



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ A R A G O N ”

7  
24

“ ANTE-PROYECTO DEL DISEÑO DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE, VENTILACION Y COLECCION DE HUMOS Y/O GASES, PARA APLICACION COMERCIAL E INDUSTRIAL EN UNA PLANTA DE JOYERIA FINA ”

T E S I S

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN  
Presenta

ANDRES GOMEZ SERAFIN

ASESOR: ING. ARQUIMEDES SOLIS TELLEZ



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **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.

# TESIS CON FALLA DE ORIGEN

# INDICE

PAGS.

## INTRODUCCION.

i - 11

## CAPITULO 1

### I. ASPECTOS TEORICOS DEL AIRE ACONDICIONADO.

#### 1.1 DEFINICION DEL AIRE ACONDICIONADO.

1

1.1.1 Clasificación de los métodos del aire acondicionado.

1.1.2 Aplicaciones del acondicionamiento de aire.

#### 1.2 CONCEPTOS FUNDAMENTALES Y DEFINICIONES.

2 - 12

1.2.1 Transmisión de calor.

1.2.2 Métodos de transferencia de calor.

1.2.3 Transmisión de calor por conducción de diferentes materiales de una barrera.

1.2.4 Transmisión de calor por convección entre la superficie y el aire.

1.2.5 Coeficiente global de transmisión " U ".

1.2.6 Radiación por efecto solar.

1.2.7 Ganancia de calor a través de vidrio sencillo.

1.2.8 Ganancia de calor por radiación a través de muros y techos

1.2.9 Procedimiento para el cálculo de mes y hora pico.

1.2.10 Corrección de A1 equivalente.

#### 1.3 PSICROMETRIA.

13 - 21

1.3.1 Composición del aire.

1.3.2 Propiedades especiales del aire.

1.3.3 Cartas psicrométricas.

1.3.4 Procesos psicrométricos.

#### 1.4 CARGA DE REFRIGERACION.

22 - 27

1.4.1 Condiciones interiores de diseño.

1.4.2 Condiciones exteriores de diseño.

1.4.3 Ganancia de calor por transmisión a través de las barreras.

1.4.4 Ganancia de calor debida al efecto solar.

1.4.5 Ganancia de calor debida a personas.

1.4.6 Ganancia de calor debido a equipo miscelaneo.

1.4.7 Ganancia de calor por iluminación.

1.4.8 Aire de ventilación.

1.4.9 Aire de infiltración.

1.4.10 Enfriamiento evaporativo.

1.5	CARGA DE CALEFACCIÓN.	28 - 31
1.5.1	Condiciones interiores de diseño.	
1.5.2	Condiciones exteriores de diseño.	
1.5.3	Ganancia de calor por transmisión a través de las barreras.	
1.6	CARACTERÍSTICAS DE LOS SERPENTINES.	32 - 35
1.6.1	Procesos con serpentines.	
1.6.2	Características del spray ó rocío.	
1.6.3	Eficiencia de saturación.	
1.6.4	Proceso con spray.	

## CAPÍTULO II

11.	INTRODUCCIÓN A LA VENTILACIÓN INDUSTRIAL.	
2.1	CONDICIONES DE LA VENTILACIÓN.	36 - 37
2.2	REQUERIMIENTOS RESPIRATORIOS.	37 - 38
2.2.1	Mecanismos de adaptación del cuerpo.	
2.2.2	Aclimatización.	
2.3	CONTROL AMBIENTAL.	38
2.4	PRINCIPIOS GENERALES DE LA VENTILACIÓN.	39 - 40
2.4.1	Gravedad específica efectiva.	
2.4.2	Características del flujo de aire del soplador y extractor.	
2.5	REPOSICIÓN Y RECIRCULACIÓN DE AIRE.	40 - 44
2.5.1	Toma de aire.	
2.5.2	Volumen de la toma de aire.	
2.6	CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LA DUCTERÍA.	44 - 45
2.6.1	Cálculo de la caída de presión estática a través del sistema.	
2.7	CLASIFICACIÓN DE LOS MÉTODOS DE VENTILACIÓN.	45 - 50
2.7.1	Diferencia entre la ventilación mecánica y ventilación de gravedad.	
2.7.2	Ventilación dilutiva.	
2.7.3	Aplicación de la ventilación dilutiva.	
2.7.4	Métodos por cambio de aire.	

2.8	VOLUMEN DE AIRE.	50 - 51
2.8.1	Diferencial de temperatura $\Delta T$ (permisible).	
2.9	CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES.	52 - 57
2.10	LEYES DE LOS VENTILADORES.	58 - 63
2.11	CORRECCIONES DE LA DENSIDAD DEL AIRE.	64 - 65

## CAPITULO III

## III. COLECCION DE HUMOS Y/O GASES.

3.1	CONTROL DE LA CONTAMINACION DEL AIRE.	65 - 67
3.2	GASES Y VAPORES.	67 - 69
3.2.1	Características principales de los gases y vapores.	
3.2.2	Propagación de gases y vapores por el aire en un edificio.	
3.3	DISEÑO DE CAMPANAS.	69 - 79
3.3.1	Principios de diseños de campanas.	
3.3.2	Cálculo de las emanaciones.	
3.3.3	Efectos de brida.	
3.3.4	Definiciones.	
3.3.5	Aberturas sencillas.	
3.3.6	Procedimiento del diseño de campanas.	
3.3.7	Coefficiente de entrada y presión estática de la campana.	
3.4	DISEÑO DE LA VELOCIDAD MÍNIMA DEL DUCTO.	80 - 81
3.5	DISTRIBUCION DE AIRE POR REMIJA.	81
3.5.1	Derivaciones contradas de extracción.	
3.5.2	Tomas extremas (END take-off).	
3.6	CALCULO DE LA PERDIDA DE PRESION ESTÁTICA EN LA EXTRACCION DE LA CAMPANA.	81

## CAPITULO IV

## IV. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

4.1	SISTEMA DE AIRE LAVADO (planta beta).	84 - 105
-----	---------------------------------------	----------

- 4.1.1 Consideraciones de diseño.
  - 4.1.2 Condiciones de diseño.
  - 4.1.3 Cálculo de áreas.
  - 4.1.4 Cálculo del coeficiente de transmisión.
  - 4.1.5 Cálculo de mes y hora pico.
  - 4.1.6 Ganancia de calor por equipos.
  - 4.1.7 Hoja de carga térmica para Aire Lavado.
  - 4.1.8 Carta psicrométrica.
  - 4.1.9 Temperatura del aire a la salida de la lavadora.
  - 4.1.10 Balance de aire.
  - 4.1.11 Isométrico del recorrido de ductos.
  - 4.1.12 Cálculo de la caída de presión en ductos.
  - 4.1.13 Selección de equipo y accesorios.
  - 4.1.14 Cálculo de lámina.
- 4.2 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO (Planta Alta). 106 - 123
- 4.2.1 Cálculo de áreas.
  - 4.2.2 Cálculo de coeficientes de transmisión.
  - 4.2.3 Cálculo de mes y hora pico.
  - 4.2.4 Ganancia de calor por equipos.
  - 4.2.5 Hoja de carga térmica para aire acondicionado.
  - 4.2.6 Carta psicrométrica.
  - 4.2.7 Balance de aire.
  - 4.2.8 Isométrico del recorrido de ductos.
  - 4.2.9 Cálculo de la caída de presión en ductos.
  - 4.2.10 Selección de equipo y accesorios.
  - 4.2.11 Cálculo de lámina y aislamiento.

## CAPITULO V

## V. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE VENTILACION.

- 5.1 SISTEMAS DE VENTILACION. 124 - 133  
(Planta Baja, Planta Alta, Sanitarios, Enfermería y Mezzanine)
- 5.1.1 Cálculo de áreas y volumen (Planta Baja).
  - 5.1.2 Cálculo de cantidades de aire.
  - 5.1.3 Isométrico del recorrido de ductos.
  - 5.1.4 Cálculo de la caída de presión en ductos.
  - 5.1.5 Selección de equipo y accesorios.
  - 5.1.6 Cálculo de lámina.
- 5.2 AREA DE PROCESO. 134 - 137
- 5.2.1 Cálculo de áreas y volumen.
  - 5.2.2 Cálculo de cantidades de aire.
  - 5.2.3 Isométrico del recorrido de ductos.
  - 5.2.4 Cálculo de la caída de presión en ductos.
  - 5.2.5 Selección de equipo y accesorios.

5.2.6	Cálculo de lámina.	
5.3	AREA DE PROCESO, COLECCIÓN.	137 - 140
5.3.1	Cálculo de áreas.	
5.3.2	Cálculo del coeficiente de transmisión (invierno).	
5.3.3	Hoja de carga térmica para calefacción.	
5.3.4	Ganancia de calor por iluminación.	
5.3.5	Consumo eléctrico.	
5.3.6	Selección de equipo.	
5.4	SISTEMA DE COLECCIÓN, VESTIDORES HOMBRES Y MUJERES.	141 - 146
5.4.1	Cálculo de áreas, Vestidores Hombres (Panta Baja).	
5.4.2	Cálculo del coeficiente de transmisión (invierno).	
5.4.3	Hoja de carga térmica para Calefacción.	
5.4.4	Ganancia por iluminación.	
5.4.5	Consumo eléctrico.	
5.4.6	Selección de equipo.	

## CAPITULO VI

## VI. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE COLECCIÓN DE HUMOS Y/O GASES.

6.1	CUARTO DE ELECTROLISIS, CAMPANA DE EXTRACCIÓN MEZZANINE.	147 - 150
6.1.1	Dimensionamiento de las parrillas.	
6.1.2	Dimensión de la campana.	
6.1.3	Cálculo de la cantidad de aire.	
6.1.4	Cálculo de la caída de presión en ductos.	
6.1.5	Selección de equipo y accesorios.	
6.1.6	Cálculo de lámina.	
6.2	LABORATORIO (CAMPANA DE EXTRACCIÓN).	151 - 153
6.2.1	Dimensiones de la campana.	
6.2.2	Cálculo de la caída de presión en ductos.	
6.2.3	Selección de equipo y accesorios.	

## CAPITULO VII

## VII. ARREGLO GENERAL DEL PROYECTO.

		154 - 158
NUMERO DEL PLANO:		NO. PLANO
SISTEMA DE AIRE LAVADO (Planta Baja), (SERVICIOS EMPLEADOS)		S.A.L. - 01



SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO (Planta Alta). (OFICINAS ADMINISTRATIVAS)	6-A.A. - 02
SISTEMA DE VENTILACION. (EDIFICIO DE PRODUCCION)	5.V. - 03
ELEVACIONES Y DETALLES. (OFICINAS ADMINISTRATIVAS) Y SERVICIOS EMPLEADOS	E.D. - 04
ELEVACIONES Y DETALLES. (EDIFICIO DE PRODUCCION)	E.D. - 05
CONCLUSION.	159
BIBLIOGRAFIA.	160 - 161

#### A P E N D I C E S.

APENDICE " A "

APENDICE " B "

APENDICE " C "

APENDICE " D "

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

## L U I R O D R U C I O N .

A fines del siglo XIX en Estados Unidos de América se utilizaba el hielo como fuente principal de refrigeración, aprovechándose de este en las temporadas invernales de los lagos y ríos congelados, lo almacenaban en edificios llamándolas casas de hielo.

Fue hasta principios del siglo XX cuando se empezaron a desarrollar los primeros sistemas de refrigeración y calefacción, teniéndose en las primeras un gran impacto dentro de la economía, ya que desde su uso se podía manejar y almacenar y distribuir artículos perecederos tales como: alimentos, medicinas, etc. como también se utilizaron y se siguen utilizando sistemas de aire acondicionado en los procesos de producción de algunos productos en la industria de la transformación tales como textiles, sintéticos, así como también en recintos de salas de computo se han desarrollado sistemas con gran eficiencia, mas económicos y tamafios más apropiados haciendolos mas versatiles en su uso y económica operación.

En México como en muchas partes del mundo los sistemas de aire acondicionado y ventilación son de vital importancia en: hoteles, hospitales, industrias, oficinas, almacenes, áreas de proceso, etc. El objetivo primordial de este trabajo es acondicionar y ventilar el aire en una planta de joyería fina, venta y fabricación de la misma. Aunque los sistemas aquí manejados, fueron necesidad propiamente del cliente, los sistemas son guías prácticas para el diseño de locales similares.

A continuación se hará una descripción de los sistemas en cada Área de la planta.

\* Sistema de Aire Lavado. Se suministrará para las oficinas de planta baja. Este sistema mantendrá condiciones de confort de ( $77^{\circ}\text{F}$  y  $60\%$  de humedad relativa H.R.). El sistema consiste de una Unidad Lavadora de aire y no existirá retorno de aire.

\* Sistema de Aire Acondicionado. Se suministrará para las oficinas de planta alta. Este sistema mantendrá condiciones de confort de ( $75^{\circ}\text{F}$  y  $50\%$  H.R.). El sistema consiste de una Unidad Manejadora de Aire tipo Unizona, interconectado por medio de tubería de cobre a una Unidad Compresora Condensadora enfriada por aire. El retorno de aire se hará por medio de cámara plena, (consiste en sellar todo el plafón para formar un plenum y extraer el aire con una sola toma, conectada a la unidad manejadora, eliminando así el recorrido de ductos a través del sistema).

\* Sistema de Ventilación Mecánica. Se suministrará para el edificio de producción. El sistema consiste de un Ventilador Centrifugo montado dentro de un gabinete fabricado en campo y un

banco de filtros. Contará además de una compuerta operable manualmente, montada en el ducto, con el fin de cerrar el paso del aire al área de horno cuando este opere.

\* Sistema de extracción. Se suministrará pa los sanitarios, vestidores y cuartos de baterías del edificio de producción. El sistema consiste de un Ventilador Centrifugo.

El suministro y extracción de aire se hará por medio de una red de ductos que servirá para la conducción del aire, estos ductos serán hechos de lámina galvanizada conectandose a difusores ó rejillas (inyección - retorno).

Para el caso del aire acondicionado se utilizarán ductos flexibles conectados a lamparas difusor.

\* Sistema de Calefacción. Se suministrará para el área de producción y para los vestidores de hombres y mujeres de las oficinas de la planta baja. El sistema consiste de Unidades Calefactoras Unitarias montadas en columnas  $\frac{1}{2}$  muros. El aire será recirculado dentro de la misma planta, haciendola pasar por un banco de resistencias, montada al frente del equipo.

\* Campanas de extracción ( Electrólisis y Laboratorio). Se suministrará para la extracción de gases en el cuarto de electrólisis y laboratorio en el edificio de producción. Los sistemas consisten de Campanas de Extracción interconectados por medio de ductos a los ventiladores.

En el caso del cuarto de electrólisis la campana y los ductos serán fabricados en lámina de acero inoxidable de  $\frac{3}{16}$ ". y en el caso del laboratorio la campana y los ductos serán fabricados en fibra de vidrio y de un espesor no menor de  $\frac{3}{16}$ ".

C A P I T U L O

I

## 1. ASPECTOS TEÓRICOS DEL AIRE ACONDICIONADO.

### 1.1 DEFINICIÓN DEL AIRE ACONDICIONADO.

El aire acondicionado es la técnica que comprende el control simultáneo y continuo de los factores que afectan las condiciones físicas y químicas de la atmósfera dentro de cualquier recinto destinado a ocuparse por personas o para fines industriales.

Los factores a controlar son:

Temperatura, humedad, movimiento, distribución, y pureza (exenta de polvo, bacterias, olores y gases tóxicos).

#### 1.1.1 Clasificación de los métodos de aire acondicionado.

Aire acondicionado anual ( Verano + Invierno )

Enfriamiento	:- Sistema de agua helada
	:- Sistema de expansión directa
	:- Unidades paquete
	:- Unidades ventanas
Calefacción	:- Sistema de vapor
	:- Sistema de agua caliente
	:- Resistencias eléctricas

Aire acondicionado temporal.

Verano - Refrigeración  
Invierno - Calefacción

#### 1.1.2 Aplicaciones del acondicionamiento de aire.

Las aplicaciones del acondicionamiento del aire son de dos tipos de acuerdo a sus propósitos, para confort o para uso industrial. Cualquier acondicionamiento de aire tiene como función principal la aplicación de aire para confort humano. Ejemplo de instalaciones típicas que se tienen en casas, escuelas, oficinas, iglesias, hoteles, establecimientos comerciales, edificios públicos, fábricas, automóviles, trenes, aviones, barcos, etc. Algunas de las aplicaciones del acondicionamiento de aire en la industria son las siguientes:

- Fabricación de cereales
- Elaboración de productos alimenticios
- Elaboración de productos farmacéuticos
- Elaboración de productos químicos
- En la industria textil, etc.

## 1.2 CONCEPTOS FUNDAMENTALES Y DEFINICIONES.

### 1.2.1 Transmisión de calor.

El calor es una forma de energía en movimiento de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura entre los dos cuerpos.

Pasará calor de un cuerpo a otro sólo cuando exista una diferencia de temperatura entre los dos cuerpos.

La transferencia de calor siempre ocurre de una región de temperatura alta a una región de temperatura baja y nunca en dirección opuesta. Debido a que el calor es energía y en consecuencia si no es consumida o utilizada en algún proceso, la energía térmica que sale del cuerpo debe pasar a ser absorbida por otro cuerpo cuya temperatura sea menor a la del cuerpo que está perdiendo energía. La razón de la transferencia de calor siempre es proporcional a la diferencia de temperatura que provoque la transferencia.

### 1.2.2 Métodos de transferencia de calor.

La transferencia de calor se manifiesta de tres maneras:

**Conducción.** La transferencia de calor por conducción ocurre cuando la energía es transmitida por contacto directo entre las moléculas de un cuerpo simple o entre las moléculas de dos o más cuerpos con buen contacto térmico entre ambos.

La capacidad relativa de un material de conducir calor es conocida como **CONDUCTIVIDAD**.

**Convección.** La transferencia de calor por convección ocurre cuando el calor se desplaza de un lugar a otro por medio de corrientes establecidas mediante un medio que fluye. Estas corrientes se conocen como corrientes de convección y se producen debido al cambio de densidad produciéndose a través de la expansión de la porción calentada del fluido.

**Radiación.** La conducción de calor por radiación ocurre en la forma de movimiento ondulatorio similar a ondas ligeras en donde la energía se transmite de un cuerpo a otro sin necesidad de intervención de la materia.

A la energía térmica transmitida por movimiento de ondas se le llama **Energía Radiante**.

La energía radiante no requiere de materia como medio para la transferencia de calor y por tanto puede ser transmitida a través de un vacío.

La cantidad de energía radiante que pasa a través de un material depende del grado de transparencia de un material altamente transparente tal como: el vidrio o el aire, permitirán pasar mayor cantidad de energía radiante a través de ellos.

mientras que materiales opacos, tales como: metales y corcho, no pueden ser penetrados por ondas de energía radiante y nada pasará a través de ellos.

La cantidad de energía radiante que sea reflejada o absorbida por un material depende de la naturaleza de la superficie del material, o sea de su textura y color.

### 1.2.3 transmisión de calor por conducción a través de diferentes materiales de una barrera.

La ecuación fundamental para calcular la transmisión de calor por conducción a través de una barrera (fig.1.1) fue formulada por J.B. Fourier.

$$q = - KA \, dt/dx$$

donde:

$q$  = Flujo de calor por unidad de tiempo BtU/h

$K$  = Factor proporcional llamado conductividad térmica.  
BtU-Ft/h-Ft<sup>2</sup>-°F

$A$  = Área de la sección donde el calor fluye. Ft<sup>2</sup>

$dt/dx$  = Gradiente de temperatura en dirección del flujo de calor. °F/Ft

Integrando la ecuación anterior:

$$q = - KA \int_{t_1}^{t_2} dt/dx$$

$$q = K A/X (t_1 - t_2) = K A/X \Delta T$$

El término  $R$  (resistencia térmica)

$$R = X/KA$$

por lo tanto  $q = (t_1 - t_2)/R$



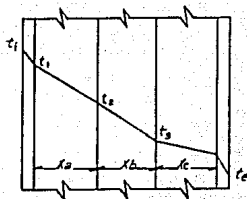


Fig. 1.1 Transmisión de calor a través de una barrera.

Nota: Los valores de R se encuentran tabulados en la tabla No. 34 del Manual Carrier (Materiales de construcción y aislamiento) del apéndice " A "

#### 1.2.4 Transmisión de calor por convección entre la superficie y el aire.

La cantidad de calor transmitida por convección entre una superficie y el aire puede obtenerse usando la expresión de newton:

$$q = fA (t_i - t_1)$$

donde:

$q$  = Flujo de calor por unidad de tiempo. BTU/h

$f$  = Coeficiente de convección térmica o de película. BTU/h-Ft<sup>2</sup>-°F.

$A$  = Área de sección donde el calor fluye. Ft<sup>2</sup>

$t_i$  = Temperatura del aire. °F

$t_1$  = Temperatura de la superficie. °F

En este caso la resistencia térmica es:

$$R = 1/fA$$

#### 1.2.5 Coeficiente global de transmisión de calor " U ".

El coeficiente combinado de transmisión de calor "U" BTU/h-Ft<sup>2</sup>-°F, se puede definir como el flujo de calor por hora a través de 1 ft<sup>2</sup> de barrera, cuando la diferencia de temperatura entre el aire interior y exterior es de 1 °F.

