	10	8	8	SW (SHADE)
12" BRICK																			
NE	8	8	8	7	9	6	9	6	11	8	12	7	12	7	11	8	11	8	SE
E	14	10	14	10	14	10	12	8	14	10	16	12	16	12	16	10	16	10	E
SE	13	8	13	9	13	9	13	9	13	9	16	11	18	13	18	13	18	10	N
S	12	8	13	10	10	7	10	7	10	7	13	7	16	10	18	12	17	11	NE
SW	13	8	13	9	13	9	13	9	13	9	13	11	13	11	18	11	17	13	NW
W	14	10	14	10	14	10	12	8	12	8	12	8	12	8	14	10	18	13	W
NW	9	8	9	7	9	6	9	6	9	6	9	6	9	7	11	8	11	8	SW
(SHADE) N	6	6	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	6	6	8	8	SW (SHADE)
8" CONCRETE OR STONE OR 8" OR 8" CONCRETE BLOCK																			
NE	7	5	9	4	8	4	8	4	11	8	15	11	17	13	19	11	11	9	SE
E	8	6	16	10	26	14	26	14	20	12	19	12	16	12	14	12	16	12	E
SE	9	7	9	7	9	7	21	14	23	18	18	12	18	12	18	13	13	11	N
S	9	3	5	3	9	3	18	10	23	18	25	17	19	16	14	11	12	9	NE
SW	8	4	7	4	8	4	11	8	16	13	27	20	28	19	27	20	13	11	NW
W	8	6	8	6	8	6	10	8	14	10	22	18	30	20	28	20	18	12	W
NW	5	4	5	4	5	4	5	4	7	6	13	11	20	18	21	18	9	8	SW
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	8	SW (SHADE)
12" CONCRETE OR STONE																			
NE	7	5	7	4	7	4	13	9	14	9	11	9	11	10	13	12	11	10	SE
E	12	8	10	8	12	8	20	12	20	14	18	12	14	12	18	12	16	12	E
SE	11	7	11	7	11	7	18	11	20	13	20	13	17	13	19	12	18	13	N
S	11	6	8	5	8	5	8	5	16	10	20	15	22	17	19	13	16	11	NE
SW	11	7	11	7	9	7	9	7	11	9	13	11	22	17	24	17	22	18	NW
W	12	8	10	8	10	8	12	8	12	8	14	10	18	12	20	18	24	16	W
NW	7	5	7	4	7	4	7	4	7	4	7	4	7	4	7	4	7	4	SW
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	8	SW (SHADE)

*Table 3-42 is for 40 degrees latitude. It may be used for south latitude for February 20 and October 23.

Table 3-43
Total Equivalent Temperature Differentials for
Walls for May 21 and July 23*

NORTH LATITUDE	SUN TIME																SOUTH LATITUDE						
	A.M.								P.M.														
	8		10		12		2		4		6		8		10			12					
	EXTERIOR COLOR D = DARK L = LIGHT				D				L				D					L					
D		L		D		L		D		L		D		L		D		L		D		L	
FRAME																							
NE	24	12	28	14	18	12	14	12	18	18	16	18	12	12	8	8	4	4	SE				
E	32	16	38	20	34	18	14	12	14	18	18	16	18	12	12	8	8	4	4	E			
SE	15	8	28	18	30	20	28	18	18	16	18	18	12	12	8	8	4	4	NE				
S	-2	-2	8	2	24	14	22	22	28	22	18	18	12	12	8	8	4	4	N				
SW	-2	-2	2	0	8	8	28	24	42	30	44	30	28	22	8	8	4	4	NW				
W	-2	-2	2	2	8	8	22	14	42	30	80	38	24	24	10	10	4	4	W				
NW	-2	-2	2	0	8	8	14	12	28	22	42	28	30	28	8	8	4	4	SW				
(SHADE) N	-2	-2	0	0	8	8	12	12	16	14	14	14	10	10	6	6	2	2	S (SHADE)				
8" BRICK OR STONE VENEER + FRAME																							
NE	0	-2	28	14	22	12	12	8	14	12	16	18	14	14	12	12	8	8	SE				
E	4	2	32	18	33	18	18	18	14	14	18	18	14	14	12	10	8	8	E				
SE	4	0	22	12	30	18	28	18	20	18	16	18	14	14	12	10	8	8	NE				
S	-2	-2	0	0	14	8	28	18	28	20	22	18	14	14	10	10	6	6	N				
SW	2	0	2	0	4	4	14	10	34	24	38	28	38	28	12	10	8	8	NW				
W	2	0	2	2	4	4	12	10	28	20	42	30	44	30	18	18	8	8	W				
NW	-2	-2	0	0	4	4	10	8	14	14	32	24	38	28	14	12	8	8	SW				
(SHADE) N	-2	-2	0	0	2	2	8	8	12	12	14	14	14	14	10	10	6	6	S (SHADE)				
8" HOLLOW TILE OR 8" CINDER BLOCK																							
NE	2	2	2	2	22	12	18	12	12	8	14	12	18	14	14	12	10	10	SE				
E	6	4	14	8	28	14	28	18	22	14	14	12	18	14	16	12	12	10	E				
SE	4	2	4	2	18	10	22	14	22	18	18	14	18	14	14	12	10	8	NE				
S	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	N				
SW	4	2	4	2	4	2	6	6	14	12	28	20	32	24	28	20	10	8	NW				
W	6	4	8	4	6	4	8	8	12	10	28	18	32	24	34	24	20	16	W				
NW	2	2	2	2	4	2	6	4	10	8	14	12	24	20	32	24	12	10	SW				
(SHADE) N	0	0	0	0	0	0	2	2	8	8	12	12	12	12	12	12	8	8	S (SHADE)				
8" BRICK OR 12" HOLLOW TILE OR 12" CINDER BLOCK																							
NE	4	4	4	4	12	4	18	10	18	10	12	8	12	10	12	12	12	10	SE				
E	10	8	10	8	16	10	20	12	20	12	18	10	18	12	16	12	14	12	E				
SE	10	6	8	8	8	8	18	12	20	14	18	14	14	12	14	12	14	12	NE				
S	6	4	6	4	6	4	8	4	12	8	18	12	18	14	14	12	12	10	N				
SW	10	6	8	8	8	8	8	10	12	8	18	10	22	14	28	18	22	18	NW				
W	10	6	8	8	8	8	10	8	12	8	18	10	22	18	28	18	26	18	W				
NW	4	4	4	4	4	4	4	4	8	4	8	10	12	10	18	18	20	16	SW				
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	8	8	10	10	10	10	8	8	S (SHADE)				
12" BRICK																							
NE	10	8	10	8	10	8	10	8	12	8	14	8	14	8	12	8	12	8	SE				
E	14	10	14	10	14	10	12	8	14	10	16	12	16	12	16	10	18	10	E				
SE	12	8	12	8	12	8	12	8	12	8	14	10	16	12	16	12	14	10	N				
S	10	8	10	8	8	8	8	8	8	8	10	8	12	8	14	10	14	10	NE				
SW	12	8	12	8	12	8	12	8	12	8	12	10	12	10	14	10	18	12	NW				
W	14	10	14	10	14	10	12	8	12	8	12	8	12	8	14	10	18	12	W				
NW	10	8	10	8	10	8	10	8	10	8	10	8	10	8	12	8	12	8	SW				
(SHADE) N	8	8	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	6	6	8	8	S (SHADE)				
8" CONCRETE OR STONE OR 6" OR 8" CONCRETE BLOCK																							
NE	8	6	8	4	8	4	8	4	12	8	16	12	18	14	16	12	12	10	SE				
E	8	6	16	10	28	14	28	14	20	12	18	12	16	12	14	12	12	10	E				
SE	8	4	8	8	18	12	18	12	20	14	18	14	14	12	14	12	12	10	N				
S	4	3	4	3	6	3	14	8	18	14	20	14	16	14	12	10	10	8	NE				
SW	4	4	4	4	4	4	10	8	18	12	24	18	28	18	24	18	12	10	NW				
W	8	6	8	8	8	8	10	8	14	10	22	16	30	20	28	20	16	12	W				
NW	8	6	8	8	8	8	8	8	8	8	14	12	22	16	24	18	10	8	SW				
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	8	6	6	S (SHADE)				
12" CONCRETE OR STONE																							
NE	8	6	8	4	8	4	16	10	18	10	12	10	12	10	14	12	12	10	SE				
E	12	8	10	8	12	8	20	12	20	14	18	12	14	12	16	12	16	12	E				
SE	10	8	10	8	8	8	16	10	18	12	18	12	18	12	14	12	14	12	N				
S	8	6	8	6	8	6	8	6	8	6	12	8	16	12	18	14	12	10	NE				
SW	10	8	10	8	8	8	8	8	10	8	12	10	20	16	22	16	20	14	NW				
W	12	8	10	8	10	8	12	8	12	8	14	10	18	12	22	16	24	16	W				
NW	8	6	8	4	8	4	8	8	8	8	10	8	12	10	20	14	22	16	SW				
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	8	S (SHADE)				