Al recíproco del coeficiente de transmisión de calor "U", es la resistencia al flujo de calor que oponen todos los diferentes materiales de que esta compuesta la barrera, así como por películas de aire interior y exterior.

El flujo de calor que se transmite entre los diversos materiales de la barrera se lleva a cabo por conducción y entre las superficies y el aire es por convección.

La fórmula que se utilizará para calcular la ganancia o pérdida de calor es la siguiente:

$$q = \dot{U}A(t_i - t_e)$$

donde:

q = Flujo de calor total por unidad de tiempo, BTU/h

A = Área de sección donde el calor fluye, ft<sup>2</sup>

U = Coeficiente global de transmisión de calor, BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F

t<sub>i</sub> = Temperatura del aire interior, °F

t<sub>e</sub> = Temperatura del aire exterior, °F

#### 1.2.6 Radiación por efecto solar.

La radiación solar tiene su importancia en la técnica del acondicionamiento del aire ya que se presenta una fuente de calor adicional. Durante el invierno su influencia es muy escasa, pero en verano se hace mas apreciable.

La cantidad de calor del sol, que recibe la tierra sobre la superficie de la atmósfera, varía desde 415 BTU/h-ft<sup>2</sup> (Junio 21) cuando el sol esta más alejado de la tierra, hasta 945 BTU/h-ft<sup>2</sup> (Diciembre 21) cuando el sol está más cerca de la tierra.

El calor solar alcanzado por la superficie de la tierra, es muchísimo menor debido a que la gran parte de la radiación se disipa al cruzar el aire, el humo, la humedad, y el polvo que constituyen la atmósfera terrestre y también por el agua, el vapor de agua y el dióxido de carbono, además, gran parte de la energía solar se refleja hacia la atmósfera.

La radiación total que recibe una superficie en la tierra es la suma de la radiación directa y la radiación difusa.

El calor del sol que llega directamente a la tierra a través de la atmósfera es llamada radiación directa. La radiación difusa proviene principalmente de la atmósfera como consecuencia de la diseminación.

Los valores de las dos radiaciones mencionadas son variables y dependen de dos parámetros principales que son:

1. Limpieza de la atmósfera.
2. La distancia que recorren los rayos solares a través de la atmósfera para llegar a un punto sobre la superficie terrestre.

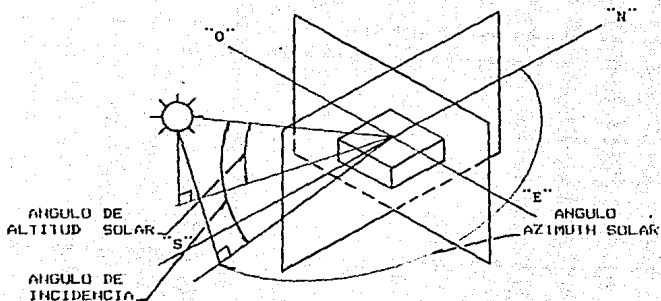


Fig. 1.2 Angulos de azimuth solar.

La posición del sol se define por su altura y azimuth.

El azimuth es el ángulo que forman dos planos verticales, el que pasa por el sol y el que pasa por el norte terrestre. La altura es el ángulo que forman en el plano vertical la dirección del sol y el horizonte, representados en la fig. 1.2.

La cantidad de calor solar transmitida o reflejada por un vidrio ordinario depende del ángulo de incidencia.

El ángulo de incidencia es el ángulo entre la perpendicular de la superficie de la ventana y los rayos solares.

En nuestro hemisferio, los muros al este, sur y oeste, así como los techos, están expuestos a los rayos del sol, a menos que les proyecten sombras los edificios o construcciones adyacentes. Estas superficies están expuestas a los rayos directos del sol y tenemos por consiguiente considerar la hora del día durante la cual se tenga la máxima temperatura exterior y que probablemente sea las últimas horas de la mañana o en las primeras horas de la tarde.

La radiación por efecto solar se estudiará desde dos puntos de vista:

1. Ganancia de calor a través de vidrio sencillo, y
2. Ganancia de calor a través de muros y techo.

### 1.2.7 Ganancia de calor a través de vidrio sencillo.

El calor que se gana en un espacio a través de los cristales depende de los factores siguientes:

1. Latitud.
2. Hora.
3. Mes.
4. Orientación.
5. Limpieza de la atmósfera.

En el espacio acondicionado se origina ganancia de calor por la componente de radiación directa solamente cuando la ventana es atravesada por los rayos solares sin embargo, la componente de la radiación difusa origina ganancia de calor, cualquiera que sea la posición de la ventana en relación con el sol.

La relación de la energía transmitida con la energía reflejada depende del ángulo de incidencia.

Cuando los rayos solares chocan contra una ventana de cristal ordinario se comporta como se aprecia en las fig. 1.3.

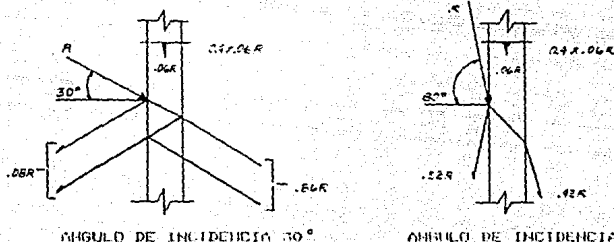


Fig. 1.3 Comportamiento de los rayos solares al chocar contra el cristal de una ventana.

Un cristal ordinario absorbe alrededor del 6% de la energía solar y refleja el resto. De este 6% se transmite el espacio 40%.

Cuando el ángulo de incidencia es de 30° el calor ganado en el espacio vale  $0.06R \times 0.4 + 0.54R = 0.88R$ , y cuando el ángulo de incidencia es de 60°, el calor ganado en el espacio vale:  $0.4 \times 0.06R + 0.42R = 0.94R$ , donde R es el calor recibido en el cristal.

Existen tablas experimentales que según la latitud, tiempo del año y orientación de las ventanas, proporcionan la energía solar que entra al espacio considerado.

La forma de encontrar el calor transmitido al espacio a través de los cristales por efecto solar, es la siguiente:

En la tabla No. 15 del Manual Carrier del apéndice " A ", para 20° latitud norte, y con la orientación del vidrio, se encuentra la ganancia máxima de calor en BTU/h-Ft<sup>2</sup>.

En la parte inferior de la tabla se indican varios factores de corrección, tales como:

- Marco de ventana
- Temperatura de punto de rocío
- Altitud
- Limpieza atmosférica.

La tabla No. 16 del Manual Carrier del apéndice " A " se dan los factores por ganancia solar a través de vidrio.

Por lo tanto, la fórmula a utilizar para calcular la ganancia de calor es la siguiente:

$$q = A q_1 fc$$

donde:

q = Ganancia de calor total en la ventana BTU/h

q<sub>1</sub> = Ganancia máxima de calor en una ventana debida a efecto solar (tabla No. 15)

fc = Factor de corrección (tabla No. 16)

### 1.2.8 Ganancia de calor por radiación a través de muros y techos.

La ganancia de calor a través de muros y techos al exterior de una construcción son normalmente calculados a una hora en la cual se tiene la mayor ganancia de calor. Esto es causado por el calor solar que es absorbido por la superficie exterior y por la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior.

Ambas fuentes de calor son variables en un día y por lo tanto, resulta un flujo de calor inseguro a través de la construcción exterior. Ese flujo de calor es difícil de evaluar para cada situación particular; sin embargo, puede ser manejado mejor por medio de una diferencia de temperatura equivalente a través del muro o techo.

La diferencia de temperatura equivalente es aquella diferencia que resulta del flujo del calor total a través del muro o techo y que es causado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. La diferencia de temperatura equivalente a través del muro o techo debe ser tomada de acuerdo con los diferentes tipos de construcciones y exposiciones, hora del día, localización de la construcción (latitud), y de las condiciones de diseño.

El flujo de calor a través de las estructuras (muros y techos) se calcula con la siguiente fórmula:

$$q = hUA \Delta t_e$$

donde:

q = Flujo de calor. BTU/h

A = Area de la superficie. Ft<sup>2</sup>

U = Coeficiente global de transmisión de calor.  
BTU/h-Ft<sup>2</sup>-°F

t<sub>e</sub> = Diferencia de temperatura equivalente. °F

La diferencia de temperatura equivalente para muros y techos están dadas en la tabla No. 19 y 20 del Manual Carrier, del apéndice " A ". estas tablas se basan en las condiciones siguientes:

1. Ganancia solar en Julio a 40° Latitud Norte.
2. Rango diario de 20 °F (es la diferencia promedio entre la temperatura de bulbo seco mayor y menor en un periodo de 24 hrs. en un día).
3. Tbs exterior de 95 °F. Tbs diseño interior de 80 °F.
4. Color de paredes y techos oscuros.
5. Tiempo solar.

Todos los conceptos anteriormente mencionados se utilizan para el cálculo del mes y hora pico en el cual se tiene la mayor ganancia solar durante el año, además para otros meses y latitudes se corregirán las diferencias de temperaturas equivalentes de acuerdo a las formas anexas, del punto 1.2.10 de este capítulo.

### 1.2.9 Procedimiento para cálculo de mes y hora pico.

El cálculo de mes y hora pico sirve para evaluar la ganancia de calor a través de muros, cristales y techos de un edificio o construcción a una hora y un mes determinado en la cual se tiene la mayor ganancia de calor. A continuación se describirán los puntos a seguir para la determinación del mes y hora pico.

1. Identificar la orientación del edificio.
2. Cálculo de Áreas de muro, ventanas (cristal) y techos de acuerdo con la orientación del edificio.
3. Consultar la tabla No. 6 del manual Carrier del apéndice " A " y con la mayor área del cristal o techo, con Latitud Norte  $20^{\circ}$  y la orientación, se seleccionan los meses probables donde exista la mayor ganancia de calor solar.
4. De la tabla No. 15 del manual Carrier del apéndice " A " y de acuerdo con el punto anterior, chequeando con el mes y Latitud Norte  $20^{\circ}$  determinamos la hora donde se tiene la mayor ganancia solar.
5. Con los meses y horas determinados se procede a calcular con la siguiente fórmula, una serie de iteraciones hasta encontrar la máxima ganancia de calor, encontrando así el mes y la hora pico.  
$$Q = A \times \text{Ganancia de Calor Solar.}$$

#### Notas:

1. Paramuro se utiliza la tabla No. 19 del manual Carrier del apéndice " A ".
2. Esto sólo es cálculo estimativo y simplificado.

### 1.2.10 Corrección de $\Delta t$ equivalente

MES \_\_\_\_\_ HORA \_\_\_\_\_ hrs. (Máxima exposición al Lado SW para Latitud Norte  $20^\circ$ )

a). TDS = \_\_\_\_\_ ° F = \_\_\_\_\_ ° C

THH = \_\_\_\_\_ ° F = \_\_\_\_\_ ° C

Rango diario  $20^\circ$  F

b). De la tabla No. 2 del Manual Carrier, del apéndice "A", con rango diario  $20^\circ$  F y \_\_\_\_\_ hrs. Se obtienen los siguientes factores de corrección por hora del día:

TDS = \_\_\_\_\_ ° F

THH = \_\_\_\_\_ ° F

c). Restando a las temperaturas exteriores de diseño los factores de corrección por hora del día se tienen:

TDS = \_\_\_\_\_ ° F

THH = \_\_\_\_\_ ° F

d). Para obtener el rango anual: temperatura de diseño corregida para Verano - temperatura de diseño para invierno.

= \_\_\_\_\_ ° F

e). Con rango anual de temperatura de \_\_\_\_\_ y el mes de \_\_\_\_\_ de la tabla No. 3 del Manual Carrier, del apéndice "A", se obtiene la corrección por mes del año.

TDS = \_\_\_\_\_ ° F

THH = \_\_\_\_\_ ° F

f). Restando a las temperaturas del inciso III las correcciones por mes del año del inciso V.

TDS = \_\_\_\_\_ ° F      THH = \_\_\_\_\_ ° F



g). Corrección a las temperaturas equivalentes.

$TBS_{ext} - TBS_{int} = \dots = \text{°F}$  y rango diario de 20 °F en la tabla No. 20-A del Manual Carrier, del apéndice " A " obtenemos °F que restaremos o sumaremos a  $A_{tem}$  y  $A_{tes}$ .

h).

Donde:

$A_{te}$  = Diferencia de temperatura equivalente para mes y día considerado.

$A_{tes}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared o techo a la sombra, tabla No. 19 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

$A_{tem}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared o techo soleado, tabla No. 19 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

$RS$  = Ganancia máxima de calor en BTU/hr -F<sup>2</sup> correspondiente al mes y latitud supuestos a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de la pared); u horizontal (techo), tabla No. 6 ó tabla No. 15 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

$RM$  = Ganancia máxima de calor en BTU/hr -F<sup>2</sup> correspondiente al mes de Julio 40° de latitud Norte, a través de una superficie acristalada vertical, para la orientación considerada (pared) u horizontal (techo), tabla No. 6 ó tabla No. 15 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

EXP	$A_{te}$	$A_{tes}$	$RS$	$RM$	$A_{tem}$
N					
S					
E					
O					
TECHO					

### 1.3 PSICROMETRÍA.

Es aquella rama de la Física que trata de la determinación o medición de las condiciones atmosféricas particularmente en lo relacionado con la humedad mezclada con el aire.

#### 1.3.1 Composición del aire.

El aire atmosférico es una mezcla de gases y vapor de agua.

El aire seco (aire sin vapor de agua) tiene la siguiente composición:

Elemento	Volumen %	Peso %
Nitrógeno	78.1	76.0
Oxígeno	20.9	23.1
Argón, dióxido de Carbono, Helio.		
Neon.	1.0	0.2

Con respecto al aire seco, su composición es la misma en cualquier lugar. Por otra parte, la cantidad de vapor de agua en el aire varía de un lugar a otro y de acuerdo con las condiciones atmosféricas locales, y por lo normal es de 1 a 3% de la masa de mezcla. Se utiliza el concepto de aire seco por que facilita los cálculos psicrométricos.

#### Ley de Dalton.

La ley de Dalton de la presión parcial establece que, en cualquier mezcla mecánica de gases y vapores:

1. Cada gas o vapor en la mezcla ejerce una presión parcial individual que es igual a la presión que el gas ejercería si este sólo ocupase todo el espacio.

2. La presión total de la mezcla gaseosa es igual a la suma de las presiones parciales ejercidas por cada uno de los gases o vapores en particular.

#### \* Humedad Relativa (H.R.)

La humedad relativa (HR) se define también como la relación expresada en por ciento de la densidad del vapor real entre la densidad del vapor a las condiciones de saturación.

$$HR = \frac{\text{Presión parcial real}}{\text{Presión parcial de saturación}} \times 100$$

\* Humedad específica o relación de humedad. (W5)

Se define como la masa del vapor de agua por unidad de masa del aire seco. Se expresa en granos por libra de aire seco gr/lb de aire seco, o libras por libras de aire seco lb/lb de aire seco.

\* Entalpía del aire o contenido de calor.

El aire tiene calor sensible y calor latente. El calor total o entalpía del aire a cualquier condición es la suma del calor sensible y el calor latente contenidos en el mismo.

\* Calor sensible.

La energía térmica que cause o produzca un cambio en la temperatura de la sustancia se le llama calor sensible.

\* Calor Latente.

La energía térmica que cause o produzca un cambio en la fase de la sustancia se le llama calor latente.

1.3.2 Propiedades especiales del aire.

\* Temperatura de bulbo seco. ( TBS, ° F )

Es la temperatura que se mide con un termómetro ordinario y su definición es la correspondiente a la medida del calor sensible del aire.

\* Temperatura de bulbo húmedo. ( THB, ° F )

Es la temperatura que se mide con un termómetro ordinario cuyo bulbo está envuelto con un pabilo humedecido. Indica la cantidad de calor contenido en el aire.

A la diferencia de temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo se le llama depresión de bulbo húmedo y dependerá de la humedad relativa del aire.

\* Temperatura del punto de rocío. ( TR, ° F )

Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire está saturada, es decir, la temperatura del punto de rocío del aire será siempre la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial ejercida por el vapor de agua.

#### \* Humedad absoluta.

Al vapor de agua contenido en el aire que se le llama humedad. La humedad absoluta del aire, es la masa del vapor de agua por unidad de volumen de aire. Tambien se le conoce como densidad de vapor. Se expresa en libras<sup>3</sup>.

#### 1.3.3 Cartas psicrometricas.

Las cartas psicrometricas son graficas que representan las propiedades psicrometricas del aire. Estas permiten el analisis de datos psicrometricos y procesos facilitando la solucion de problemas. Se utilizara cartas psicrometricas a 7500 pies sobre el nivel del mar (P.S.H.M.).

#### 1.3.4 Procesos Psicrometricos.

En la fig. 1.4 estan representados los procesos fundamentales de acondicionamiento de aire.

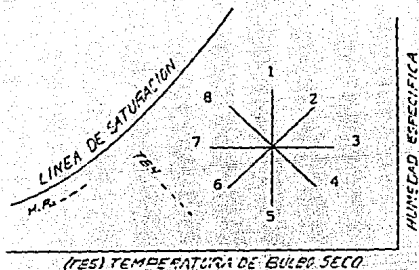


Fig. 1.4 Procesos psicrometricos.

0.1 Humidificación únicamente.

IPS : cte. ( Calor sensible constante )  
Ws : Aumenta.  
TR : Aumenta. ( Calor latente )  
IPH : Aumenta.  
HR : Aumenta.

0.2 Humidificación y calentamiento.

IPS : Aumenta. ( Calor sensible )  
Ws : Aumenta.  
TR : Aumenta. ( Calor latente )  
IPH : Aumenta.

0.3 Calefacción únicamente.

IPS : Aumenta. ( Calor sensible )  
Ws : Aumenta.  
TR : Aumenta. ( Calor latente constante )  
IPH : Aumenta.  
HR : Decrece.

0.4 Calefacción deshumidificación. ( Método Químico )

IPS : Aumenta. ( Calor sensible )  
Ws : Decrece.  
TR : Decrece. ( Calor latente )  
IPH : Puede ser: a) Constante. ( adiabático )  
b) Disminuir. ( acercandose a 0.5 )  
c) Aumentar. ( acercandose a 0.3 )  
HR : Decrece.

0.5 Deshumidificación únicamente.

IPS : Constante. ( Calor sensible cte. )  
Ws : Decrece.  
TR : Decrece. ( Calor latente )  
IPH : Decrece.  
HR : Decrece.

0.6 Enfriamiento y Deshumidificación.

IPS : Decrece. ( Calor sensible decrece )  
Ws : Decrece.  
TR : Decrece. ( Calor latente )  
IPH : Decrece.  
HR : Decrece.

Este proceso ocurre cuando ESH y GSHF son menos que 1.0.  
 El ESHF para estas aplicaciones puede variar desde 0.95 cuando la carga predominante es sensible, a 0.40 cuando la carga predominante es latente.

### 0.7 Enfriamiento únicamente.

- IRB : Disminuye. ( Calor sensible )
- Ws : Constante.
- TR : Constante. ( Calor latente )
- TIH : Disminuye.
- HR : Aumenta.

### 0.8 Enfriamiento y humidificación.

- IRB : Disminuye. ( Calor sensible )
- Ws : Aumenta.
- TR : Aumenta. ( Calor latente )
- TIH : Puede ser: a) Constante. ( adiabático )  
 b) Disminuir. ( acercándose a 0.7 )  
 c) Aumenta. ( acercándose a 0.4 )
- HR : Aumenta.

#### \* Factor de calor sensible.

Es la relación entre el calor sensible y el calor total. El calor total es la suma de calor sensible y calor latente.

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH}$$

donde:

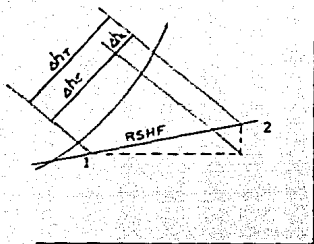
- SH = Factor de calor sensible.
- SH = Calor sensible.
- LH = Calor latente.
- TH = Calor total.

#### \* Factor de calor sensible del cuarto (RSHF).

Es la relación del calor sensible del cuarto y el calor total del cuarto.

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{RSH}{RTH}$$

El suministro de aire a un espacio acondicionado debe tener la capacidad de compensar simultáneamente las cargas de calor sensible y latente. El RSHF se representa en un diagrama psicrométrico de la manera siguiente:



1. Suministro de aire al espacio.
2. Condición del cuarto.

Fig. 1.5 RSHF Línea trazada entre las condiciones del cuarto y el suministro de aire.