*Table 3-43 is for 40 degrees North latitude. It may be used for 40 degrees South latitude for January 21 and November 21.

Table 3-44
Total Equivalent Temperature Differentials for Walls for June 21*

NORTH LATITUDE	SUN TIME																SOUTH LATITUDE			
	A.M.								P.M.											
	8		10		12		2		4		6		8		10			12		
	EXTERIOR COLOR D = DARK L = LIGHT																			
	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L		
FRAME																				
NE	26	13	28	15	17	12	14	12	16	16	16	16	12	12	8	6	4	4	SE	
E	32	18	38	20	34	19	14	14	19	19	19	19	12	12	8	6	4	4	E	
SE	14	7	26	17	28	19	28	18	18	18	18	18	12	12	8	6	4	4	NE	
S	-2	-2	5	2	2	13	28	20	26	21	17	18	12	12	8	6	4	4	N	
SW	-2	-2	2	0	0	8	8	27	23	40	29	42	29	38	21	8	6	4	4	NW
W	-2	-2	2	2	8	8	22	14	42	30	80	24	24	10	10	4	4	4	W	
NW	-2	-2	2	0	0	8	8	14	12	27	22	44	29	38	27	8	6	4	4	SW
(SHADE) N	-2	-2	0	0	0	6	6	12	12	16	14	14	10	10	6	2	2	2	S (SHADE)	
4" BRICK OR STONE VENEER + FRAME																				
NE	0	-2	28	15	23	13	12	8	14	12	16	16	14	14	12	12	8	6	SE	
E	4	2	32	18	33	19	16	16	14	14	16	14	14	12	10	8	8	8	E	
SE	4	0	20	11	28	17	26	17	19	16	16	14	14	12	10	8	8	8	NE	
S	-2	-2	0	0	12	7	23	16	25	19	21	17	14	14	10	10	6	6	N	
SW	2	0	2	0	4	4	14	10	32	23	36	27	34	28	12	10	8	8	NW	
W	2	0	2	0	4	4	10	8	28	20	42	30	44	30	18	16	8	8	W	
NW	-2	-2	0	0	4	4	10	8	14	14	23	28	38	27	14	12	8	8	SW	
(SHADE) N	-2	-2	0	0	2	2	8	8	12	12	14	14	10	10	6	6	6	6	S (SHADE)	
4" HOLLOW TILE OR 8" CINDER BLOCK																				
NE	2	2	2	2	23	13	19	13	12	8	14	12	16	14	14	12	10	10	SE	
E	6	4	14	6	26	14	28	16	22	14	14	12	16	14	16	12	12	10	E	
SE	4	2	4	2	17	9	20	13	21	18	16	14	14	14	12	10	8	8	NE	
S	2	2	2	2	3	2	12	7	23	15	25	17	20	16	12	10	8	8	N	
SW	4	2	4	2	4	2	8	8	14	12	27	19	31	21	27	19	10	8	NW	
W	4	2	4	2	4	2	8	8	12	10	20	16	32	24	34	24	16	16	W	
NW	2	2	2	2	4	2	8	4	10	8	14	12	28	21	32	28	12	10	SW	
(SHADE) N	0	0	0	0	0	0	2	2	8	8	12	12	14	12	12	8	8	8	S (SHADE)	
8" BRICK OR 12" HOLLOW TILE OR 12" CINDER BLOCK																				
NE	4	4	4	4	13	4	18	11	17	10	12	8	12	10	12	12	12	10	SE	
E	10	8	10	8	16	10	20	12	20	12	16	10	16	12	16	12	14	12	E	
SE	9	6	8	6	8	6	18	11	19	12	17	14	14	12	14	12	14	12	NE	
S	5	4	5	4	5	4	5	4	11	7	16	11	17	12	12	11	10	10	N	
SW	10	6	8	6	8	6	10	8	12	8	16	10	22	18	28	18	28	18	NW	
W	10	6	8	6	8	6	10	8	12	8	16	10	22	18	28	18	28	18	W	
NW	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	6	10	8	12	10	19	16	17	SW	
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	8	8	10	10	10	8	S (SHADE)	
12" BRICK																				
NE	10	8	10	8	10	8	10	8	13	6	18	8	18	8	12	8	12	8	SE	
E	14	10	14	10	14	10	12	14	10	14	12	16	12	16	12	16	10	16	E	
SE	12	8	11	8	11	8	11	8	11	6	13	10	18	11	15	12	14	10	NE	
S	8	6	9	7	7	6	7	6	7	6	9	6	11	7	13	9	13	10	N	
SW	12	8	11	8	11	8	11	8	11	8	11	10	11	10	13	10	18	12	NW	
W	14	10	14	10	14	10	12	8	12	8	12	8	12	8	14	10	18	12	W	
NW	10	8	10	8	10	8	10	8	10	8	10	8	10	8	12	8	12	8	SW	
(SHADE) N	6	6	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	6	6	8	6	S (SHADE)	
8" CONCRETE OR STONE OR 8" CONCRETE BLOCK																				
NE	8	6	6	4	6	4	6	4	12	8	17	12	19	14	17	12	12	10	SE	
E	8	6	16	10	26	14	26	14	20	12	16	12	16	12	14	12	12	10	E	
SE	8	4	8	6	17	11	16	12	16	12	15	12	14	12	14	12	12	10	NE	
S	4	3	4	3	5	3	12	7	16	12	18	13	18	13	11	10	8	8	N	
SW	8	4	6	4	8	4	10	6	16	12	23	17	29	17	23	17	12	10	NW	
W	8	4	6	4	8	4	10	6	14	10	22	18	30	20	28	20	18	12	W	
NW	6	4	6	4	6	4	6	4	8	6	14	12	20	16	28	19	10	8	SW	
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	6	S (SHADE)	
12" CONCRETE OR STONE																				
NE	8	6	8	4	8	4	17	11	17	10	12	10	12	10	14	12	12	10	SE	
E	12	8	10	8	12	8	20	12	20	12	14	18	12	14	18	12	16	12	E	
SE	9	6	8	6	8	6	18	9	17	11	17	12	18	12	18	12	14	12	NE	
S	7	5	8	4	8	4	8	4	11	7	14	11	15	12	15	12	11	10	N	
SW	9	6	8	6	8	6	8	6	10	8	12	10	19	12	21	12	12	10	NW	
W	12	8	10	8	10	8	12	8	12	8	14	10	18	12	28	18	24	16	W	
NW	8	6	8	4	8	4	8	6	8	6	10	8	12	10	21	14	23	17	SW	
(SHADE) N	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	8	8	10	10	8	6	S (SHADE)	