#### 4 Gran Factor de Calor Sensible Total ( GSHF )

El gran factor de calor sensible es el radio del calor total sensible para la carga del gran calor total que en las condiciones del aparato manejará, incluyendo las cargas de calor de aire exterior. Este radio es determinado por la siguiente ecuación:

$$GSHF = \frac{TSH}{TSH + TSH} = \frac{TSH}{GTH}$$

La condición del aire entrando al aparato (condición de mezcla del aire exterior y el de retorno al cuarto) y la condición del aire a la salida del aparato, puede ser trazado sobre la carta psicrométrica y computeda por una línea 1 y 2. En la fig. 1.6 se representa la línea GSHE.

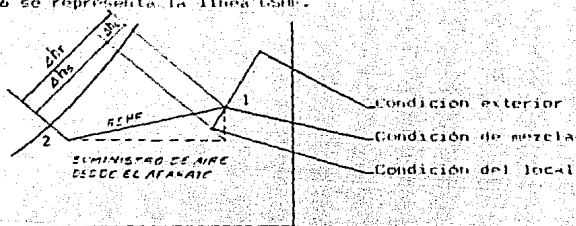


Fig. 1.6 GSHE Línea trazada entre las condiciones de mezcla del aparato y las condiciones de salida del aparato.

Esta línea representa el proceso psicrométrico del aire pasando a través del aparato acondicionador.

\* Cantidad de aire requerido.

La cantidad de aire requerido para compensar simultáneamente carga sensible y latente del cuarto y la cantidad de aire requerido por el aparato para manejar la carga sensible y latente total, puede ser calculada, usando la condición de sus respectivos RSHF y GSHE.

Para una condición particular, cuando las líneas RSHF y GSHE son representadas sobre una carta psicrométrica en la fig. 1.7, la intersección de las dos líneas 1 representa la condición de suministro de aire al espacio. Esta es también la condición de salida del aire del aparato.

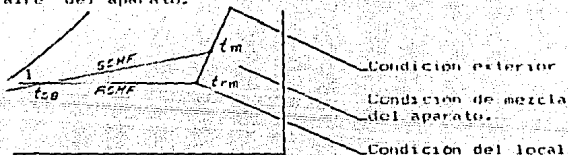


Fig. 1.7 RSHF y GSHE. Líneas trazadas sobre un esquema de la carta psicrométrica.



La cantidad de aire requerido para satisfacer las cargas del cuarto puede ser calculada con la ecuación siguiente:

$$CFM_{sa} = \frac{RSH}{1.08 (t_{rm} - t_{sa})}$$

La cantidad de aire requerido por el aparato acondicionador para satisfacer la carga total de aire acondicionado.

$$CFM = \frac{TSH}{1.08 (t_m - t_{sa})}$$

\* Factor de Bypass ( BF )

Este factor es una función de las características físicas y de operación de un aparato acondicionador y, como tal, representa la cantidad de aire el cual es considerado que pasa a través del aparato acondicionador completamente inalterado.

\* Temperatura Efectiva de la superficie.

Para obtener la selección del aparato mas económico, la temperatura efectiva de la superficie es usada para calcular la cantidad de aire requerida y para la selección de aparatos. Esta temperatura es conocida como el punto de rocío del aparato (adp).

\* Factor de Calor Sensible Efectivo. ( ESHEF )

El ESHEF es la relación del calor sensible efectivo del cuarto y las cargas sensible y latentes efectivas del cuarto.

El calor sensible efectivo del cuarto esta compuesto del calor sensible del cuarto ( RSHF ) mas aquella porción de carga sensible de aire exterior la cual es considerada que esta siendo bypassada, inalterada, a través del aparato acondicionador.

El calor latente efectivo del cuarto esta compuesto del calor latente del cuarto ( RSHF ) mas aquella porción de carga latente del aire exterior la cual es considerada que esta siendo bypassada, inalterada, a través del aparato acondicionador.

Esta relación es expresada como:

$$ESHEF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} = \frac{ERSH}{ERTH}$$

La carga de aire exterior bypassada es aquella que esta incluida en el cálculo de ESHF, y es carga impuesta sobre el espacio acondicionado de la misma manera que la carga de infiltración. La carga de infiltración llega a través de puertas y ventanas; la carga de aire exterior bypassada es suministrada al espacio a través del sistema de distribución de aire.

La fig. 1.8 ilustra la relación de RSHF, GSHF, DF, ADP, y ESHF.

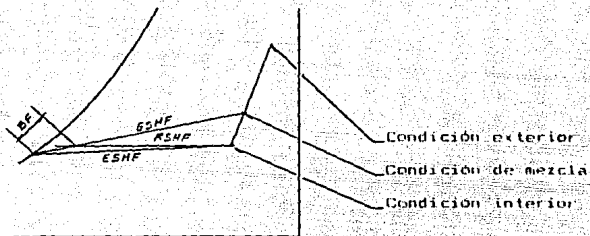


Fig. 1.8 RSHF GSHF ESHF Líneas trazadas sobre un esquema de la carta psicrométrica.

#### 1.4 CARGA DE REFRIGERACION.

En un espacio por acondicionar (Enfriar), la cantidad de calor que debe de moverse con el equipo acondicionador, se le llama carga de refrigeración.

Las principales ganancias de calor, para determinar la carga de refrigeración son las siguientes:

- Ganancia debida a la transmisión de calor a través de barreras tales como: muros, techos, o plafones, divisiones o cancelos, pisos puertas y ventanas, causada por la diferencia de temperatura existente entre los dos lados de la barrera.

- Ganancia de calor debido al efecto solar, la cual se clasifica en:

a) Calor transmitido por radiación a través de cristales y absorbido con el interior del espacio.

b) Calor absorbido por las paredes o techos expuestos a los rayos solares, transmitido al interior.

- Ganancia de calor debida a los ocupantes.

- Ganancia de calor debida a maquinaria, aparatos, equipo eléctrico, iluminación, equipo de combustión y equipo diverso.

- Ganancia de calor debido al aire de infiltración.

- Ganancia de calor debida al aire de ventilación.

La tabla No. 1 " hoja de cálculo para carga térmica ", servirá para determinar la Carga de Refrigeración para aire acondicionado, por el método Carrier.

Se dará una breve explicación de como llenarla y se anexarán tablas para la obtención de datos.





E.N.E.P.

APARION

## "Hoja de Cálculo para Carga Térmica"

LUGAR \_\_\_\_\_

ESPACIO USADO \_\_\_\_\_

TAMAÑO      x      x      PRES      PIES     

PARTIDA AREA D BANANCA SOLAR O AT FACTOR BTU/HORA

BANANCA SOLAR POR VEDRO

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

BANANCA SOLAR Y DE TRANSMISION POR MUR O AZOTEAS

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

BANANCA SOLAR Y DE TRANSMISION POR MUR O AZOTEAS

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

BANANCA POR TRANSMISION EXCEPTO MUR O Y AZOTEAS

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

CALOR INTERNO PERSONAS O

EQUIPOS O

ILUMINACION O

MOTOR O

BANANCA AL PISO O

SUBTOTAL

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

CALOR LATENTE MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

BANANCA POR VEDRO PERSONAS O VENTILACION O

EQUIPOS O

ILUMINACION O

MOTOR O

BANANCA AL PISO O

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

CALOR DEL AIRE EXTERIOR MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

MUR O

CUBIC O

TRANSMISION O

ESTIMADO PARA

CONDICIONES DE OPERACION

MUR CARBON

LATITUD

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

CONDICIONES DE S

## COMPOSICION

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

STANDARD PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO PISO/PCO

#### 1.4.1 Condiciones Interiores de Diseño.

Se obtiene de la tabla No.4 del Manual Carrier, del apéndice " A ". Las condiciones recomendables durante el verano varían desde 71 a 85 °F, con humedades que van desde 40 a 60 % como máximo.

Estos datos se anotarán en la hoja de cálculo para cada térmica en el punto marcado con el No. 1.

#### 1.4.2 Condiciones Exteriores de Diseño.

Las condiciones exteriores de diseño para diversas ciudades de la República mexicana se encuentra tabuladas en publicaciones de la Asociación Mexicana de Ingenieros en Calefacción y Acondicionamiento de Aire ( AMICA ). También se encuentran tabulados en los datos climatológicos del lugar en cuestión.

Estos datos se anotarán en el punto No. 1.

#### 1.4.3 Ganancia de Calor por Transmisión a través de las Barreras.

La transmisión de calor a través de barreras se calcula de la misma forma a la descrita en los puntos: Factores de calor, Carga de refrigeración, Carga de calefacción, de este capítulo.

Se anexa la tabla No.39 del Manual Carrier del apéndice " A " para obtener los valores de la resistencia térmica R de los materiales de la barrera.

Estos datos se anotarán en el punto No. 2.

#### 1.4.4 Ganancia de Calor debida al Efecto Solar.

##### \* Ganancia de Calor debida a Vidrios Ordinarios.

La ganancia de calor a través de vidrios se calcula de la misma forma a la descrita en el punto, Ganancia de calor a través de vidrio sencillo.

Se anexan las tablas No. 15 y 16 del Manual Carrier del apéndice " A ".

Estos datos se anotarán en el punto No. 3.

##### \* Ganancia de Calor a través de Muros y techos.

Esta ganancia se calcula de la misma manera a la descrita en el punto, Ganancia de calor por radiación a través de muros y techos.

Se anexan las tablas No. 19, 20, 20A, 2 y 3 del manual Carrier del apéndice " A ".

Estos datos se anotarán en el punto No. 4.

#### 1.4.5 Ganancia de Calor debida a Personas.

La ganancia de calor producida por los ocupantes del espacio a enfriar está tabulada, y depende de la propia actividad que las personas desarrollen dentro del espacio y de la temperatura dentro de ese ambiente.

La ganancia de calor por personas está dividida en dos partes:

- a) Ganancia de calor sensible y
- b) Ganancia de calor latente.

La tabla No. 48 del Manual Carrier del apéndice "A" tiene tabuladas las ganancias de calor sensible y latente para diferentes condiciones interiores y diferentes grados de actividad en personas.

Estos datos se anotarán en los puntos No. 5 y 6.

#### 1.4.6 Ganancia de Calor debida a Equipo Misceláneo.

Para obtener la ganancia de calor por equipo que se tenga instalado en el espacio por acondicionar, se recurre a tablas experimentales. Las tablas No. 50, 51, y 52 del Manual Carrier del apéndice "A", tienen tabulados las ganancias de calor, tanto sensible como latente, para algunos equipos.

La tabla No. 53 del Manual Carrier del apéndice "A", tiene tabulados las ganancias de calor para motores eléctricos.

Estos datos se anotarán en los puntos No. 5 y 6.

#### 1.4.7 Ganancia de Calor por Iluminación.

La ganancia de calor por iluminación se encuentra tabulada en la tabla No. 49 del Manual Carrier del apéndice "A".

Estos datos se anotarán el punto No. 5.

#### 1.4.8 Aire de Ventilación.

El aire de ventilación es el aire requerido para dividir el  $CO_2$  de la combustión fisiológica, aunque la mayoría de las veces la cantidad de aire requerida depende de la contaminación del aire por olores y humos.

El volumen del local por acondicionar, el número de personas y la contaminación son los principales factores para determinar la cantidad de aire necesario.

Para el caso de ventilación en locales acondicionados, los estándares de ventilación basados en cambios de aire por hora, no son recomendables, es preferible utilizar los referidos al número de personas.

La tabla No. 43 del Manual Carrier del apéndice " A ", proporciona los estándares de infiltración para varias aplicaciones. Los datos se anotarán en el punto No. 9.

#### 1.4.9 Aire de infiltración.

El aire de infiltración es el aire frío que penetra al interior de un local, a través de ranuras de puertas y ventanas.

Esta pérdida depende del tipo de sello existente entre puertas y ventanas y de la velocidad del viento.

Para el desarrollo del presente trabajo se utilizará el método de ránura. Este método consiste en medir la longitud de todas las ranuras de puertas y ventanas, y por medio de tablas experimentales, se calcula la infiltración total.

La tabla No. 44 del Manual Carrier del apéndice " A ", proporciona los datos experimentales para diversos tipos de puertas y ventanas. Estos datos se anotarán en el punto No. 9.

#### 1.4.10 Enfriamiento Evaporativo.

Una aplicación del enfriamiento evaporativo es el de remover simultáneamente calor sensible y aumentar humedad al aire. La temperatura del agua en spray permanece constante a la temperatura del bulbo húmedo del aire. Este es un proceso en el cual no es aprovechado resquezo del agua en spray.

El enfriamiento evaporativo es comúnmente usado para aplicaciones donde la humedad relativa es controlada, pero donde no se requiere control para la temperatura de bulbo seco del cuarto. Cuando la temperatura de bulbo seco es mantenida durante el invierno, el calor debe ser disponible para este sistema.

Esto usualmente se logra cuando un serpentín de recalentamiento. Cuando la humedad relativa es controlada junto con la temperatura de bulbo seco del cuarto durante el invierno, una combinación de serpentines de precalentamiento y agua en spray, es requerido, éste último proceso cubre del enfriamiento evaporativo a un proceso de humidificación.

El enfriamiento evaporativo puede ser usado en aplicaciones industriales donde la humedad relativa es crítica, y también en climas secos donde el enfriamiento evaporativo da alguna medida de relieve para remover calor sensible.



### 1.3 CARGA DE CALEFACCION.

Calefacción. En invierno por lo general, el problema consiste en calentar y humidificar el aire en un espacio. La calefacción trata del proceso de aumentar y mantener más alta, que su alrededor, la temperatura de un espacio dado, por ejemplo:

Cuando la temperatura interior de un edificio es superior a la del aire exterior, se produce una pérdida continua de calor del edificio, entonces el sistema de calefacción deberá proveer la cantidad necesaria de calor para mantener la temperatura deseada dentro del edificio.

Para determinar la carga de calefacción en un local por acondicionar, se deberán calcular todas las pérdidas o ganancias de calor que pueden intervenir. Las mas importantes son las siguientes:

- \* Transmisión de calor a través de paredes, pisos, techos, ventanas, puertas, etc.

- \* Pérdidas de calor sensible o latente debidas al aire que entra al espacio, ya sea por infiltración o por ventilación positiva.

- \* Ganancias o pérdidas de calor debidas a otros factores, como personas, motores, iluminación, etc.

La tabla No. 2 " Hoja de cálculo para carga térmica, Calefacción " de la página siguiente, servirá para determinar la carga de calefacción. Dicha tabla está basada en el método Carrier.



E. N. E. P.

ARAGON

## Tabla No. 2 "Boja de Cálculo para Carga Térmica Calefacción"

LUGAR: \_\_\_\_\_

ESPACIO USADO: \_\_\_\_\_

CONDICIONES DE CALEFACCION				TEMP. AIRE ENTRADA A LA UNIDAD			
INT.	85	W	Y/HR	GR/LB	% AIRE EXT	W	%
EXT.	85	W	Y/HR	GR/LB	% AIRE RECIB.	W	%
DIF.	W		DIF.	GR/LB	TOTAL (TEMP DEL AIRE DE ENT FROM)		
TEMP INT MAS CORRECCION DE TEMPERATURA POR ALTURA							
SUPERFICIE	P T 2	FACTOR TRANSM	BTU/HR POR W DIF.	BTU TOT. / W	DIF. DE TEMP. DIF.	BTU/HR.	

INFILTRACION			PERDIDAS POR TRANSM. TOT.		
METODO DE RANURAS	METODO DE AREAS	CFM	FACTOR GRADIENTE DE TEMP.		
VENTANAS	FT <sup>2</sup> OB		AIRE EXT.	CFM	FT <sup>2</sup> OB
TRACALIZ	FT <sup>2</sup> OB		INFILTRACION	CFM	FT <sup>2</sup> OB
PUERTAS	FT <sup>2</sup>		SUBTOTAL		
USO	FT <sup>2</sup>		FACTOR DE SEGURIDAD %		
	TOTAL		GRAN TOTAL PERDIDAS DE CALOR		
METODO DE CAMBIO DE AIRE		CFM	HUMIDIFICACION		AGUA EVAPORADA
40	FT <sup>2</sup>		CFM	CFM	GRABER
	CM	CAMBIO/HR		1500	LB/HR

SELECCION DE EQUIPO										
CANTIDAD	TAMANO DE LA UNIDAD	RPM	CFM	TEMP. FINAL W	RENDIMIENTO BASICO	BTU CONSTANTES	CAPACIDAD INSTALADA	CONDICIONES DE VAPOR LB/HR	AGUA CALIENTE GPM	GAS/HR



#### 1.5.1. Condiciones interiores de diseño.

Se obtienen de la tabla No. 4 del Manual Carrier del apéndice " 6 ".

Estos datos se anotarán en la hoja de cálculo para carga térmica, Calentamiento en el punto marcado con el punto No. 1.

#### 1.5.2. Condiciones exteriores de diseño.

Al igual que las condiciones exteriores de diseño para verano, las de invierno se encuentran tabuladas en las tablas de la ( AMICA ) o en los datos climatológicos del lugar.

Estos datos se anotarán en el punto No. 1.

#### 1.5.3. Ganancia de calor por transmisión a través de las barreras.

La transmisión de calor a través de barreras se calcula en la misma forma a la descrita en los puntos: Carga de Refrigeración, de este capítulo.

Estos datos se anotarán en el punto No. 2.

## 1.6 CARACTERÍSTICAS DE LOS SERPENTINES.

En la operación de serpentines, el aire es impulsado o forzado sobre una serie de tubos a través de los cuales, agua fría, refrigerante, agua caliente o vapor, está fluyendo. Como el aire pasa sobre la superficie de los serpentines, es enfriado, enfriado y deshumidificado o calentado dependiendo de la temperatura del líquido fluyendo a través de los tubos.

### 1.6.1 Procesos con Serpentines.

Los serpentines son capaces de calentar o enfriar el aire a un contenido de humedad constante o simultáneamente enfriar y deshumidificar el aire. Como los serpentines no pueden incrementar el contenido de humedad del aire, agua en spray sobre la superficie de los serpentines debe de ser agregada si la humidificación es requerida.

En la fig. 1.9 muestra varios procesos que pueden ser realizados usando serpentines.

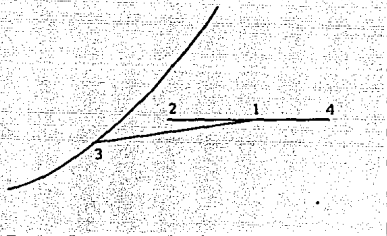


Fig. 1.9. Procesos con serpentín.

#### \* Enfriamiento sensible.

Se representa por la línea 1-2, representa una aplicación de enfriamiento sensible en la cual el calor es removido del aire a un contenido de humedad constante.

#### \* Enfriamiento y Deshumidificación.

La línea 1-3 representa un proceso de enfriamiento y deshumidificación en la cual hay una remoción continua de calor y humedad del aire.

#### \* Calor sensible.

El calor sensible es mostrado por la línea 1-4, el calor es sumado a el aire con un contenido de humedad constante.

#### 1.6.2 Características del Spray o Rocio.

En la operación de un equipo tipo spray, el aire es impulsado a forzado a través de boquillas dentro de una corriente de aire.

#### 1.6.3 Eficiencia de Saturación.

En una cámara de spray, aire es llevado en contacto con un denso spray de agua. El aire se aproxima al estado completo de saturación. El grado de saturación es llamado eficiencia de saturación, y es una medida de la eficiencia de la cámara de spray.

La siguiente fórmula de la eficiencia de saturación sobre las condiciones del aire a la salida de una cámara de spray.

$$\text{Eff sat.} = \frac{t_{edb} - t_{ldb}}{t_{ed} - t_{es}} = \frac{w_{ea} - w_{la}}{w_{ea} - w_{es}} = \frac{h_{ea} - h_{la}}{h_{ea} - h_{es}}$$

donde:

$t_{edb}$  = Temperatura de entrada de bulbo seco.

$t_{ldb}$  = Temperatura de salida de bulbo seco.

$t_{es}$  = Temperatura efectiva de la superficie.

$w_{ea}$  = Contenido de humedad del aire a la entrada.

$w_{la}$  = Contenido de humedad del Aire a la salida.

$w_{es}$  = Temperatura del contenido de humedad de la superficie efectiva.

$h_{ea}$  = Entalpia del aire a la entrada.

$h_{la}$  = Entalpia del aire a la salida.

$h_{es}$  = Entalpia de la temperatura de la superficie efectiva.

#### 1.6.4 Procesos con Spray.

El spray es capaz de enfriar y deshumidificar, enfriamiento sensible, enfriamiento y humidificación, y calentamiento y humidificación.

Varios procesos con spray son representados sobre la carta psicrométrica en la fig. 1.10

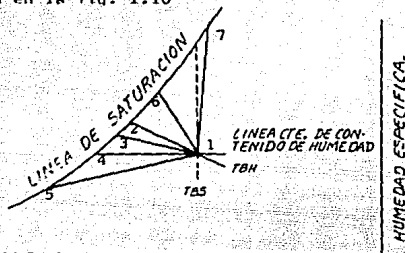


Fig. 1.10 Procesos con spray.