*Table 3-44 is for 40 degrees North latitude. It may be used for 40 degrees South latitude for December 22.

Table 3-46

Approximate Time of Day at which Solar Heat Gains are a Maximum
 For Latitude North of 20 Degrees in Northern Hemisphere
 Unequal Window Areas in Various Walls

WINDOWS IN 4 WALLS	WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS		SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS	
	LARGEST GLASS AREAS IN THESE WALLS	SMALLEST GLASS AREAS IN THESE WALLS	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE
	N AND S NE AND SW	E AND W SE AND NW	10 OR 2 8 OR 4	2 3	10 OR 2 8 OR 4	2 3
E AND W SE AND NW	S AND N SW AND NE	9 OR 4 8 OR 4	3 4	8 OR 4 8 OR 4	3 3	

WINDOWS IN 3 WALLS	WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS		SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS	
	LARGEST GLASS AREAS IN THESE WALLS	SMALLEST GLASS AREAS IN THESE WALLS	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE
	N N AND S N AND S	E AND W W E	8 OR 4 2 10	3 2 1	8 OR 4 2 10	3 2 1
NE NE AND SW NE AND SW	SE AND NW NW SE	8 4 8	8 OR 3 3 3	8 4 8	3 3 2	
E E AND W E AND W	S AND N S S	8 8 OR 4 8 OR 4	8 3 3	10 OR 2 8 OR 4 8 OR 4	10 OR 2 3 3	
SE SE AND NW SE AND NW	SW AND NE NE SW	8 8 4	9 OR 2 4 4	8 8 4	2 4 4	
S SW W NW	E AND W SE AND NW S AND N SW AND NE	10 OR 2 4 4 4	2 3 3 4	10 OR 2 4 4 4	2 3 3 3	

WINDOWS IN 2 WALLS	WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS		SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS	
	LARGEST GLASS AREAS IN THESE WALLS	SMALLEST GLASS AREAS IN THESE WALLS	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE
	N N NE NE	E W SE NW	8 4 8 8	2 3 2 4	8 4 8 8	2 3 2 3
E E SE SE	N NE SW S	8 8 8 10	8 8 9 OR 3 1	8 10 OR 1 8 10	10 OR 2 10 OR 1 8 1	
S SW SW W W NW NW	E SE NW N S NE SW	2 3 4 4 4 4 4	1 3 3 3 4 4 4	2 3 4 4 4 4 4	2 3 3 3 4 4 3	

NOTES:

- Figures set "10 or 2" mean one of two different things:
 (a) the excess solar heat gain may be a maximum and have approximately equal values at two different hours of the day.
 (b) The excess solar heat gain may have a maximum value at only one of the two hours given, and not at the remaining hour.
 Which of the two interpretations to use can be determined only for a particular problem.
- In the above tables for windows in more than one wall, combinations of directions through which the sun cannot possibly shine at one time have been omitted. For example, such combinations as north and south, or east and west are not tabulated. For such combinations use either direction alone. Thus, if there are windows in both the east and west walls, use the time of day for the one wall having the largest window area. Similarly, for rooms having windows in north and south walls, use the time of day for windows in only the south wall.
- Buildings having large areas of skylights in their roofs will probably have their maximum solar heat gain, at, or near noon.
- If roofs are the better the insulation, the more closely the time of day when the cooling load is a maximum will tend to approach the time given in the columns headed "floor above."
- The above table is for typical proportions of windows, walls and roof and for average wall, window and roof construction. For special conditions or unusual installations, a check of the heat gain at times which differ from those given in the tables, is recommended.

Table 3-47

Approximate Time of Day at which Solar Heat Gains are a Maximum
 For Latitudes North of 20 Degrees in Northern Hemisphere
 Equal (Approximately) Window Areas In Various Walls

WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS	SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS		WINDOWS IN 4 WALLS
	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	
N, S, E AND W	8 OR 4	3	8 OR 4	3	
NE, SW, SE AND NW	8 OR 4	3	8 OR 4	3	

WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS	SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS		WINDOWS IN 3 WALLS
	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	
N, E AND W	8 OR 4	3	8 OR 4	3	
N, S AND W	4	3	4	3	
N, S AND E	8	10 OR 1	8	2	
NE, SE AND NW	8	8 OR 3	8	3	
NE, SW AND NW	4	3	4	3	
NE, SW AND SE	8	8 OR 3	8	2	
E, W AND S	8 OR 4	3	8 OR 4	3	
SE, NW AND SW	4	3	4	3	

WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS	SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS		WINDOWS IN 2 WALLS
	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	
N AND E	8	8 OR 2	8	2	
N AND W	4	3	4	3	
NE AND SE	8	9 OR 2	8	2	
NE AND NW	8 OR 4	3	8 OR 4	3	
E AND S	8	10 OR 1	8	1	
SE AND SW	8 OR 3	2	8 OR 3	2	
S AND W	4	3	4	3	
SW AND NW	4	3	4	3	

WINDOWS FACE IN FOLLOWING DIRECTIONS	SHADES BEHIND WINDOWS		AWNINGS ON WINDOWS		WINDOWS IN 1 WALL
	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	FLOOR ABOVE	ROOF ABOVE	
N	-	2	-	2	
NE	8	2	8	2	
E	8	8 OR 2	8	2	
SE	9	10 OR 2	9	11 OR 2	
S	12	1	12	2	
SW	3	2	3	2	
W	4	3	4	3	
NW	4	4	4	3	

NOTES:

- Figures set "10 or 2" may mean one of two different things:
 - the excess solar heat gain may be a maximum and have approximately equal values at two different hours of the day,
 - The excess solar heat gain may have a maximum value at only one of the two hours given, and not at the remaining hour.
 Which of the two interpretations to use can be determined only for a particular problem.
- In the above tables for windows in more than one wall, combinations of directions through which the sun cannot possibly shine at one time have been omitted. For example, such combinations as north and south, or east and west are not tabulated. For such combinations use either direction alone. Thus, if there are windows in both the east and west walls, use the time of day for the one wall having the largest window area. Similarly, for rooms having windows in north and south walls, use the time of day for windows in only the south wall.
- Buildings having large areas of skylights in their roofs will probably have their maximum solar heat gain, at, or near-noon.
- If roofs are insulated, the better the insulation, the more closely the time of day when the cooling load is a maximum will tend to approach the time given in the columns headed "roof above."
- The above table is for typical proportions of windows, walls and roof and for average wall, window and roof construction. For special conditions or unusual installations, a check of the heat gain at times which differ from those given in the tables, is recommended.

Table 4-1
Properties of Mixtures of Air and Saturated Water Vapor*
 Table Based on Barometric Pressure of 29.92 Inches.

TEMP. F.	HUMIDITY RATIO WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		ENTHALPY OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0 F (IN BTU)	ENTHALPY OF (SATU- RATED) VAPOR, BTU	ENTHALPY OF MIXTURE OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT IN BTU
	HUMIDITY RATIO				
	POUNDS	GRAINS			
0	0.000787	8.51	0.0	0.838	0.838
2	.000874	8.12	0.480	0.828	1.408
4	.000959	7.78	0.961	1.020	1.991
6	.001047	7.52	1.441	1.142	2.593
8	.001138	7.32	1.922	1.268	3.188
10	.001181	8.21	2.402	1.401	3.803
12	.001184	10.18	2.882	1.550	4.432
14	.001190	11.24	3.363	1.713	5.076
16	.001197	12.40	3.843	1.889	5.733
18	.001199	13.67	4.324	2.088	6.412
20	.001215	15.06	4.804	2.302	7.108
22	.001206	16.58	5.284	2.536	7.820
24	.001188	18.24	5.765	2.792	8.557
26	.001165	20.08	6.245	3.072	9.317
28	.001147	22.03	6.726	3.377	10.103
30	.001124	24.18	7.206	3.709	10.918
32	.001098	26.52	7.686	4.068	11.768
33	.001084	27.61	7.927	4.248	12.169
34	.001074	28.76	8.167	4.418	12.599
35	.001078	29.83	8.407	4.601	13.058
36	.001080	31.18	8.647	4.791	13.548
37	.001082	32.42	8.887	4.987	14.074
38	.001081	33.73	9.128	5.191	14.631
39	.001012	35.08	9.368	5.403	14.771
40	.001015	36.49	9.608	5.622	15.230
41	.001021	37.85	9.848	5.849	15.697
42	.001026	39.47	10.088	6.084	16.172
43	.001030	41.03	10.328	6.328	16.657
44	.001031	42.64	10.568	6.580	17.149
45	.001033	44.31	10.808	6.841	17.650
46	.001035	46.06	11.049	7.112	18.161
47	.001036	47.99	11.289	7.391	18.680
48	.001037	49.70	11.530	7.681	19.211
49	.001037	51.58	11.770	7.981	19.751
50	.001038	53.62	12.010	8.291	20.301
51	.001038	55.83	12.250	8.612	20.862
52	.001038	57.82	12.491	8.948	21.439
53	.001037	59.98	12.731	9.289	22.020
54	.001037	62.23	12.971	9.644	22.611
55	.001035	64.61	13.211	10.01	23.22
56	.001035	67.06	13.452	10.39	23.84
57	.001035	69.51	13.692	10.79	24.48
58	.01030	72.10	13.932	11.19	25.12
59	.01029	74.83	14.172	11.61	25.78
60	.01108	77.86	14.413	12.05	26.46
61	.01149	80.43	14.653	12.50	27.16
62	.01191	83.37	14.893	12.96	27.88
63	.01235	86.48	15.134	13.44	28.61
64	.01280	89.60	15.374	13.94	29.31
65	.01326	92.82	15.614	14.45	30.06
66	.01374	96.18	15.854	14.98	30.83
67	.01424	99.68	16.094	15.53	31.62
68	.01473	103.3	16.334	16.09	32.42
69	.01522	107.0	16.574	16.67	33.23
70	.01582	110.7	16.814	17.27	34.06
71	.01639	114.7	17.054	17.89	34.92
72	.01697	118.8	17.294	18.53	35.81
73	.01757	123.0	17.534	19.20	36.74
74	.01819	127.3	17.774	19.89	37.66