#### \* Saturación Adiabática o Enfriamiento Evaporativo ( Aire Lavado )

La línea 1-2 representa el proceso de enfriamiento evaporativo. Este proceso ocurre cuando el aire pasa a través de una cámara de spray donde el calor no ha sido agregado o removido del agua en spray. Cuando la línea 1-2 se representa sobre la carta psicrométrica, esta línea sigue la línea de temperatura de bulbo húmedo del aire entrando a la cámara de spray. La temperatura del agua en spray permanece constante a esta temperatura de bulbo húmedo.

#### \* Enfriamiento y Humidificación con agua en Spray Enfriada.

Si el agua en spray recibe enfriamiento limitado antes de que sea esparcido dentro de una corriente de aire, la inclinación de la línea de proceso se moverá hacia abajo de la línea de enfriamiento evaporativo. Este proceso se representa con la línea 1-3. El enfriamiento limitado causa que el aire a la salida sea bajo en temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, pero un alto contenido de humedad, que el aire entrando a la cámara de spray.

**\* Enfriamiento Sensible.**

Si el agua en spray es enfriada adicionalmente, el enfriamiento sensible ocurre. Este proceso está representado por la línea 1-4. El enfriamiento sensible ocurre solo cuando el punto de rocío del aire entrando es igual a la temperatura efectiva de la superficie del agua en spray.

**\* Enfriamiento y Deshumidificación.**

Si el agua en spray es aun enfriada, el enfriamiento y la deshumidificación toma lugar. Este proceso está ilustrado en la figura por la línea 1-5. El aire saliendo es bajo en temperatura de bulbo seco y húmedo y en contenido de humedad que el aire entrando a la cámara de spray.

**\* Enfriamiento y Humidificación con Agua en Spray Caliente.**

Quando el agua en spray es calentada a una temperatura limitada antes que sea espiado dentro de una corriente de aire, la inclinación de la línea de proceso sube a un punto encima de la línea de enfriamiento evaporativo. Este proceso se ilustra por la línea 1-6. Notar que el aire entrando es bajo en temperatura de bulbo seco, pero alto en temperatura de bulbo húmedo y contenido de humedad, que el aire entrando a la cámara de spray.

**\* Calentamiento y Humidificación.**

Si el agua en spray está suficientemente caliente, resulta un proceso de calentamiento y humidificación. Este proceso se representa por la línea 1-7. En este proceso la temperatura de bulbo seco, la temperatura de bulbo húmedo y el contenido de humedad del aire saliendo, es mas grande que las del aire entrando.



C A P I T U L O

I I

## 11. INTRODUCCION A LA VENTILACION INDUSTRIAL.

### 2.1 CONDICIONES DE LA VENTILACION.

Hay poca necesidad de ventilación para diluir el  $CO_2$  de la combustión fisiológica. La cantidad de aire requerida depende de la contaminación de aire por olores y humos.

La ventilación tiene por objeto el mantenimiento de la pureza y de unas condiciones prescritas en el aire de un local, en otras palabras mantener la temperatura, velocidad y nivel de impurezas entre ciertos límites.

La relación entre el volumen del espacio, el número de personas y la contaminación de la parte por determinar la ventilación necesaria.

El aire contaminado con humo solo se puede encontrar si se limpia eléctricamente, o se pasa a través de un medio absorbente como carbón activado, para remover los gases. Los olores son más objetables a humedades mayores de 65% y a altas temperaturas debido a que el ser humano las percibe mejor.

Por otra parte los procesos de producción pueden ir acompañados de la emisión de gases, vapores, polvo o calor que modifican el estado y la composición de aire, lo cual puede ser nocivo para la salud y el bienestar de los trabajadores y así mismo provocar condiciones penosas de trabajo que repercute en el rendimiento del personal.

Uno de los propósitos de la ventilación es el mantenimiento de un estado y composición del aire que resulten apropiados a la necesidad de la higiene. Sin embargo la ventilación tiene también otras finalidades, como son las debidas a las necesidades técnicas de los procedimientos de fabricación, almacenamiento de productos, así como la conservación de equipos y en la construcción de edificios.

En general, se llama impureza a toda materia extraña que hace que el aire resulte insatisfactorio desde el punto de vista de la higiene. Las impurezas se pueden clasificar en:

- 1) Exceso de vapor de agua.
- 2) Gases y vapores nocivos y
- 3) Polvo.

Las necesidades higiénicas del aire consisten en el mantenimiento de unas condiciones definidas y en el aprovisionamiento del aire libre. La cantidad de calor que genera el cuerpo humano depende de la intensidad y trabajo físico que se desarrolle. El calor se pierde por la superficie de la piel y por los pulmones, mediante radiación, convección y evaporación principalmente.

La pérdida de calor típica que experimenta un hombre vestido en una habitación cuya temperatura es de  $18^{\circ}C$  es la siguiente:

Radiación	44%
Convección	31%
Evaporación ( En la piel y en los pulmones )	21%
Calentamiento del aire inhalado y comida ingerida	4%
	100%

## 2.2 REQUERIMIENTOS RESPIRATORIOS.

La necesidad del aire exterior para respiración es remover el bicarbonato de carbono producido por el cuerpo y proveer oxígeno. En muchas situaciones el aire suficiente para este propósito entrará por infiltración.

Ejemplos de algunas excepciones:

1. Sellar espacios tales como bodegas y refugios subterráneos.

2. Tanques, pozos, alcantarillas, silos, linas de fermentación etc. donde el oxígeno podría tener desplazamientos por descomposición de productos orgánicos tales como; metano sulfuro de hidrógeno, dióxido de carbono. En algunos otros casos un gas residual tóxico o vapor podrían presentarse uniformemente a través del oxígeno suficiente para respiración.

3. Espacio donde el esfuerzo es entonces hecho para aislar el área del aire exterior (limpieza del cuarto), particularmente cuando los gases inertes son usados y el sistema de ventilación es conmutado para un 100% de recirculación del aire limpio.

### 2.2.1 Mecanismo de Adaptación del Cuerpo.

El cuerpo humano es un mecanismo muy complejo, puede alcanzar perfectamente adaptaciones a condiciones ambientales a través de rangos estrechos. Cuando esto es constante el factor de almacenaje es cero y el confort es alcanzado óptimamente. El mecanismo principal de adaptación es la circulación perimetral de la sangre del cuerpo, el sudor y cambios en el metabolismo.

En ambientes fríos la superficie de la piel reduce la circulación de la sangre, mientras que en ambientes calurosos es incrementada. Este incremento en la sangre, implica un desgaste de los organismos internos del cuerpo y si es excesivo da como resultado un agotamiento físico.

Sin embargo en el orden de obtener un efecto de enfriamiento, la humedad será baja y la velocidad del aire será alta, ya que el efecto de enfriamiento es debida a la evaporación de el líquido del sudor. El sudor abundante agota el cuerpo, el contenido de sales de personas unclimatizadas y sales extra son debidas a trabajos pesados.

El rango de metabolismo es regularmente constante en temperatura ambiente. Sin embargo, hay un incremento en el metabolismo a bajas temperaturas y a altas temperaturas al elevar

la temperatura en incrementos rápidos en el metabolismo denota el principio de la ruptura de la regulación del proceso.

### 2.2.2 Acimatación.

La acimatación de personal expuesto a calor por periodos largos de tiempo es bien demostrado. Sobre un periodo de dos semanas o más la capacidad del individuo para el calor no destructivo es considerablemente elevado. La acimatación empieza con una disminución en la producción de calor con el ajuste individual para usar energía más eficientemente y relajar cuando la situación de trabajo lo permita. Durante los primeros o muy pocos días el sudor aumenta, el mecanismo de regulación de calor aparentemente se hace más sensible, habilita al individuo para reaccionar mejor a cambios rápidos de condiciones ambientales. El volumen de la sangre es incrementado ( flujo extracelular ), en algunas ocasiones hay una caída de señal del pulso en el rango de respuesta. La concentración de sales en el sudor disminuye a un punto donde es virtualmente imposible, por un déficit de cloruro producido uniformemente por trabajo pesado en ambiente caluroso seco.

### 2.2.3 CONTROL AMBIENTAL.

En adición a los contaminantes tóxicos hay mejor manejo a extracción y sistemas de ventilación, procesos modernos industriales crean adicionalmente agentes de tensión físicos, uno de los cuales el más importante es el calor en el espacio de trabajo. Máquinas automatizadas modernas, transportan y transfieren equipo, requiriendo potencias considerables. La manufactura de precisión y ensables demanda altos incrementos en los niveles de luz en la planta, con su correspondiente liberación de más calor. El resultado en el interior de la planta es, la carga de calor incrementada. Las temperaturas interiores muchas veces mas allá de la eficiencia de las condiciones del trabajador y en algunos casos, mas allá de las tolerancias límites para el producto.

Muchos procesos industriales liberan menor cantidad de " molestias " contaminantes que no se tiene conocimiento para efecto de la salud pero que son desagradables para los trabajadores o dañino para el producto. Finalmente, el deseo para suministrar una limpieza ambiental en el trabajo, para ambos, el producto y las personas, muchas veces dictan controlar el flujo de aire entre cuartos o entrada de departamentos.

El control ambiental de estos factores podrá ser realizado a través de un cuidadoso uso de los sistemas de suministro de aire. Esto podría conocerse, que la radiación de calor será controlada por ventilación y métodos tales como enterramientos. El calor sensible y latente liberado por los procesos y la gente, podrán controlarse por límites deseados para proponer el uso de la ventilación.

## 2.4. PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA VENTILACIÓN.

El principio del flujo de aire entre dos puntos es debida a la aparición de una diferencia de presión entre dos puntos. Esta presión diferencial es resultado de una fuerza sobre el aire, provocando el flujo del aire de la zona de alta presión a la zona de baja presión. La cantidad de aire (Q) y la velocidad de flujo (V) son relacionadas según la ecuación:

$$Q = A \cdot V$$

donde:

Q = Flujo de aire en, (CFM) (ft<sup>3</sup> /min)

A = área, sección transversal a través del flujo de aire, ft<sup>2</sup>

V = Velocidad lineal, ft/min.

Esta relación básica describe el flujo de aire bajo todas las condiciones.

El recorrido del aire a una velocidad específica que es conocida como presión de velocidad hay una relación definida entre la velocidad del aire y la presión de velocidad. El informe básico de esta relación es:

$$V = \sqrt{2 g h}$$

donde:

V = velocidad ft/min.

g = aceleración de la gravedad ft/seg<sup>2</sup>.

h = altura del aire ft.

Cuando g = 32.2 ft/seg<sup>2</sup> y la densidad del aire es de 0.075 lb/ft<sup>3</sup> esta fórmula se convierte en:

$$V = 4005 \sqrt{VP}$$

donde:

V = Velocidad del aire, ft/min.

VP = Velocidad de presión, in de agua

Esto será enfatizado que la velocidad de presión es siempre ejercida en la dirección del flujo de aire.

El aire confinado dentro de un encerramiento, ya sea en movimiento o no, crea otro tipo de presión que ejerce perpendicularmente en las paredes del encerramiento. Esta presión es conocida como presión estática y es normalmente independiente de la velocidad del aire.

Cuando la presión estática está abajo de la presión atmosférica, esta es negativa. Cuando está arriba de la presión atmosférica es positiva.

La suma de la presión estática y la velocidad de presión es la presión total, expresada con la ecuación:

$$TP = SP + VP$$

TP = Presión total in c.a. CFM = Cubic feet per minute

SP = Presión estática in c.a. = pulgadas columna de agua

### 2.4.1 Gravedad Específica Efectiva.

Frecuentemente la localización de las extracciones es basada equivocadamente sobre un suposición, que el contaminante es "aire pesado que" o "aire ligero que". En muchas aplicaciones peligrosas para la salud, este criterio es de valor pequeño. Lo peligroso de polvos, humos, vapores y gases son efectivamente bernes-aire, siguiendo las corrientes de aire y que no son sujetas para movimientos apreciable otras abajo o arriba por causa de su propia densidad.

### 2.4.2 Características del Flujo de Aire del Soplador y Extractor.

El aire suministrado por pequeñas aberturas retiene el efecto direccional para una distancia considerable más allá del plano del abertura. Sin embargo si el flujo de aire a través de algunas aberturas es invertido, como una abertura de extracción manciado para un volumen de aire, el flujo se convertirá casi completamente no-direccional y este rango de influencias será grandemente reducido. La fig 2.1 muestra la diferencia fundamental entre el soplador y el extractor.

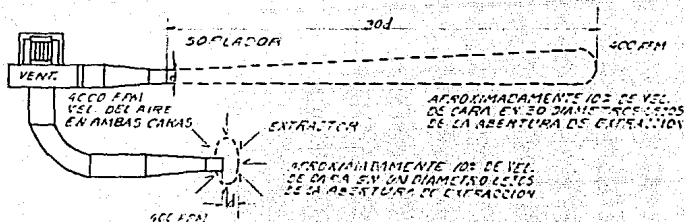


Fig. 2.1 Diferencia entre el soplador y extractor de aire.

### 2.5 REPOSICION Y RECIRCULACION DE AIRE.

Un adecuado suministro de aire exterior es esencial para una buena ventilación. Mientras que propiamente el diseño de sistemas de extracción solo removerá contaminantes tóxicos, que no serán recirculados en la aspiración de aire fresco dentro del edificio, puesto que este arreglo causará una presión negativa en el edificio. Los sistemas mecánicos de suministro de aire son preferidos y en muchos casos, necesarios en el orden de lograr el funcionamiento de la ventilación deseada.

La mayoría de los sistemas de suministro de aire exterior en uso son instalados solo para reposición de aire, muchas veces con

poca consideración en el control del medio ambiente en planta, que podría alcanzarse. Sin embargo hay que dirigirlo hacia la instalación de tales sistemas, para propuestas de control del medio ambiente, para el suministro, grados requerido de limpieza del aire, temperatura y/o humedad. El control del volumen de aire, velocidad y temperatura es necesario para un medio ambiente de trabajo satisfactorio. Un diseño apropiado y un sistema de suministro de aire instalado podrá suministrar ambos, reemplazando aire y el control del medio ambiente.

### 2.5.1 Toma de Aire.

La reposición de aire entrando deberá ser igual al volumen extraído en un edificio. La toma de aire es un término de ventilación usado para indicar el suministro de reposición del aire exterior de un edificio, de una manera controlada. En algunos casos, especialmente si el sistema de extracción es pequeño, la reposición ocurre con efectos no adversos en la observancia de la toma del sistema. Sin embargo cuando los volúmenes de extracción son relativamente grandes del tamaño del Área libre de entrada del edificio encontrará dificultad. En edificios viejos relativamente con grandes áreas, se podrán abrir marcos muy pronunciados para el escape de aire. Por otra parte, una moderna planta, podrá prácticamente compactar el aire y el edificio tendrá aire muerto si hay una apreciable ventilación de extracción.

Cuando el edificio es relativamente abierto las condiciones son indeseables, por afluencia del aire frío del exterior, en los climas septentrionales fríos el perímetro del edificio.

La exposición de los trabajadores está sujeta a corrientes de aire, temperatura del lugar las cuales no son uniformes y el sistema de calefacción del edificio es usualmente sobrecargado, ver fig.2.2 aunque el aire podría eventualmente ser templado, para aceptar condiciones de mezcla, tales como movimientos en el interior del edificio; este es un inefectivo camino de transferencia de calor para el aire y usualmente resulta un despojo de combustible.

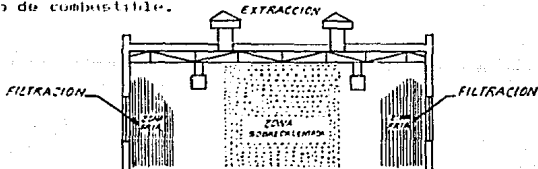


Fig 2.2 Condiciones de presión negativa bajas, trabajadores de turno en las zonas frías, sobre el termostato en una tentativa de ganancia de calor. A causa de esto no se para el dispositivo del aire frío mientras tanto el centro de la planta será sobrecalentado.

La experiencia demuestra que la toma de aire exterior es necesaria por las siguientes razones:

1. Para asegurar que las extracciones de los equipos operen propiamente. Una falta de toma de aire exterior crea una condición de "presión negativa" que incrementa la presión estática, que vencerá el ventilador de extracción. Esto podrá causar una reducción en el volumen extraído por los ventiladores y es particularmente grave con baja presión en el ventilador y en las paredes del mismo, ver fig. 2.3.

2. Para eliminar la alta velocidad a través de las corrientes de aire, a través de ventanas y puertas. Las corrientes no solo interfieren con la propia operación de la campana de extracción, también dispersan el aire contaminado por una acción del edificio a otros, y puede interferir con la operación propia de procesos, equipos, etc. Tales como solventes desengrasadores, ver Tabla No. 1, del Industrial Ventilation del apéndice "B". En caso de operación de polvos, los componentes del material podrán desalojarse por emisión, resultando una recontaminación del cuarto de trabajo.

3. Para asegurar la operación de corrientes de aire natural depositándolas como chimeneas de combustión. La presión negativa moderada podrá resultar en corrientes posteriores de chimeneas que causarán un peligro riesgoso para la salud, por la liberación de productos de la combustión principalmente monóxido de carbono, hacia el interior del cuarto de trabajo. Los problemas secundarios incluyen dificultad en mantener pilotos encendidos en los quemadores, una operación pobre de control de temperaturas, daños de corrosión en depósitos e intercambiadores de calor debido a la condensación del vapor de agua en la chimenea de los gases.

4. Para eliminar las corrientes de aire frío sobre los trabajadores. Las corrientes de aire no solo causan falta de confort y reducen la eficiencia de trabajo, sino que también una baja completa de temperatura ambiente.

5. Para eliminar la presión diferencial sobre puertas. La alta presión diferencial provocada por puertas, dificulta la apertura o desvío y en alguna instancia, puede causar riesgo en la seguridad del personal cuando las puertas se movien de una manera sin control. Ver fig. 2.4 y Tabla No. 2 del Industrial Ventilation del apéndice "B".



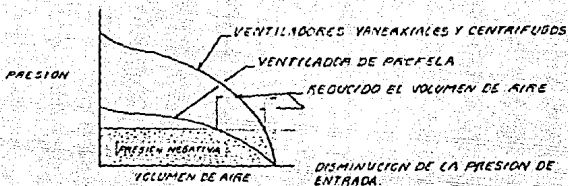
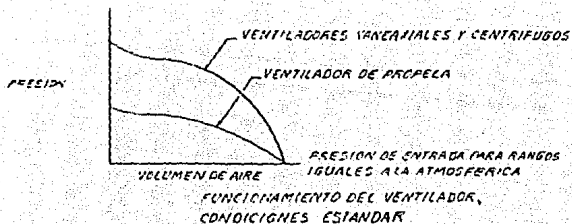


Fig. 2.3 Como disminuye el funcionamiento sobre una presión negativa.

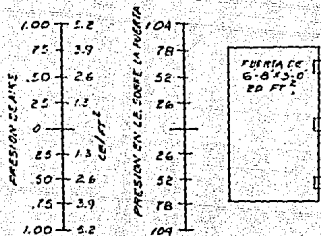


Fig. 2.4 Relacion entre la presión de aire y la cantidad de fuerza necesaria para abrir o cerrar una puerta de lamina medio.

## 2.5.2 Volumen de la toma de aire.

En muchos casos, el volumen de la toma de aire será igual al volumen total removido para el edificio por la extracción del sistema de ventilación, en sistemas de proceso de procesos de combustión. La determinación del volumen actual del aire removido usualmente requiere un simple inventario de localización de la extracción del aire, acompañada por una prueba ocasional, sobre las condiciones de la presión atmosférica. Cuando se tiene el inventario de extracción, esto no es necesario solo para determinar la cantidad de aire removido, también se utiliza para una pieza particular de un equipo. En algunas ocasiones las proyecciones más razonables serán hechas de la planta total, requerimientos de extracción para los edificios uno o dos años, particularmente si los cambios de proceso por expansión de la planta son contemplados. En tal caso se podría comprar una unidad pequeña de toma de aire grande que inmediatamente sea necesaria con el conocimiento que el incremento de capacidad será requerido en un tiempo corto. El costo de una toma grande es pequeño en muchos casos la transmisión de aire del ventilador podrá regular solamente la cantidad de aire de suministro deseada.

Teniendo establecido el método de aire suministrado, muchas plantas tienen fundado que este es aceptado para proveer un suministro adicional de volumen de aire para vencer fugas de la ventilación natural y además suministrar las corrientes de aire en el perímetro del edificio un método de estimación es el método de flujo de aire por la rendija dato suministrado en la tabla No.1 del Industrial Ventilation, Appendix B "1", y pruebas de calefacción para determinar la altura de aire esperado en invierno, el diseño de las condiciones exteriores de temperatura y viento para este volumen de aire en estufas sumado para la toma de aire deseada y para la selección de equipo.

## 2.6 CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LOS DUCTOS.

Siguiendo el aire a través del ducto encontrará resistencia al flujo debido a: 1) Pérdidas por fricción y 2) Perdidas dinámicas (turbulencia). Pérdidas por fricción por tratamiento actual del aire contra la superficie del ducto. Las pérdidas dinámicas resultan debido a la turbulencia del aire que toma lugar siempre que el flujo de aire cambia de dirección o velocidad, ó el ducto varía el área de la sección transversal. El resultado de las pérdidas de fricción y dinámicas es causar una caída de presión como ocurre en flujo de aire a través del ducto.