TEMP. F.	HUMIDITY RATIO WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		ENTHALPY OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0 F (IN BTU)	ENTHALPY OF (SATU- RATED) VAPOR, BTU	ENTHALPY OF MIXTURE OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT IN BTU
	HUMIDITY RATIO				
	POUNDS	GRAINS			
75	.01882	131.7	18.018	20.59	38.61
76	.01946	136.4	18.258	21.31	39.57
77	.02018	141.1	18.498	22.07	40.57
78	.02096	146.0	18.740	22.86	41.58
79	.02182	151.1	18.980	23.66	42.62
80	.02278	156.3	19.221	24.47	43.69
81	.02310	161.7	19.461	25.32	44.78
82	.02389	167.2	19.702	26.20	45.90
83	.02471	173.0	19.942	27.10	47.04
84	.02555	178.9	20.183	28.04	48.22
85	.02642	184.9	20.423	29.01	49.43
86	.02731	191.2	20.663	30.00	50.66
87	.02824	197.7	20.904	31.03	51.93
88	.02919	204.3	21.144	32.09	53.23
89	.03017	211.2	21.385	33.18	54.56
90	.03118	218.3	21.625	34.31	55.93
91	.03223	225.6	21.865	35.47	57.33
92	.03330	233.1	22.106	36.67	58.78
93	.03441	240.9	22.346	37.90	60.28
94	.03558	248.9	22.587	39.16	61.77
95	.03673	257.1	22.827	40.49	63.32
96	.03792	265.7	23.067	41.86	64.92
97	.03920	274.4	23.308	43.26	66.56
98	.04048	283.4	23.548	44.68	68.23
99	.04182	292.7	23.789	46.17	69.96
100	.04319	302.2	24.029	47.70	71.73
101	.04460	312.2	24.270	49.28	73.55
102	.04608	322.4	24.510	50.91	75.42
103	.04758	332.9	24.751	52.59	77.34
104	.04911	343.9	24.991	54.32	79.31
105	.0507	355.2	25.232	56.11	81.34
106	.0523	366.8	25.472	57.95	83.42
107	.0540	378.8	25.713	59.85	85.56
108	.0558	391.1	25.953	61.80	87.76
109	.0578	403.7	26.194	63.82	90.03
110	.0594	416.6	26.434	65.91	92.36
111	.0614	430.0	26.675	68.08	94.72
112	.0633	443.9	26.915	70.37	97.19
113	.0654	458.2	27.156	72.79	99.71
114	.0678	473.0	27.397	75.31	102.31
115	.0698	487.7	27.637	77.94	104.98
116	.0719	503.0	27.879	80.68	107.73
117	.0742	519.0	28.119	83.43	110.58
118	.0768	535.8	28.359	86.10	113.46
119	.0790	553.0	28.600	87.86	116.46
120	.0818	570.0	28.841	90.70	119.54
125	.0864	609.0	30.044	106.4	136.46
130	.1118	761.0	31.248	124.7	155.9
135	.1308	916.0	32.452	146.4	176.9
140	.1524	1074.0	33.656	172.0	200.7
145	.1803	1262.0	34.859	202.8	227.4
150	.2125	1488.0	36.063	239.2	275.3
155	.2514	1769.0	37.267	283.8	320.9
160	.2990	2093.0	38.472	337.8	376.3
165	.3581	2507.0	39.677	402.3	448.0
170	.4227	3026.9	40.882	480.6	531.9
175	.4922	3704.4	42.087	581.1	643.2
180	.5678	4504.8	43.292	748.3	781.9
185	.6503	5584.1	44.497	933.3	937.7
190	1.089	7893.0	45.704	1259.0	1301.0
200	2.295	16089.0	46.119	2259.0	2677.0

*Extracted with permission from the 1965 ASHRAE Guide and Data Book.