El conocimiento del teorema de Bernoulli frecuentemente usado en flujo de fluidos es meramente una relación de leyes de conservación de la energía. El teorema de Bernoulli como es aplicado para el aire es: Presión estática más la velocidad de presión en un punto sobre la corriente en la dirección del flujo del aire y es igual para la presión estática, más la velocidad de presión en un punto bajo la corriente en dirección del flujo de

aire, más las pérdidas de fricción y dinámicas:

$$SP = SP_{fric} + SP_{din} + SP_{perdidas}$$

Para propuestas prácticas la cantidad total de fricción a través de un ducto redondo, varía directamente con la longitud e inversamente con el diámetro del ducto y directamente con el cuadrado de la velocidad del flujo de aire a través del ducto. La caída de presión a través del ducto es debida a las pérdidas dinámicas dependiente de:

1) número y tipos de todos presentados y 2) la frecuencia de los cambio de velocidad del aire a través de sistemas de ductos.

El orden para vencer la resistencia de un sistema de ductos es necesario consumir energía, mantener una presión diferencial entre los dos extremos del sistema. Esto es usualmente realizado por el ventilador, el ventilador transmite aire a una presión estática bastante grande para vencer la resistencia del sistema.

2.1.1. Tablo de la caída de presión estática a través del sistema.

La caída de presión para un sistema de acondicionamiento de aire ya sea ventilación o aire acondicionado para la selección del equipo, se calculará de la siguiente manera:

Primariamente debemos de trazar un recorrido de ductos para una buena distribución del aire, teniendo esto, se dimensionarán los ductos, con el volumen de aire y una caída de presión ya fijado (método de presión estática constante), 0.13" de pérdida de fricción por 100 Ft de ducto, para ductos de inyección y 0.08" para ductos de retorno, estos parámetros podrán variar por requerimientos de espacio para la trayectoria de los ductos, para este trabajo se utilizarán estos parámetros.

Teniendo dimensionado el recorrido de ductos procederemos a realizar un isométrico considerando todas subidas y bajadas de la trayectoria de los ductos, en el cual incluimos las dimensiones de los ductos y la longitud de los tramos.

Para el cálculo de la caída de presión a través de los ductos, consideraremos el camino más grande del recorrido de ductos, empezando a calcular la caída de presión a través de este canal, con la longitud de los tramos, el tamaño del ducto, transformaciones y codos, como se muestra en la pag 100 del capítulo III. Una vez obtenidos estos datos buscaremos en catálogos la caída de presión a través de difusores, rejillas de inyección o retorno, filtros y otras caídas de presión que pueden ser importantes de considerar como caídas de la misma magnitud, etc. todas estas caídas de presión se suman de tal manera que saquemos una caída de presión total, la cual se verá afectada por un factor de seguridad (10%) que en el diseño se debe de considerar por las pérdidas que en un momento dado no se llegan a considerar (pérdidas dinámicas) esta presión total ya con el factor de de seguridad se debe de corregir, de acuerdo al factor de corrección que se calcula para localidad que se desea manejar.

## 2.7 CLASIFICACION DE LOS METODOS DE VENTILACION.

La ventilación tiene por objeto el mantenimiento de la pureza, la temperatura, velocidad y nivel de impurezas entre ciertos límites.

Esta tarea se lleva a cabo de la siguiente forma; el aire viciado se extrae del local ( ventilación por extracción ) mientras que se introduce el aire puro para reemplazarlo ( ventilación por inyección ). Esencialmente el proceso consiste en el intercambio de calor y masa entre el aire entrante y el del interior del local si la temperatura del aire interior tiende a rebasar las normas establecidas debido a un exceso de producción interna de calor, se introduce aire frío que al mezclarse con el aire caliente del local, mantiene la temperatura dentro de las normas gracias a la transmisión de calor. En el caso de que se produzcan gases o vapores nocivos su concentración se mantiene dentro de los límites especificados mediante dilución del aire puro del exterior.

En la mayoría de los casos la transmisión de calor y la de la masa se llevan a cabo, simultáneamente, por ejemplo, la transmisión de calor por convección se acompaña en muchas ocasiones de desprendimiento de gases y de polvo que dispersa.

La renovación de aire puede llevarse a cabo mediante ventiladores ( ventilación mecánica ) o por efecto de la diferencia de densidades entre el aire exterior y el interior y por la acción del viento ( ventilación natural ).

La ventilación puede ser local o generalizada. La ventilación localizada por aspiración tiene por objeto la extracción del aire polucionado en el mismo sitio en que se produce la contaminación impidiendo la propagación de las impurezas por todo el edificio. El empleo de este método hace mínimo la cantidad de aire que se debe renovar para mantener un grado de dilución requerido, aumentando su eficiencia empleando filtros o curtos de aire.

Los aspiradores localizados pueden clasificarse como:

- a) Aspiradores cerrados, en los que el foco de polución está situado en el interior del colector de aspiración; por ejemplo una campana de humos.
- b) Aspiradores semicerrados.
- c) Aspiradores abiertos, en los que la boca de aspiración está situada a cierta distancia del foco de polución.

La ventilación general, el contaminante puede propagarse libremente por todo el recinto siguiendo las corrientes de aire, siendo la misión del aire puro la dilución de las impurezas, hasta la concentración máxima admisible. La ventilación general puede efectuarse con suministro distribuido del aire o bien con suministro y extracción concentrado ( se dice que el suministro a la extracción de aire son concentrados cuando todo el aire entra o sale por uno o dos sitios solamente ).

En algunos casos la renovación de aire ocasiona efectos desfavorables, por ejemplo, si entra aire frío en un edificio en

que no produce vapor de agua se formará nubes al mezclarse el aire caliente y húmedo en el interior. Si la afluencia de aire procedente del exterior o de las habitaciones contiguas es capaz de mantener las normas higiénicas, no es necesario la instalación de un sistema de ventilación mecánica, pues basta con la ventilación natural.

### 2.2.1 Diferencia entre la ventilación mecánica y ventilación de gravedad.

En sistemas de ventilación motorizadas se usan aspas para extraer aire del edificio, exactamente a como lo hacen los ventiladores de gravedad, tendiendo por lo tanto disminuir la presión dentro del edificio. La diferencia básica entre un sistema de gravedad y un sistema motorizado es que en el de aspas se usa energía eléctrica para forzar el aire a una velocidad relativamente alta, a través de un pequeño número de aberturas, mientras que la ventilación natural extrae aire a menor velocidad a través de un gran número de aberturas o una gran abertura continua. La ventilación motorizada encuentra una amplia aplicación, en el campo donde la ventilación natural es impropiciente, pero la disyuntiva de aplicación entre ventiladores de gravedad o ventiladores motorizados surge siempre, principalmente ahora que se tiene el problema mundial de energéticos.

Afortunadamente sus rangos de aplicación están bien definidos y en general podemos decir que cuando hay suficiente calor y altura dentro de un edificio estamos dentro del terreno de la ventilación por gravedad, pero cuando intervienen factores tales como: humedad, vapores, techos planos y bajos, entonces el ventilador que se debe aplicar es el motorizado.

En algunos casos especiales se requiere que la solución dada por un sistema de ventilación, contenga tanto ventiladores motorizados como de gravedad. Tales como combinaciones se manejan en casos que se emplee circulación forzada de aire de recambio y retrocción por gravedad o natural al edificio, ver fig. 2-5.

Los sistemas de ventilación por gravedad suponen que grandes cantidades de calor se pierden o son producidas por las operaciones dentro del edificio, y que existe suficiente altura del edificio o de la chimenea para desarrollar un flujo ascendente de velocidades suficientes de repulsión para que la ventilación por gravedad resulte económica.

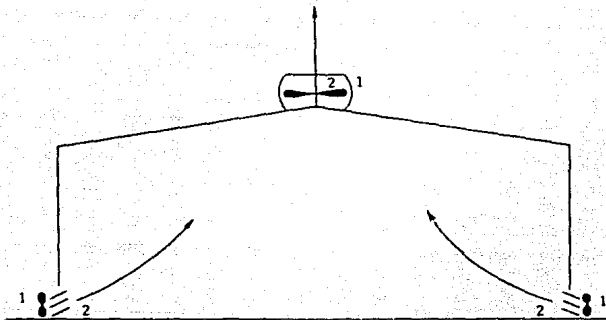


fig. 2.5 Sistemas combinados.

- 1) Inyección forzada - Extracción por gravedad.
- 2) Extracción forzada - Inyección (toma) por gravedad.

#### 2.7.2 Ventilación Dilutoria.

El término ventilación general y ventilación dilutoria son a menudo de uso intercambiable. La ventilación dilutoria como su nombre lo indica se refiere a la dilución de aire contaminado con aire no contaminado en una Área general, cuarto o edificio para controlar molestias o peligrosidad a la salud el uso de la ventilación dilutoria está limitada por cuatro factores:

- 1) La cantidad de contaminante generado, no deberá ser de grandes volúmenes, ya que la dilución puede ser impráctica.
- 2) La distancia de los trabajadores a la fuente de contaminación, será bastante lejana y suficientemente baja en concentraciones para que los trabajadores no tengan una exposición excesiva de lo establecido por el H.V. (valor Límite del umbral).

Valor Límite del umbral (H.V.). Son los valores llevados por el aire de materiales tóxicos que deberán ser usados como guías en el control de peligrosidad a la salud y que representan el tiempo promedio de las concentraciones que están cerca de todos los trabajadores y que podrían ser expuestos en 8 hrs. por día sobre largos periodos de tiempo sin efectos adversos.

- 3) La toxicidad del contaminante deberá ser bajo.
- 4) La evolución de los contaminantes será razonablemente uniforme.

La ventilación dilutoria raramente es aplicada para humos y polvos por las siguientes causas:

- 1) La alta humedad, muchas veces, no requiere encontrar grandes cantidades de dilución de aire.
- 2) La velocidad y rango de la fuente son usualmente muy altas.
- 3) Batos sobre la cantidad de humo y producción de polvo, son muy difíciles si no imposible de obtenerlos.

La ventilación dilutoria se utiliza para el control de vapores de líquidos volátiles así como la pérdida de solventes tóxicos en el orden para aplicar acertadamente los principios de dilución en un problema del. Los datos verdaderos son necesarios sobre el rango de evaporación del líquido y de la generación de vapor. Usualmente tales datos pueden obtenerse por la planta, si ellos mantienen un tipo de record adecuado sobre el consumo de material.

### 2.7.3 Aplicaciones de la Ventilación Dilutoria.

Los principales aplicaciones para un sistema de ventilación dilutoria son las siguientes:

- 1) Seleccionar los datos verdaderos de la cantidad de aire requerido para una dilución satisfactoria del contaminante. Los valores tabulados en la tabla No. 3 del Industrial Ventilation del apéndice "B", asuman una perfecta distribución y dilución del aire y vapores solventes.
- 2) Localizar las aberturas de la extracción cercanas a la fuente de contaminación, si es posible en el orden de obtener el beneficio de "spot ventilation" puntos de ventilación.
- 3) El método de dilución será efectivo, si la extracción es a la salida y el suministrado deberá estar localizado, y que todo el aire empleado en la ventilación pase a través de la zona de ventilación.
- 4) Recopilar el aire extraído por un sistema de toma de aire. La toma de aire será calentada durante el tiempo frío. Los sistemas de ventilación natural usualmente manejan grandes cantidades de aire por medio de un ventilador de propela.
- 5) Los movimientos de aire generalmente en el cuarto conservar la fuente entre el operador y la abertura de extracción.
- 6) Un sistema combinado de suministro y extracción es preferido con un ligero exceso de suministro si no hay espacios contiguos adyacentes.
- 7) Evitar corrientes del aire extraído, descargando encima de la línea del techo para asegurarse que la ventana no tome aire exterior o de otra abertura, por lo que son localizadas cerca de la descarga de extracción.

### 2.7.4 Métodos por Cambios de Aire.

Como todas las reglas de ingeniería, si en un proyecto no se consideran todas las variables y todos los factores que contribuyen, los sistemas de ventilación resultante pueden ser un fracaso.

Debido a su conveniencia, y por falta de entendimiento básico tal forma de diseño ha sido utilizada por años en el diseño de sistemas de ventilación industrial, se le llama sistema por cambios de aire, indica que si cambiamos el aire dentro de un edificio un determinado número de veces en una hora o minuto por cada cambio de aire para variar el aire dentro de locales industriales o comerciales.

Estas cifras no están basadas en el calor producido en un edificio en particular o en una área bajo diseño, si no en proyectos anteriores, tablas anteriores, etc., este método puede proporcionar resultados desastrosos de inmediato (ya sea demasiada o escasa ventilación), aunque sirve de referencia para verificar aproximadamente la cantidad de aire a manejar, por otro lado en áreas comerciales o sanitarias donde hay ó existen equipos que generan cantidades considerables de calor.

De lo anterior puede concluirse lo siguiente, ningún proyecto arbitrario de método empírico podría cubrir todas las condiciones de trabajo posibles que puedan encontrarse en la industria, como en el diseño de una viga de acero, armadura para techo, cortes de muro, etc., no puede ejecutarse un diseño apropiado y seguro sin considerar las cargas que se impondrán al sistema. Ver tabla No. 4, 5 y 6 del apéndice "B".

## 2.8 VOLUMEN DE AIRE.

El volumen de aire depende necesariamente de factores que serán considerados y el grado de control necesario para un medio ambiente satisfactorio. El calor sensible podrá removerse a través de una simple dilución de aire. El volumen necesario de aire requerido es calculado por la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\text{Total BTU/hr de Calor Sensible Liberado}}{1.08 \times T \text{ (Rango de Temperatura)}}$$

donde:

T = Es el incremento de temperatura, aire del cuarto - el aire de suministro (15 - 21°F recomendados).

El calor sensible en el espacio incluye la carga solar sobre el cuarto y paredes, así como el calor por la gente, equipo de proceso, alumbrado y motores.

Los contaminantes desagradables podrán reducirse por dilución con aire exterior. El control de olores por gentes en condiciones variadas de descanso o trabajo podrán realizarse con el volumen de aire exterior.

Sin embargo, estos datos se aplican en oficinas, escuelas y tipos similares de medio ambiente y no corresponden a la industria o establecimientos comerciales. La experiencia demuestra que el suministro de aire es propiamente distribuido dentro de los niveles de trabajo, en los 8 ó 10 Ft. abajo del



espacio, un volumen de aire exterior suministrado de 1 a 2 CFM/F<sup>2</sup> de piso, el espacio tendrá buenos resultados.

Para calcular el volumen de aire por el método de cambios de aire se utiliza la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\text{Volumen} \times \text{CA/hr}}{60}$$

donde:

CA/hr = Cambios de aire por hora

### 2.8.1 Diferencial de Temperatura T (permisible).

Es muy importante para el diseño de sistemas de ventilación establecer la diferencia de temperatura supuesta. En la fig. 2.6 muestra la diferencia de temperatura y también el gradiente de temperatura (la pendiente del gradiente de temperatura (mostrada como una línea recta) se determina por la cantidad de la diferencia de temperatura y altura del edificio. El nivel al cual trabaja el personal es el área que debemos ventilar adecuadamente y como puede verse, podemos aproximar con rapidez el aumento de temperatura en este punto sobre el gradiente de temperatura, también podemos deducir que para mantener temperaturas equivalentes en los mismos niveles en edificios separados (o para mantener la misma pendiente en el gradiente de temperatura) entre más corta sea la distancia (altura sobre el nivel del área de trabajo, menor será la  $\Delta T$  permisible, entre más alto sea el edificio mayor será la  $\Delta T$ ).

No existen reglas establecidas para determinar la diferencia de temperatura, es aquí donde el factor experiencia, intuición de ingeniería, etc. son de suma importancia. Una aproximación sería usar la altura de chimenea por 0.6 como una diferencia de temperatura supuesta. Por lo tanto si la altura de la chimenea es de 40 Ft., la temperatura supuesta utilizada en esta aproximación sería  $40 \times 0.6 = 24$  F o una  $\Delta T$  aproximada de 25 F, como sucede con todas las aproximaciones de reglas empíricas.

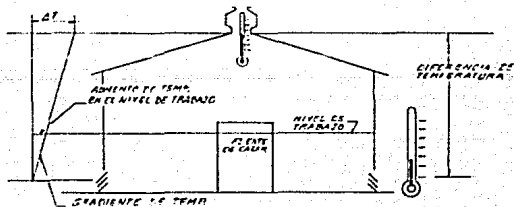


Fig. 2.6 Diferencial de temperatura.

## 2.2 CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES.

Los ventiladores suelen clasificarse de la siguiente manera:

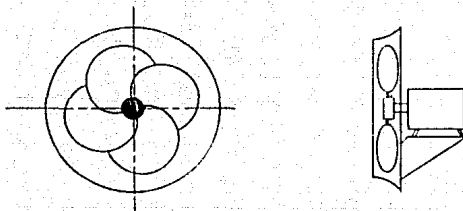
- :-
- :- Axiales-- Propela o ligero
- :- Aerodinámico
- :- Super Axial
- :-
- :-
- :- Centrifugos-- Aspas adelantadas
- :- Aspas atrazadas
- :- Aspas radiales
- :-
- :-

### \* Ventilador Axial de Propela o Ligero.

Mueve grandes cantidades de aire limpio contra una presión mínima o nula. Por lo que el consumo de potencia es mínimo, el nivel de ruido es bajo. Este tipo de ventilador tiene gran aplicación en ventilación general.

Aplicaciones:

- Extracción de aire limpio.
- Inyección de aire limpio.
- Enfriamiento de equipo.



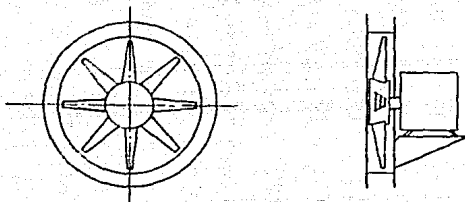
VENTILADOR AXIAL LIGERO

#### \* Ventilador axial aerodinámico.

Este tipo de ventilador mueve grandes cantidades de aire limpio contra una presión media, el nivel de ruido es medio.

Aplicaciones:

- Extracción de aire limpio.
- Inyección de aire limpio.
- Recirculación de aire.
- Extracción de humos y gases.
- Torres de enfriamiento.
- Cortinas de aire.
- Secado de materiales.



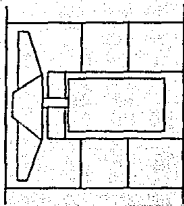
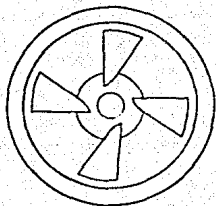
VENTILADOR AXIAL AERODINAMICO

#### \* Ventilador Super Axial.

Por su forma de aspa este ventilador mueve altos volúmenes de aire y altas presiones. Tienen las ventajas de ser más silenciosos. Pueden manejar polvos, siempre y cuando no sean abrasivos y en pequeñas concentraciones.

Aplicaciones:

- Extracción de aire limpio.
- Inyección de aire limpio.
- Casetas de pintura.
- Ventilación de minas.
- Recirculación de gases.
- Torres de enfriamiento.
- Cortinas de aire.
- Secado de materiales.



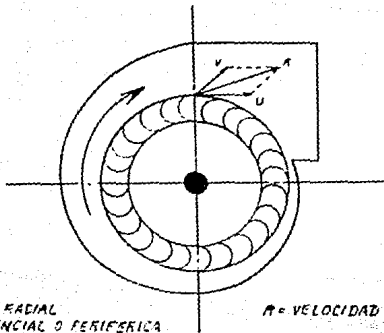
### VENTILADOR SUPER AXIAL

#### \* Ventilador centrífugo de aspas adelantadas.

Este tipo de ventilador por presentar una velocidad tangencial baja requiere poco espacio y una baja de velocidad de giro, por lo que nos da una operación silenciosa. Presenta una velocidad de salida del aire por lo que se desarrolla mayor volumen de aire limpio y presiones estáticas bajas y medias. Por su forma de aspa no es adecuado manejar aire con polvo o sucio, ya que estos se depositarían en la parte del aspa, modificando su perfil, lo cual afectaría a la velocidad del aspa provocando desgaste de la misma y un desbalanceo dinámico. Por lo anterior se recomienda para instalaciones de ventilación, aire acondicionado y calefacción, en general donde se maneja aire limpio y una operación silenciosa.

#### Aplicaciones:

- Inyección de aire limpio.
- Extracción de aire limpio.
- Sistemas de aire limpio y calefacción.
- Lavadoras de aire.
- Condensadoras.
- Enfriamiento de equipo.
- Recirculación de gases.



V = VELOCIDAD RADIAL  
 U = VEL. TANGENCIAL O PERIFERICA

R = VELOCIDAD RESULTANTE

#### ROTOR DE ASPAS ADELANTADAS

##### \* Ventilador centrifugo de aspas atrazadas.

En este tipo de ventilador la velocidad tangencial es mayor, por lo que ocupa un mayor espacio y opera a velocidades de giro altas. maneja grandes volúmenes de aire a presiones moderadas y altas. El nivel de ruido es mínimo cerca del punto de máxima eficiencia. De este tipo de ventilador existen dos tipos de rotores: el aerodinámico y el de aspa plana.

El tipo aerodinámico solo puede manejar aire seco y limpio (por ser buca el aspa el desgaste se producirá en la parte inferior o en el caso de manejar aire con humedad, la condensación se acumularía en su interior).

##### Aplicaciones:

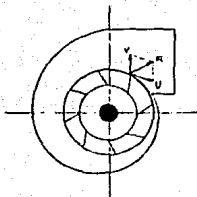
- Inyección de aire limpio.
- Extracción de aire limpio.
- Sistema de aire acondicionado y calefacción.
- Lavadoras de aire.
- Enfriamiento de equipo.
- Recirculación de gases.
- Tiro forzado de hornos y calderas.
- Aire de secado.

El tipo de aspa plana puede manejar aire seco y con una concentración pequeña de polvo (en caso de desgaste, por su forma

se desgastaría pareo el aspa y no causaría desbalanceo).

Aplicaciones:

- Inyección de aire limpio.
- Extracción de aire limpio.
- Sistema de aire acondicionado y calefacción.
- Lavadoras de aire.
- Enfriamiento de equipo.
- Recirculación de gases.
- Aire de secado.
- Casetas de pintura.
- Control de humos y polvos.



ROTOR DE ASPA ATRASADA  
PLANA



ROTOR DE ASPA ATRASADA  
AERODINAMICA

\* Ventilador centrífugo de aspas radiales.

Este tipo de rotor presenta una velocidad tangencial media, desarrolla grandes volúmenes de aire contra presiones de trabajo altas. El ventilador es compacto y trabaja a altas velocidades de giro, su eficiencia es media, el nivel de ruido es alto en este tipo de rotor. Por la forma de su aspa puede manejar grandes cantidades de polvo abrasivo. Tiene la ventaja de ser autolimpiante, impidiendo la acumulación de polvo o material que se maneja. Aunque usando una velocidad tangencial baja reduce el desgaste de las aspas del rotor, pero tiene la ventaja por la forma del aspa de poder poner sobre aspas removibles de materiales resistentes a la abrasión para su cambio en caso de desgaste.

Aplicaciones:

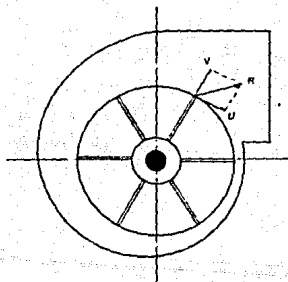
- Aire inducido en hornos y calderas.
- Colectores de polvo.
- Incineradores.
- Lavado de aire.
- Manejo de materiales.
- Transporte neumático.
- Manejo de gases a altas temperaturas.

Existen dentro de este tipo de ventiladores un tipo llamado turbo-ventilador. El cual se caracteriza por ser sumamente angosto del aspa en sentido del eje de la flecha y de gran longitud radial con el objeto de proporcionar gran cantidad de energía de velocidad al aire, para que esta se transforme en energía de presión. Pudiendo suministrar bajos volúmenes de aire a muy altas presiones. Teniendo velocidades de giro altas y como consecuencia de esto un nivel de ruido alto.

Aplicaciones:

- Aire de combustión.
- Transporte neumático.
- Enfriamiento.
- Cortinas de aire.
- Hornos de secado.
- Aumento de presión.

La aplicación de cada tipo de ventilador va a depender de la necesidad en cuanto a volúmenes de aire a manejar, la presión estática a vencer y las condiciones de trabajo. Muchas veces al necesitar alta eficiencia para poder tener alta presión es necesario sacrificar eficiencia para poder dar alta presión con ventiladores de aspa radial. Sabiendo la aplicación y las condiciones de diseño de este, nos va a determinar el tipo de ventilador a usar. Existen otros dos factores que nos van a determinar el tipo de ventilador a usar. Estos factores son: el espacio disponible para la instalación del ventilador y el costo del mismo.



ROTOR DE ASPA RADIAL

## 2.10 LEYES DE LOS VENTILADORES.

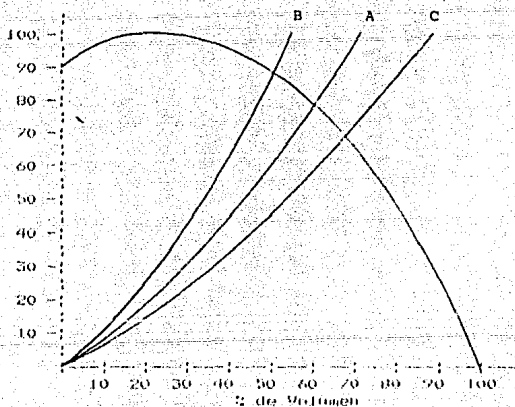
Para poder entender las leyes de los ventiladores es necesario definir lo que es un sistema y con esto ver las aplicaciones de las leyes de los ventiladores.

Un sistema consiste de un ventilador con ductería conectada a la succión o la descarga o en ambos. Un sistema más complicado incluye al ventilador, ductería, filtros, serpentines, reguladores de flujo, lavadoras de aire, difusores, etc. El ventilador es el componente en un sistema que provee energía al flujo del aire para vencer la resistencia de los componentes de un sistema.

Cada sistema tiene una combinación de resistencia que es diferente para cada uno y es independiente a cualquier tipo o tamaño de ventilador. Al variar el flujo la pérdida de presión varía proporcionalmente al cuadrado del gasto. Al representar en dos ejes de coordenadas rectangulares graduados linealmente una curva que representa la pérdida de presión del sistema en función del gasto encontramos una parábola.

En la siguiente grafica veremos tres sistemas arbitrarios A, B, C. En los cuales se puede ver que para cualquiera de los sistemas un incremento o decremento en el volumen del aire,

% Presión estática



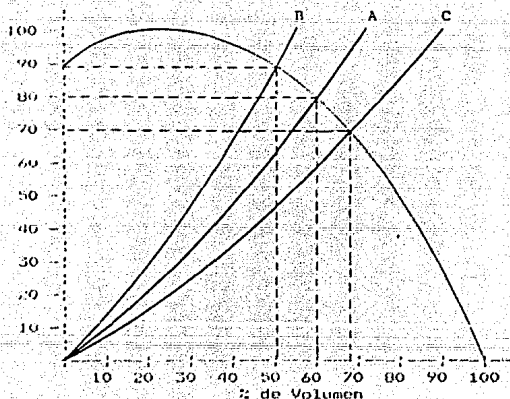


En un sistema el volumen y la resistencia se conocen, se deberá seleccionar un ventilador para que cumpla con las condiciones de diseño cuando este sea instalado.

En la gráfica veremos el sistema A operando arbitrariamente en un ventilador al 60% de su volumen y 80% de su presión estática.

El rango de volúmenes a través del sistema ya instalado se puede variar cambiando la resistencia del sistema. Si se incrementará la resistencia del sistema nos cambiaría la curva del sistema A a B. Con lo que nos daría un menor volumen de diseño. Así se decrementará la resistencia del sistema, cambiaría la curva del sistema a C, con lo que nos daría un mayor volumen de diseño.

∴ Presión estática.



Los ventiladores funcionan de acuerdo con ciertas leyes de comportamiento, que es necesario conocer para poder determinar los efectos que resultan al alterar sus condiciones de operación.

### I. Variación en la velocidad.

Densidad, diámetro y sistema constante.

a) Cuando la velocidad varía:

1. El gasto varía proporcionalmente con la relación de las velocidades.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{RPM_1}{RPM_2}$$

2. La presión varía con el cuadrado de la relación de velocidades.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{RPM_1^2}{RPM_2^2}$$

3. La potencia varía con el cubo de la relación de las velocidades.

$$\frac{HP_1}{HP_2} = \frac{RPM_1^3}{RPM_2^3}$$

### II. Variación del diámetro.

Densidad y velocidad de giro constante.

a)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3}$$

b)

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{D_1^5}{D_2^5}$$

c)

$$\frac{HP_1}{HP_2} = \frac{D_1^5}{D_2^5}$$

d)

$$\frac{VI_1}{VI_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

### III. Variación del diámetro.

Densidad y velocidad periférica constante.

a)

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

b)

$$\frac{P_1}{P_2} = \text{Constante.}$$

c)

$$\frac{RPM_1}{RPM_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

d)

$$\frac{HP_1}{HP_2} = \frac{D_2^5}{D_1^5}$$

#### IV. Variación de la Densidad.

Volumen, sistema y diámetro constante.

a)

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \text{Constante.}$$

b)

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

c)

$$\frac{H^2_1}{H^2_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

#### V. Variación de la Densidad.

Presión, sistemas y diámetro constante y velocidad variable.

a)

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left[ \frac{d_2}{d_1} \right]^{1/2}$$

b)

$$\frac{P_1}{P_2} = \text{Constante.}$$

c)

$$\frac{RPM_1}{RPM_2} = \left[ \frac{d_2}{d_1} \right]^{1/2}$$

d)

$$\frac{H^2_1}{H^2_2} = \left[ \frac{d_2}{d_1} \right]^{1/2}$$

## VI. Variación de la densidad.

Peso del aire, sistema, velocidad y diámetro constante.

a)

$$\frac{Q_1}{d_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

b)

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

c)

$$\frac{RPM_1}{RPM_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

d)

$$\frac{HP_1}{HP_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

donde:

Q = Gasto o volumen en metros cúbicos por segundo.

P = Presión total, dinámica o estática en milímetros de columna de agua.

RPM = Velocidad angular en revoluciones por minuto.

HP = Potencia.

d = Diámetro del ventilador en milímetros.

VI = Velocidad periférica en metros por segundo.

d = Densidad del aire en kilogramos por metro cúbico.

nota:

El subíndice 1 significa condición inicial y el subíndice 2 significa condición final.

## 2.11 CORRECCIONES POR LA DENSIDAD DEL AIRE.

Se debe de tener mucho cuidado de calcular la densidad del aire que manejará un ventilador para que opere como uno espera. Por eso el cálculo de la densidad del aire no se debe tratar tan a la ligera.

Muchos factores influyen en la determinación de la densidad del aire pero lo más importante son la temperatura y la presión barométrica. Es de mucha ayuda para la persona que va hacer una selección de un ventilador la información disponible acerca de los componentes del aire.

Como va operar el ventilador a ciertas condiciones de operación como son: temperatura, humedad, composición del aire y la altura sobre el nivel del mar. En cada aplicación tendremos una diferencia de densidad que es necesario conocer para seleccionar el ventilador adecuado.

Debido a que los fabricantes de ventiladores editan sus catálogos para otro estándar sea al nivel del mar y a una temperatura de 21 °C, haciendo una densidad de 1.20 kg ca<sup>3</sup>. Haciendo la densidad de operación podemos efectuar ciertas correcciones para poder entrar a tablas de capacidad o guías de lectura directa de los diferentes fabricantes de ventiladores.

Los volúmenes de aire que serán manejados por el ventilador, deberán ser calculados para satisfacer la aplicación. Un ventilador operando para un sistema dado a una velocidad dada es una máquina de volumen constante. La densidad del aire entrando al ventilador (es afectada por la temperatura y/o altitud) puede variar, pero el volumen del aire distribuido permanecerá invariable.

La resistencia del sistema, la capacidad del ventilador y potencia al freno varían directamente con la densidad del aire. En práctica general, el diseño de sistemas de resistencia al aire y los requerimientos de presión del ventilador son determinados para condiciones estándar. Esta es algunas veces conocida como la presión de "enfriamiento". La selección del ventilador por el catálogo de la manera normal se usa la presión de enfriamiento, anotando los RPM y BHP del ventilador, como previamente es indicado por la ley No. 2 de los ventiladores.

$$F_2 = \frac{F_1 \times D_2}{D_1}$$

$$BHP_2 = \frac{BHP_1 \times D_2}{D_1}$$

El diseño del volumen de aire y la velocidad del ventilador seleccionada permanecerá invariable, pero la presión y los BHP varían con la densidad del aire (la resistencia del sistema también variará con la densidad del aire que es la causa de la permanencia del flujo del volumen invariable).

Los diseños de muchos sistemas involucran cálculos y especificaciones de cantidades de aire por peso como en productos de secado o combustión. Primeramente puede ser seleccionado, cuando la cantidad de aire sea convertido para un volumen de aire base sobre la densidad del aire estandar a la entrada del ventilador. Los sistemas de resistencia (enfriamiento presión estática del ventilador) deberá ser determinado usando este volumen de aire. La selección del ventilador es ahora hecha por el catálogo, usando el volumen de aire calculado y la presión estática del enfriamiento.

Ver tablas No. 7 y 8 del apéndice " B ".

C A P I T U L O

I I I



### III. COLECCIÓN DE HUMOS Y/O GASES.

#### 3.1 CONTROL DE LA CONTAMINACIÓN DEL AIRE.

- \* Tendencias modernas en el Control de la Contaminación del Aire.
- \* Normas de Emisión y Inmisión. Principios para la Colección de Partículas y Componentes Gaseosos.

Es un hecho, bien conocido que los contaminantes en formas gaseosas y de partículas, se esparcen por todo el mundo y contaminan nuestro medio ambiente. En las primeras décadas de la industrialización se aceptaron emisiones en el aire y en el agua, pero en las últimas décadas se ha reconocido los desastrosos efectos sobre el ser humano y la naturaleza. En muchos países se han elaborado estrictas normas de la calidad del aire para eliminar por completo los contaminantes gaseosos y las partículas suspendidas.

#### Normas de Inmisión y Emisión

Lo que se admite en el medio ambiente, o sea las inmisiones son de gran importancia para los seres humanos y la naturaleza. Sin embargo, una legislación no sólo debe de incluir una ley de protección ambiental, (límites de inmisión) sino también que considere el manejo de sustancias peligrosas para la salud pública y el medio ambiente, (límites de emisión).

Los límites de emisión, obviamente, son una función de los límites de inmisión, pero también de la altura de chimenea, de las reacciones atmosféricas y las condiciones meteorológicas, etc. ( Ver normas de calidad del aire ambiental y emisión de partículas apéndice "E")

Principios y equipo para el control de la contaminación del aire.

Las normas de emisión han provocado cambios en el proceso y en el desarrollo de equipo, por ejemplo:

- \* La introducción de modificaciones, nuevas o revisadas en el proceso para recuperar las partículas y/o gases.
- \* La selección de un equipo más efectivo para depurar el gas.
- \* La selección de métodos para depurar el gas en seco, cuando en el pasado se utilizaban métodos húmedos.
- \* La introducción de diseños de productos nuevos o revisados para poder tener una alta accesibilidad al equipo para depurar el gas.

El equipo se puede clasificar dentro de los siguientes grupos principales:

- \* Equipo para eliminar partículas en suspensión.
- \* Equipo para eliminar los contaminantes gaseosos.

La industria ha utilizado el primer grupo durante más de medio siglo. El equipo ha sido sometido a notables desarrollos y mejoras, en particular durante las últimas décadas.

El segundo grupo está experimentado en la actualidad una gran expansión como resultado de los estrictos reglamentos para contaminantes gaseosos, que han establecido en muchos países. Los reglamentos cubren compuestos tales como: Sulfuros, Acido fluorhídrico, y Acido clorhídrico. Esto mencionar que el control de partículas de polvo y contaminantes gaseosos muchas veces no requieren de un sistema tan completo, puesto que la polución y contaminantes no es tan alto, por lo que se manejan sistemas no muy complejos.

### 3.2 BASES Y VAPORES.

Muchos procesos industriales son acompañados del desprendimiento de gases y vapores nocivos que a veces son muy tóxicos. Su concentración se acostumbra a dar en miligramos por litro (o lo que es lo mismo en gramos por metro cuadrado), pero a veces se da en porcentaje volumétrico, o en la proporción volumétrica de partes por millón, es decir centímetros cúbicos por metro cúbico.

En las publicaciones de higiene industrial, los gases y vapores nocivos pueden clasificarse como venenos industriales entre los que se incluyen los polvos tóxicos.

En los locales donde se efectúan procesos industriales que implican la producción de gases y vapores nocivos se acostumbra emplear la ventilación localizada, adaptándose la ventilación general sólo en casos excepcionales. Las normas de la URSS por ejemplo, las normas de higiene para locales industriales (URSS, H101-54) establecen la concentración máxima permisible para los gases, vapores y polvos contenidos en el aire de las zonas de trabajo de talleres y otros locales.

La ventilación general cuando se desprenden simultáneamente varios gases y vapores de disolventes, gases irritantes o monóxido de carbono junto con óxidos de nitrógeno, exigen que el volumen de aire de ventilación sea igual a la suma de los volúmenes de aire requeridos para reducir por separado las concentraciones de cada solvente, cada gas nocivo y del monóxido de carbono, hasta el valor permisible. En los demás casos, el volumen total de aire de ventilación debe ser igual al máximo de los volúmenes requeridos por cada contaminante en particular.

#### 3.2.1 Características principales de los gases y vapores.

4. Acido nítrico y Óxidos de Nitrógeno. El Acido nítrico y sus derivados se emplean en la industria química por ejemplo, en la fabricación de ácido nítrico a partir del gasitro y aire de ácido

sulfúrico y de colorantes de anilina; en la industria de metales para grabado químico y electrolisis.

El principal efecto del ácido nítrico y de los óxidos de nitrógeno consiste en una irritación de las mucosas del aparato respiratorio. Si la concentración de las emanaciones sobre pasa un valor determinado pueden ocasionar una dilatación de los alveolos pulmonares (Efisema).

\* Disolventes. El término general [disolvente] se refiere a una clase de sustancias, constituidas por hidrocarburos de las series aromáticas y graso, que se emplean en la industria para desengrasar, fabricar pinturas y barnices, para disolver o diluir sustancia orgánicas.

La volatilidad de los disolventes que hace posible el desprendimiento de grandes cantidades de vapor, junto con la propiedad de ser absorbidos por la superficie de la piel no protegida, convierten estas sustancias en muy peligrosas para los trabajadores.

Características de los gases desde el punto de vista de los peligrosos de explosión.

Cuando los vapores de muchos disolventes volátiles se mezclan con el aire en determinadas proporciones, también son inflamables y pueden ocasionar explosiones. Por ejemplo se pueden vaporizar grandes cantidades de disolvente cuando pintan a pistola, objetos grandes y pequeños, cuando se desengrasan objetos metálicos, etc.

### 3.2.2 Propagación de Gases y Vapores por el Aire en un edificio.

Los movimientos de masa, por ejemplo las corrientes de ventilación y circulación, son los principales responsables de la propagación de los gases y otros contaminantes por el interior de un local.

La velocidad de propagación debida a movimientos de masas es varios centenares de veces superior a la velocidad de difusión. En un recinto sin corrientes de aire perceptibles, todavía pueden existir corrientes de 0.1 - 0.2 m/s, mientras que la velocidad de difusión es de 0.01 cm/s aproximadamente.

El comportamiento de las impurezas gaseosas en el aire depende de la densidad del gas, de su concentración de la mezcla y de la circulación del aire. Es evidente que las corrientes de una gas mas ligero que el aire se dirigen hacia arriba, se entremezclan con el aire y luego, debido a la circulación, regresan diluidas a la parte inferior.

Hay que tener presente que cada grado centigrado de aumento en la temperatura representa una disminución, en la densidad del aire de  $3 \text{ o } 4 \text{ g/m}^3$ , mientras que las concentraciones permisibles

en los contaminantes, será probablemente de unos cuantos miligramos por metro cúbico de aire. En condiciones particularmente desfavorables las concentraciones de gas que se observan en la industria pueden alcanzar, según los datos publicados hasta  $9.0 \text{ gm}^3$  para sulfuro,  $0.17 \text{ gm}^3$  para ácido nítrico,  $0.43 \text{ gm}^3$  ácido sulfúrico y  $0.1 \text{ gm}^3$  para cloro. Incluso para estas elevadas concentraciones, un aumento de temperatura de solamente  $1/4^\circ \text{ F}$  debido al contacto con una superficie caliente o una corriente localizada de aire caliente resulta suficiente para levantar el gas. Por lo tanto la velocidad de propagación de un gas no está determinada por su densidad ni por su concentración sino por su temperatura.

Solamente tenderán a caer los gases más densos que el aire cuando su temperatura sea ambiente. Por ejemplo, si se pintan a pistola máquinas herramientas con lacas protectoras de nitrocelulosa en un local sin ventilación ni fuentes de calor, la concentración más alta de vapores de benceno se observa a nivel de suelo.

### 3.3 DISEÑO DE CAMPANAS.

Propiamente el diseño de campanas de extracción es necesario si un sistema de extracción de un local es efectivamente el control de la fuente de contaminación atmosférica con un mínimo de flujo de aire y consumo de potencia. La teoría de velocidad de captura, depende de la creación del flujo encima de la fuente de contaminación suficiente para remover altamente la contaminación del aire alrededor de la fuente o emisión y para que la fuente provoque la entrada del aire a la campana.

Se podrá mostrar que las pequeñas partículas de polvo en un tamaño de micrón, aun si se impulsa extremadamente la velocidad original, a través de distancias muy cortas en la mayoría de más pocas pulgadas, en materia de aire, son las partículas finas de polvo significativas para la salud siguen las corrientes de aire y son muchas veces referidas como "aire inerte de polvo". En algunas consideraciones aplicables a humos y vapores, los vapores y gases, por supuesto, íntimamente mezclados con el aire y siguiendo las corrientes de aire.

#### 3.3.1 Principios de Diseños de Campanas.

Basíamente, el diseño de campanas requiere suficientes conocimientos de un proceso o operación, así como la campana o encerramiento efectivo, podrá ser instalado para suministrar mínimos volúmenes de extracción para el control efectivo del contaminante. El más completo es el encerramiento, la instalación será la más económica y efectiva. Muchos diseñadores desarrollan mentalmente su campana encerrando la operación completamente, para proveer acceso y trabajo abierto como es indicado. Para

completar este concepto de encerramiento, se debe de familiarizar la forma de la campana semejante a una cabina. Todas las aberturas son tenidas para un mínimo y localizadas lejos de la trayectoria natural del recorrido contaminante. Las aberturas para inspección son suministradas por puertas de acceso.

La idea equivocada de que si un gas es mas denso que el aire se acumulará necesariamente sobre el suelo, es consecuencia del desconocimiento de las condiciones en las que se desarrollan los procesos industriales y ha conducido a sistemas de ventilación muy curiosos.

Algunas veces es verdad que los gases y vapores densos se acumulen sobre el suelo, pero esto sólo es posible cuando no existen corrientes convectivas.

El método de ventilación mas eficaz para las impurezas en general y en particular, es el empleo de la ventilación localizada.

Para la ventilación general el aire debe de entrar por un sitio que no impida la estratificación natural del aire y debe salir cerca del techo o del suelo según el lugar donde se espere la máxima concentración de impurezas. Esto permite alcanzar los límites normalizados, renovando la cantidad mínima de aire.

### 3.3.2 Cálculo de las Emisiones.

La cantidad de gas y vapor que se desprende sólo se puede determinar teóricamente en muy raras ocasiones. Generalmente se utilizan los datos de ensayos comprobados o en casos extremos, se determina efectuando mediciones que permitan calcular los balances de aire, gas o materia.

El equipo y los tuberías en cuyo interior hay gases a presión, se someten a un ensayo para determinar las pérdidas probables que experimentarán por fugas los aparatos por unidad de tiempo. En la industria química es admisible una pérdida de presión del 1% a un 3% cada hora. Si la caída de presión no excede a esta cifra el estancamiento de los gases se considera satisfactorio o normal.

Las campanas locales que no tienen encerramiento o confinan la contaminación, son recomendadas solamente como último recurso a causa de extracción de volúmenes que son grandes y el control podría transformarse fácilmente a través de las corrientes del aire en el área.

Las campanas cubiertas (canopy) son efectivas para el control de procesos calientes y para esas operaciones que realizan alambas de gases calientes y vapores. La campana canopy, no debe ser usada directamente donde tiene que trabajar el hombre, sobre la operación, como en caso de tanques de placa y bancos de cemento, puesto que el flujo de aire pasa por la zona de descanso de los trabajadores y puede incrementarse su exposición de materiales tóxicos.

Las derivaciones de los ductos de extracción serán

localizados, posiblemente donde, sea la línea normal del recorrido contaminante y el arreglo será como es deseado la distribución de extracción del flujo de aire. En el caso de campanas grandes poco profundas; las tendencias de movimiento de aire para concentrarse enfrente de la abertura del ducto. Satisfactoriamente la distribución del aire podrá ser alcanzada por derivaciones de uso múltiple o por instalación de deflectores interiores o bancos de filtro.

### 3.3.3 Efectos de Brida.

Donde sea posible, las bridas serán suministradas para eliminar el flujo de aire para zonas inactivas de las campanas. Se podrá reducir de esta manera los requerimientos de aire de un 25%. Para mayor aplicación el ancho de la brida deberá ser igual al diámetro o lado de la campana para ser más efectiva.

Esto sólo antes del diseño de campanas anteriormente determinado. Que requerimientos de volumen de extracción podría ser calculado. Con encerramientos, con calculados volúmenes para conocer el área abierta de la campana y la selección de la velocidad de captura, suficiente para prevenir escapes hacia afuera de la campana. Donde el encerramiento del proceso es impracticable, la trayectoria del flujo de aire en frente de la campana, será tal como se seleccionó la velocidad de captura, deberá de mantenerse en el área de generación, transportando el contaminante a la abertura de la campana. (Ver fig. 3.1)

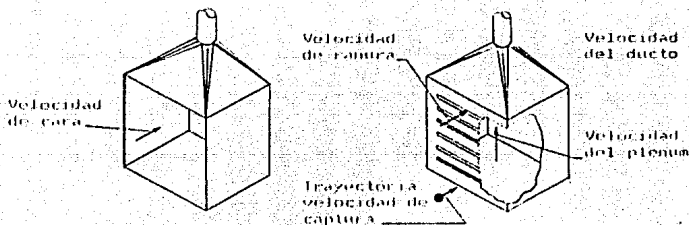


Fig. 3.1 Principios de campanas de extracción

### 3.3.4 Definiciones.

\* **Velocidad de captura.** Es la velocidad del aire en un punto enfrente de la campana para vencer la oposición de las corrientes de aire y para capturar el aire contaminado para que por un punto provoque el flujo hacia el interior de la campana.

\* **Velocidad de cara.** La velocidad del aire en la abertura de la campana.

\* **Velocidad de ranura.** La velocidad del aire a través de las aberturas en una campana tipo slot en Ft/min. Esto es usado primeramente como un medio de obtención uniforme de la distribución del aire a través de la cara de la campana.

\* **Velocidad en el plenum.** La velocidad del aire en el plenum, en Ft/min. Para una buena distribución de aire con campanas tipo slot, la mínima velocidad en el plenum será la mitad de la velocidad de slot o menor.

\* **Velocidad en el ducto.** La velocidad del aire a través de la sección del ducto, en Ft/min. Cuando el material sólido es presentado en la corriente de aire, la velocidad del ducto deberá ser igual para el diseño mínimo de la velocidad de los ductos.

\* **Diseño mínimo de velocidad de ductos.** La velocidad de aire mínima requerida para mover las partículas en la corriente de aire.

### 3.3.5 Aberturas sencillas.

El movimiento de aire será en todas direcciones hacia la abertura de la succión. Por definición, el flujo contrario son líneas de igual velocidad en frente de una Campana. Similarmente las líneas de corriente de aire son líneas perpendiculares para el flujo contrario. (La tangencia en un punto en una línea de corriente de aire, indica en que punto es la dirección del aire). En la fig. 3.2 muestra el flujo de aire en frente de una abertura circular.

La ecuación de flujo, antes de la libre soportoria de las campanas para campanas redondas y campanas rectangulares que son esencialmente cuadradas, es:

$$V = \frac{Q}{10X^2 + A}$$

Donde:

$V$  = Velocidad en la línea central en la distancia  $X$  para campanas, en PPH.

$X$  = Distancia hacia arriba o lo largo del cono en Ft. (nota: La ecuación es válida solamente para distancias limitadas de  $X$  dentro de 1/2D).

$D$  = El Flujo de Aire en PPH, el <sup>3</sup>segundo

$A$  = Área de la abertura de la campana en Ft. <sup>2</sup>

$D$  = Diámetro de las campanas redondas o lados de las campanas cuadradas esencialmente.

Como podrá verse para esta ecuación y la fig. 3.2 Hay una rápida disminución de velocidad con incremento en la distancia para las campanas, variando casi inversamente con el cuadrado de la distancia.

Donde la velocidad  $V$  es mayor que  $U_c$  de  $U_c$ , la pérdida de velocidad disminuye rápidamente con la distancia más se indica en la ecuación.

\* Velocidad de corriente  $U_c$  expresada en porcentajes de velocidad de abertura  $U$  y flujos de corriente aire para aberturas circulares.

El procedimiento aplica la fórmula para producciones de flujo de aire en frentes de aberturas semicirculares y cuadradas. Véase fig. La fig. 3.3 muestra otros tipos de campanas y dando la fórmula aplicable para el volumen de aire.

Excepcionalmente los altos volúmenes de las campanas requieren menor volumen de aire que el sugerido indicado por los valores recomendados de la velocidad de captura para pequeñas campanas. Este fenómeno es advertido por:

1. La presencia de un gran movimiento de masa de aire hacia el interior de la campana.
2. El hecho de que el confinamiento este debido a la influencia de la campana, en tiempos más grandes en el caso con perforadas campanas.
3. El hecho, que los grandes volúmenes de aire proporcionan diluciones considerables.



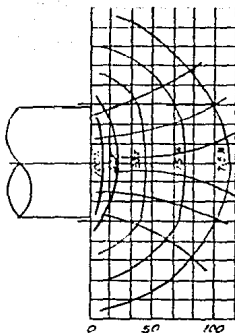
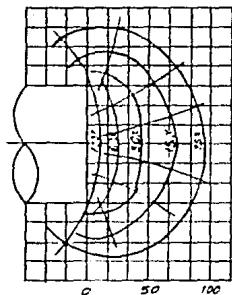


Fig. 3.2 Flujo de aire enfrente de una abertura circular.





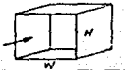

TIPO DE CAMPANA	DESCRIPCION	RELACION ENTRE, $\frac{Q}{V}$	VOLUMEN DE AIRE
	RANURA	0.2 ó MENOR	$Q = 3.7 LVX$
	RANURA BRIDADA	0.2 ó MENOR	$Q = 2.6 LVX$
	ABERTURA SENCILLA	0.2 ó MAYOR	$Q = V(10X^2 + A)$
	ABERTURA BRIDADA	0.2 ó MAYOR	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$
	CABINA	APROPIADA PARA FABRICAS	$Q = VA = VWH$
	CUECARTAS	APROPIADA PARA FABRICAS	$Q = 1.4 PDV$ $P = \text{PERIMETRO DE TRASE}$ $D = \text{ALTURA SUPERIOR}$ $\text{DEL TRABAJO}$

Fig. 3.3 Volúmenes de aire para otro tipo de campanas.

### Rangos de Velocidad y Captura

Cond. de dispersión de contaminante	Ejemplos	Med. de captura
Disipar prácticamente con no velocidad hacia el interior del aire quieto.	Evaporaón para líquidos, descomposición, etc.	50 - 100
Disipar para baja vel. moderadamente hacia el interior del aire inno vil.	Cabinas de soldadura, contenedores, buses, portadores de baja vel., soldadura, etc.	100 - 200
Generación activa hacia el interior de la zona de rápido movimiento.	Korjadores de pintura en cabinas, barcos de Hondo, transportadores, de carga, etc.	200 - 300
Generación de una alta velocidad inicial hacia el interior de la zona de muy rápido movimiento del aire	Esmeriles, chorros, abrasivos.	500 - 2000

En cada categoría arriba, un rango de velocidad de captura es mostrado. El valor propio escogido depende de diversos factores:

1. Las corrientes de aire favorables o mismas para capturas.
2. Contaminantes de alta toxicidad o solo de valor molesto.
3. Baja producción, intermitente.
4. Campanas grandes, masas de aire en movimiento.

de rango menor extremo.

1. Disturbio de corrientes de aire en el cuarto.
2. Contaminantes de alta toxicidad.
3. Alta producción, uso pesado.
4. Pequeñas campanas, sólo central en el local.

### 3.3.6 Procedimiento del diseño de Campanas.

El control efectivo de un proceso de producción de contaminantes es cerca de la primera eliminación o minimización de todo el aire en movimiento cerca de los procesos y provocar el aire hacia el interior de la campana de extracción. El flujo hacia la sección abierta será suficientemente alta para mantener la velocidad de captura necesaria y para vencer la oposición de las corrientes de aire.

La eliminación de fuentes de movimiento de aire como una primera etapa, en el diseño de campanas, es un factor importante en cortes descendentes de volumen de aire requerido y el correspondiente consumo de potencia. Las fuentes importantes de movimiento de aire son:

1. Corrientes de aire térmicas, especialmente para procesos calientes u operaciones de generación de calor.
2. Maquinaria de movimiento, como por ruedas de esmeril transportadores de banda, etc.
3. Movimiento de materia, como en descarga o contenedores de relleno.
4. Movimiento de operador.
- 5.- Corriente de aire del cuarto (son usualmente tomadas a 50 Ft/min. mínimo y tal vez mucho mayores).
- 6.- Fuentes de enfriamiento y equipo de calefacción.

La forma de la campana, tamaño, localización y rango de flujo, son consideraciones importantes de diseño.

El cierre de operación de la campana será como sea posible si el encerramiento no es posible, la campana será localizada cerrada para la fuente, controlando el área de contaminación.

Las bridas serán usadas para eliminar el aire extraído por áreas inefectivas y también para eliminar la pérdida a la entrada de la campana.

### 3.3.7 Coeficiente de Entrada y Presión Estática de la Campana.

Si por crear aire de succión entrando en una abertura resulta un patrón típico, máxima convergencia de la corriente de aire ocurriendo a una distancia corta del plano de la corriente al plano de la vena contraída, el diámetro del chorro es más pequeño que el diámetro del ducto. La formación de la vena contraída es acompañada con una conversión de presión estática para la presión de velocidad, y para la presión de velocidad posterior a la presión estática. Una pérdida del 2% en presión estática resulta de la conversión de presión de velocidad en el vena contraída para la presión estática tal como el relleno del aire de los ductos. El área de la corriente de aire variará con la forma de campana o abertura del ducto para muchas formas de campanas el rango será de 70% al 100% del área de ducto. Ver fig.

3.4

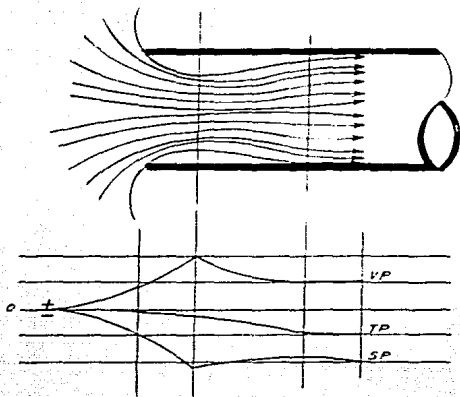


Fig. 3.4 Flujo de aire en la vena contracta.

Las pérdidas debidas a la conversión de presión resultan una disminución de la razón de flujo como es indicado por el coeficiente de entrada  $C_e$ . El coeficiente de entrada es definido como el rango actual de flujo causado, por tener una presión estática comparable con el flujo teórico que resulta si la presión estática pudiera ser convertida a una presión de velocidad con una eficiencia del 100%. Este es el radio del flujo teórico actual. La fig. 3.5 suministra valores de  $C_e$  para muchos tipos de campanas.

El coeficiente de entrada  $C_e$  representa el porcentaje de flujo que ocurrirá en interior de una campana dada basada sobre la caída de presión (SP) desarrollado en un canal.

Los CFM para una campana podrán expresarse de la manera usual (4005 A VP) o como (4005 A  $C_e$  SP).

$$Q = 4005 A \sqrt{VP} = 4005 A C_e \sqrt{SP}$$

$$C_e = \frac{\sqrt{VP}}{\sqrt{SP}}$$

Las pérdidas de entrada a la campana  $C_e$  es otro medio conveniente de determinar el flujo de aire a través de una campana y podrá definirse como representante de las pérdidas de presión causadas por flujos de aire hacia el interior del ducto.

$SP_h$  en la campana =  $VP$  en el ducto.  $h_e$ . La relación entre  $C_e$  y  $h_e$  podrán derivarse como sigue:

$$C_e = \sqrt{\frac{VP}{SP_h}}$$

Substituyendo:

$$SP_h = VP + h_e$$

$$C_e = \sqrt{\frac{VP}{VP + h_e}}$$

$$C_e^2 = \frac{VP}{VP + h_e}$$

$$C_e^2 VP + h_e C_e^2 = VP \quad h_e = \frac{VP - C_e^2 VP}{C_e^2}$$

$$h_e = \frac{VP}{C_e^2} - VP = \frac{(1 - C_e^2)}{(C_e)^2} VP$$

Esto es por lo tanto deseable para minimizar la contracción de las corrientes de aire que ocurre en la zona de la vena contraída para un diseño apropiado de la campana. La fig. 3.5 ilustra el efecto de diseño de campanas sobre el coeficiente de entrada y sobre la pérdida de entrada en términos de velocidad del cabezal en la conexión del ducto.

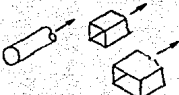
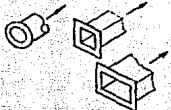
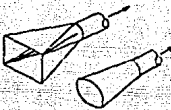
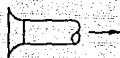
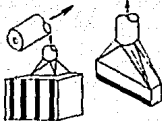
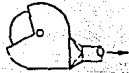
TIPO DE CAMPANA	DESCRIPCION	COEFICIENTE DE ENTRADA $C_e$	PERDIDA A LA ENTRADA $P_s$
	ABERTURA SENCILLA	0.72	0.93 VP
	ABERTURA SIZADA	0.82	0.49 VP
	CAMPANA CONICA O CON TRANSFORMACION.	Varia con el angulo de la transformacion o cono. Ver Fig. 6-10 del <i>Tratado de Ventilacion (T.V.)</i>	
	ENTRADA DE BOCINA (BOCA ACAMPAÑADA)	0.95	0.04 VP
	ORIFICIO	Ver Fig. 6-10 del (T.V.)	
	TIPICA CAMPANA DE ESMERIL.	TOMAS ESPECIALES	0.65 VP
		TRANSFORMACION SUCEDAL	0.40 VP

Fig. 3.5 Efectos en el diseño de campanas sobre el coeficiente y sobre la pérdida a la entrada en términos de velocidad de la cara en la conexión del ducto.

### 3.4 DISEÑO DE LA VELOCIDAD MÍNIMA DEL DUCTO.

Para sistemas que manejan partículas, un diseño de velocidad mínimo es requerido para prevenir la sedimentación y taponar la ductería. En otros manejos las velocidades excesivamente altas son destructivas de potencia y podrían causar rápida abrasión de la ductería. El diseño de la velocidad mínima de valores superiores, teóricos y experimentales se protegen contra varias consistencias tales como:

- 1.- El taponar o cerrar uno ó más ramales reducirá el volumen total en el sistema y correspondientemente reducirá las velocidades en al menos alguna sección del sistema de ductos.
- 2.- El daño de la ductería, abollar por choc., incrementará la resistencia y disminuirá el volumen y la velocidad, en la etapa dañada del sistema.
- 3.- Las fugas de la ductería incrementarán volumen y velocidad debajo de la corriente de la fuga pero disminuirá sobre la corriente y en otras etapas del sistema.
- 4.- La corrosión o erosión de la rueda del ventilador ó evadir invariablemente una transmisión de banda, reducirá volumen y velocidad.
- 5.- Las velocidades estarán adecuadas para recoger o redespachar polvo que tendrá que acentar ( fijar ) debido a operaciones impropias del sistema de extracción.

El diseñador es cauteloso en esto por algunas condiciones tales como materiales húmedos, condiciones de condensados en la presencia de polvo, fuertes efectos electrostáticos, etc., sólo para velocidad podrá ser suficiente para prevenir taponado y otras medidas especiales que podrían ser necesarias.

### Rangos de Velocidades de Diseño

Naturaleza del contaminante.	Ejemplos	Velocidad de diseño Ft./min.
Vapores, gases, y humos	Todos los vapores gases y humos	Una velocidad deseada (óptima, económica, usualmente vel. de: 1000 - 1200 )
Humos	Humos de óxido de aluminio y zinc.	1400 - 2000
Polvo y polvora seca	Polvo de goma fina, molinado de pólvora, polvo baquelita, polvo de algodón, hilaza de yute, polvos ligeros de tabo y virutas de cuero.	2500 - 3500
Polvo medio industrial	Polvo de sierra, polvo de esmerilado, hilaza de ante (seca), polvo de yute, de lana, de zapato, de granito, harina de sílica, moliendo de materiales en gral., corte de ladrillo, fundición, polvo de limadura de asbesto, en industrias textiles.	3500 - 4000
Polvos pesados	Trasición del metal, fundición, volteo y sacudimiento de barriles, polvo de cherros de arena, bloques de madera, trasición de betón, polvos pesados de moldes de hierro y de plomo	4000 - 4500
Polvos pesados ó húmedos	Polvo de plomo con pequeñas astillas, polvos de cemento húmedo pedazos de asbestos para máquinas de corte en tuberías de tránsito, hilaza de ante, polvo de cal viva.	4500 - y arriba



### 3.5 DISTRIBUCION DE AIRE POR RANURA.

Las campanas slot (ranura), son usadas mas comúnmente para proveer una extracción de fluido de aire adecuado a la velocidad de captura sobre una longitud finita de generación de contaminante, tal como un tanque abierto o sobre la cara de una campana grande así como a un lado del diseño de las corrientes de aire. La función de la ranura es solamente la obtención propia de la distribución del aire. La velocidad de ranura no contribuye hacia la velocidad de captura. Una alta velocidad en la ranura simplemente genera alta pérdida de presión. Notar que la ecuación de la velocidad de la fig. 3.3 muestra que la velocidad de captura es relacionada con la extracción de volumen y la longitud de la ranura no la velocidad en la ranura.

Las campanas slot (ranura) consisten de una extracción estrecha abierta y una cámara de plenum. La distribución de la extracción de aire uniforme a través de la ranura es obtenida por diseños cuidadosos. Los deflectores serán usados en el plenum; sin embargo en muchos sistemas de extracción industrial son sujetos a corrosión y/o erosión. Las ranuras ajustables podrán suministrarse pero están sujetas a forzamientos y malos ajustes.

La campana mas práctica es la de ranura fija y sin obstrucción tipo plenum. Los diseños de la ranura y plenum es tal que la pérdida de presión a través de la ranura es alta comparada con la pérdida de presión a través del plenum. Así todas las porciones de la ranura son sujetas esencialmente igual a la succión y a la velocidad de la ranura uniformemente una aproximación muy usual, aplicable para muchas campanas, es la velocidad máxima para diseño del plenum igual a 1/2 de la velocidad de la ranura. Para muchas campanas slot a 2000 Ft/min. de velocidad en la ranura y 1000 Ft/min. de velocidad en el plenum es seleccionado razonablemente para una uniformidad de flujo y caída de presión moderada, siguiendo algunas tolerancias de normas de diseño.

#### 3.5.1 Derivaciones Centradas de Extracción.

El resultado de diseños en los tamaños de plenum practicamente pequeños desde la aproximación de los ductos de aire para ambas direcciones donde el largo y lo profundo del plenum son posibles, tal como con sacudido exterior de campanas, la velocidad de ranura deberá ser menor a 1000 Ft/min. con 500 Ft/min. de velocidad de plenum.

#### 3.5.2 Tomas Extremas ( END TAKE-OFF )

Las configuraciones requieren plenums de tamaños fijos grandes por que todo el aire pasará en una sola dirección.

Nota. Las campanas donde haya ranura-plenum son usadas para control de polvo. Las velocidades de plenum serán de 3000 Ft/min. o mayores para transportar partículas de material a través de la campana, de otra manera ocurrirá la sedimentación y tapadura.

### 3.6 CALCULO DE LA PERDIDA DE PRESION ESTADICA EN LA EXTRACCION DE LA CAMPERA.

Las campanas normales, ductos abiertos ordinarios, campanas cubiertas canopy y similares, tendrán solo una pérdida de energía significativa en los puntos donde el aire entra al ducto. En este punto una pronunciada vena contracta es formada, una pérdida de energía en un primer efecto, en la conversión de la presión estática para la velocidad de presión, como el paso de aire a través de la vena contracta, los flujos en áreas grandes para el llenado del ducto, convierten la velocidad de presión y presión estática. La pérdida de entrada de la campana ( $h_e$ ) podrá ser expresada en términos de un factor simple  $k_d$  que cuando se multiplica por la presión de velocidad ( $V^2$ ) del ducto, dará la pérdida a la entrada ( $h_e$ ) en pulgadas de agua.

#### Componentes de las Campanas.

Otros tipos de campanas tendrán dos o mas puntos de pérdida de energía significativa y deberá ser considerado en detalles mayores. Ejemplos comunes de pérdidas: campanas que tienen doble entrada, las campanas tipo slot y múltiple abertura, las corrientes de aire laterales de la campana comúnmente usadas sobre placas, tanques de inmersión de pintura y desengrasado y fundición.

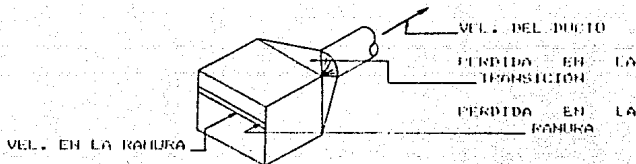


Fig. 3.6 Campana con pérdida en la doble entrada.

La fig. 3.6 muestra una campana con pérdida en la doble entrada, esta es una campana de ranura con un plenum y una transición al ducto. El propósito del plenum es dar una velocidad uniforme a través de la abertura de la ranura. El aire entrando a la ranura, en este caso un orificio de aristas o de borde afilado, y pérdida de energía debida a la vena contracta, en este punto.

El aire entonces continúa a través del plenum donde la porción mayor de la velocidad en la ranura es retenida a causa de las corrientes de aire proyectadas así mismo a través del plenum en una manera similar en el soplador (blowing) suministrando las corrientes. El aire que converge hacia el interior el ducto a través de la transición donde ocurre la segunda pérdida de energía.

C A P I T U L O

I U

19. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DESEMPLEO DE ASES.

4.1 SISTEMA DE ASES (CÓDIGO ACTIVO) Bases:

4.1.1. Características de bases:

ALTIUDAD: 2090 m.s.n.m.; 2347' (1.221 m.)  
 COGITO: 19° 27' 10" S  
 LONGITUD: 70° 31' 00" W D.E.  
 PRESTACIÓN: 500mm Dca = 1.0, 0.1 m. H<sub>0</sub>

4.1.2. Condiciones de bases:

a) EN VERANO

	1105		1104		H <sub>0</sub>
	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	
EXTERIORES	50	46	17	64	52
INTERIORES	20	25	16	61.5	50
DIFERENCIA	30	21	1	2.5	18

b) EN INVERNO (2do año de proceso)

	1105		1104	
	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$
EXTERIORES	0	33	—	—
INTERIORES	10	31	—	—
DIFERENCIA	10	—	—	—

#### 4.1.3 Cálculo de Áreas.

(Ver plano No. S.A.L - 01)

##### 1.- Muro Noreste (Concreto)

$$\text{Area} = (22.0 + 7.0)\text{m} \times 3.0\text{m} = 87\text{m}^2 \times 10.76 = 937 \text{ Ft}^2$$

##### 2.- Muro Suroeste (Concreto)

$$\text{Area} = (7.0 + 7.0)\text{m} \times 3.0\text{m} = 42\text{m}^2 \times 10.76 = 452 \text{ Ft}^2$$

##### 3.- Muro sureste (Concreto)

$$\text{Area} = 36.65\text{m} \times 3.0\text{m} = 109.95\text{m}^2 \times 10.76 = 1183 \text{ Ft}^2$$

##### 4.- Muros Colindantes

###### a) Concreto ( bóveda )

$$\text{Area} = (10 + 7 + 6)\text{m} \times 3.0\text{m} = 69\text{m}^2 \times 10.76 = 743 \text{ Ft}^2$$

###### b) Concreto ( Muros )

$$\text{Area} = 7\text{m} \times 3.0\text{m} = 21\text{m}^2 \times 10.76 = 226 \text{ Ft}^2$$

###### c) Block

$$\begin{aligned} \text{Area} &= (15 + 1.3 + 1.3 + 8.0 + 6.0 + 10.0 + 2.35 + \\ & 2.35 + 1.625 + 1.625 + 10 + 3)\text{m} \times 3.0\text{m} + \\ & (19.25\text{m} \times 1.20\text{m}) = 210.75\text{m}^2 \times 10.76 = 2268 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

##### 5.- Techo

$$\begin{aligned} \text{Area} &= 22\text{m} \times 41\text{m} - ((10.5 \times 15) + (19.25 \times 7.0) + \\ & (5.0 \times 2.5) + (10.0 \times 7.0) + (5.0 \times 1.3) + (2.35 \times \\ & 1.625) + (7.0 \times 4.5)) + (2.5 \times 2.35) + (16.0 \times \\ & 6.25) + (0.9 \times 3.0) = 594\text{m}^2 \times 10.76 = 6392 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

##### 6.- Muros Suroeste ( Block )

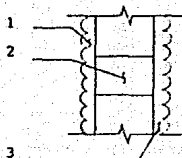
$$\text{Area} = 6.8\text{m} \times 3.0\text{m} = 20.4\text{m}^2 \times 10.76 = 220 \text{ Ft}^2$$

##### 7.- Vidrios Interiores

$$\text{Area} = 19.25\text{m} \times 1.3\text{m} = 25.025\text{m}^2 \times 10.76 = 270 \text{ Ft}^2$$

#### 4.1.4 Cálculo de coeficientes de transmisión.

##### 1. Muros Exteriores (De Block)

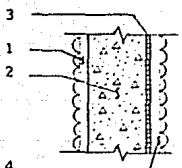


	Descripción	$\frac{0.173}{\text{hr-Ft}^2}$ RTU
1	Felícula de aire exterior	0.25
2	Block hueco vidriado de 10x14x20	0.44
3	Felícula de aire interior	0.68
		<b>R = 1.37</b>

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1.37} = 0.73$$

$$\frac{\text{RTU}}{\text{hr-Ft}^2-\text{°F}}$$

##### 2. Muros Exteriores (De Concreto)

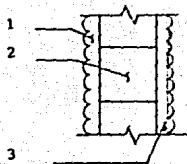


1	Felícula de aire exterior	0.25
2	Concreto de 9cm de esp.	0.71
3	Ápianado de yeso 1/2 esp.	0.37
4	Felícula de aire interior	0.68
		<b>R = 1.96</b>

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1.96} = 0.51$$

$$\frac{\text{RTU}}{\text{hr-Ft}^2-\text{°F}}$$

### 3.- Muros Colindantes (De Block)

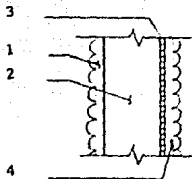


1	Felícula de aire interior	0.68
2	Block hueco vidriado de 10x14x20	0.44
3	Felícula de aire exterior	0.68
		R = 1.80

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1.80} = 0.556$$

BTU
hr-Ft <sup>2</sup> -°F

### 4.- Muros colindantes (concreto boveda)

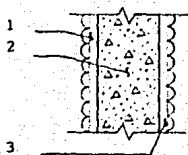


1	Felícula de aire interior	0.68
2	Concreto de 80cm (31.5) de esp. 0.11 X 31.5 =	3.465
3	Aplanado de yeso 1/2 esp.	0.32
4	Felícula de aire exterior	0.68
		R = 5.145

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{5.145} = 0.194$$

BTU
hr-Ft <sup>2</sup> -°F

### 5.- Muros colindantes (concreto)



1	Felícula de aire interior	0.68
2	Concreto de 9 cm de esp.	0.71
3	Felícula de aire interior	0.68
		R = 2.07

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{2.07} = 0.483$$

$$\text{br} = U (T_i - T_o) = U \Delta T$$

#### 4.1.5 Cálculo del mes y hora pico.

Abril 10 am

Muro Noroeste	=	937 X 24	=	22488
Muro Sureste	=	1183 X 20	=	23660
Muro Suroeste	=	672 X 0	=	0

46148 BTU/hr

Junio 11 am

Muro Noroeste	=	937 X 22	=	20614
Muro Sureste	=	1183 X 20	=	23692
Muro Suroeste	=	672 X 1	=	672

44978 BTU/hr

Junio 5 pm

Muro Noroeste	=	937 X 13	=	12181
Muro Sureste	=	1183 X 15	=	17745
Muro Suroeste	=	672 X 35	=	23520

53446 BTU/hr



Julio 4 pm

Muro Noreste = 937 X 12 = 11244  
Muro Sureste = 1183 X 18 = 21294  
Muro Suroeste = 672 X 32 = 21504

54042 BTU/hr

Agosto 2 pm

Muro Noreste = 937 X 10 = 9370  
Muro Sureste = 1183 X 28 = 29575  
Muro Suroeste = 672 X 12 = 8064

47009 BTU/hr

Diciembre 3 pm

Muro Noreste = 937 X 11 = 10307  
Muro Sureste = 1183 X 21 = 24843  
Muro Suroeste = 672 X 24 = 16128

51278 BTU/hr

De acuerdo con el estimado anterior tenemos que la carga máxima es en Julio a las 4 pm.

Corrección de la  $\Delta t$  equivalente.

MCS JULIO 10000 16.0 Hrs. (Máxima exposición en lado SW para Latitud Norte 20°)

a).  $TBS = 86^\circ F = 30^\circ C$

$T04 = 63^\circ F = 17^\circ C$

Rango diario  $20^\circ F$

b). De la tabla No. 2 del Manual Carrier, del apéndice "A", con rango diario  $20^\circ F$  y 16.0 Hrs. se obtienen los siguientes factores de corrección por hora del día:

$TBS = -1^\circ F$

$T04 = 0^\circ F$

c). Restando a las temperaturas exteriores de diseño los factores de corrección por hora del día se tienen:

$TBS = 86 - 1 = 85^\circ F$

$T04 = 63 - 0 = 63^\circ F$

d). Para obtener el rango anual: Temperatura de diseño corregida para verano - Temperatura de diseño para invierno.

$= 85 - 32 = 53^\circ F$

e). Con rango anual de temperatura de 53 y el mes de JULIO de la tabla No. 3 del Manual Carrier, del apéndice "A", se obtiene la corrección por mes del año.

$TBS = 0^\circ F$

$T04 = 0^\circ F$

f). Restando a las temperaturas del inciso 11) las correcciones por mes del año del inciso V.

$TBS = 85 - 0 = 85^\circ F$        $T04 = 63 - 0 = 63^\circ F$

g). Corrección a las temperaturas equivalentes.

$TBS_{ext} - TBS_{int} = 85 - 77 = 8^{\circ}F$  y rango diario de  $20^{\circ}F$  en la tabla No. 20-A del Manual Carrier, del apéndice " A " obtenemos  $-7^{\circ}F$  que restaremos o sumaremos a Afe y Ates.

h).

Donde:

Afe = Diferencia de temperatura equivalente para mes, y día considerado.

Ates = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared o techo a la sombra, tabla No. 19 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

Atem = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared o techo soleado, tabla No. 19 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

RS = Ganancia máxima de calor en BtU/hr -Ft<sup>2</sup> correspondiente al mes y latitud supuestos a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de la pared); u horizontal (techo), tabla No. 6 ó tabla No. 15 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

RM = Ganancia máxima de calor en BtU/hr -Ft<sup>2</sup> correspondiente al mes de Julio 40° de latitud Norte, a través de una superficie acristalada vertical, para la orientación considerada (pared) u horizontal (techo), tabla No. 6 ó tabla No. 15 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

EXP	Afe	Ates	RS	RM	Atem
NO	---	---	---	127	---
SE	8.44	10-7= 3	85	125	18 - 7=11
NE	5.17	10-7= 3	138	127	12 - 7= 5
SO	17.96	10-7= 3	85	125	32 - 7=25
TECHO	---	---	---	233	---

#### 4.1.6 Cámara de calor por contacto.

Transferencia de calor.

Calentadores de agua eléctricos  
(0.041/hr) 1700 Btu/hr

Lavandería  
(3) Lavadoras y secadoras 500 c.u. 15300 Btu/hr

Cámaras de L.A. 1-1-2-10 4770 Btu/hr

Comedor  
(3) Parrillas eléctricas 300 c.u. 1050 Btu/hr

22020 Btu/hr

-----



E.N.E.P.

ARAGON

4.1.7 Hoja de carga técnica para Aire Lavado

LUGAR: CUAJIMALPA D.F.

ESPACIO USADO: OFICINAS PLANTA BAJA

TAMAÑO: 6392 PIES<sup>2</sup> x 7.8=50318 PIES<sup>3</sup>

PARTE: APEA B CANTIGAS BANCAJICA BOLAS O BT FACTOR BTU/HORA

Table with columns: GARANTIA BOLAS POR VIGILIO, VIGILIO, VIGILIO, VIGILIO, VIGILIO, VIGILIO

Table with columns: GARANTIA BOLAS Y DE TRANSMISION POR BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS

Table with columns: GARANTIA POR TRANSMISION EXCEPTO BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS, BANCOS Y AZITEAS

Table with columns: CALOR INTERNO PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

Table with columns: CALOR LATENTE, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

Table with columns: FACTOR DE SE BANCOS, CALOR LATENTE DEL CUARTO, CALOR TOTAL DEL CUARTO, CALOR SENSIBLE DEL CUARTO

Table with columns: CALOR DEL AIRE EXTERIOR, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

Table with columns: CALOR DEL AIRE EXTERIOR, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

Table with columns: GRAN TOTAL, GRAN TOTAL, GRAN TOTAL, GRAN TOTAL, GRAN TOTAL, GRAN TOTAL

Table with columns: AERADO PARA JUL. 10 HRS, AERADO PARA JUL. 10 HRS, AERADO PARA JUL. 10 HRS, AERADO PARA JUL. 10 HRS, AERADO PARA JUL. 10 HRS

Table with columns: AIRE EXTERIOR (AE), PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

Table with columns: AIRE EXT. A TRAVES DEL APARATO, FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS)

Table with columns: FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS), FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS), FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS)

Table with columns: CANT. DE AIRE DEHUMIFICADO (AD), PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

Table with columns: CANT. DE AIRE ALIMENTADO (AA), PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

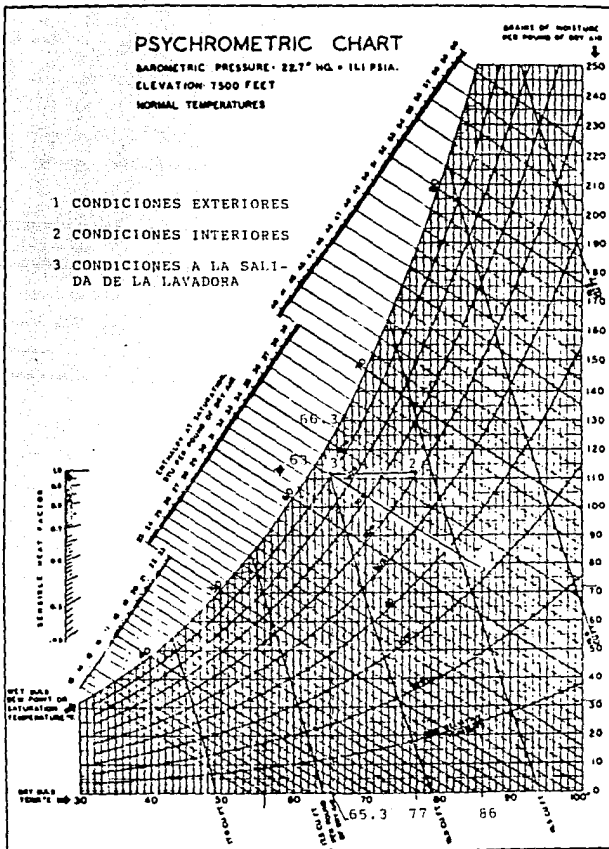
Table with columns: DE LA CARTA PSICROMETRICA, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

NOTAS: CFM = 76181, 0.77 x 1.08 x 11.77, F.C. = 585 mm Hg, 760 mm Hg

Table with columns: COMPROBACION, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS, PERDIDAS

DE AT SE MAY ALTA, DETERMINAR LOS PER DE ALIMENTACION PARA LA DIFERENCIA DEBIDA POR LA PUNDA DE LOS PER ALIMENTADOS.

4.1.8 Carta psicrométrica.



#### 4.1.7 Temperatura del Aire a La Salida de la Lavadora.

$$t_e = \text{temperatura aire entrada} = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_s = \text{temperatura aire salida} = ?$$

$$t_{sat} = \text{temperatura aire saturado} = 63 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$= \text{eficiencia de la lavadora} = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Eficiencia} = \frac{t_e - t_s}{t_e - t_{sat}}$$

$$t_s = t_e - (t_e - t_{sat})$$

$$t_s = 86 - 0.90(86-63)$$

$$t_s = 65.30 \text{ }^\circ\text{F}$$

\* Diferencia de temperatura del aire interior-salida

$$T = 77 - 65.30 = 11.70 \text{ }^\circ\text{F}$$

#### 4.1.10 Balance de aire.

##### 1. Cantidad de aire requerida por carga de equipos

a) Transferencia de calor

$$\frac{1700 \times 20.50}{76181} = 4.47 \text{ CFM}$$

b) Lavandería

$$\frac{15700 \times 78.50}{76181} = 15.73 \text{ CFM}$$

c) Control

$$\frac{4770 \times 78.50}{76181} = 4.91 \text{ CFM}$$

d) Comedor

$$\frac{1050 \times 20.50}{76181} = 1.03 \text{ CFM}$$

##### 2. Cantidad de aire por ventilación

$$2050 \times 1.75 = 3587.5 \approx 3588 \text{ CFM}$$

$$\frac{5045}{5341.952} = 0.94 \text{ CFM/ft}^2$$

	CFM	CFM
Entrenamiento	$= 2.5 \times 2.6 = 6.45m^2 \times 10.75 = 69.402 \text{ ft}^2$	1
Ciclo de equipo	$= 2.8 \times 3.7 = 10.46m^2 \times 10.75 = 112.60 \text{ ft}^2$	13.54125
CFM = Cubic feet per minute (133/min)		



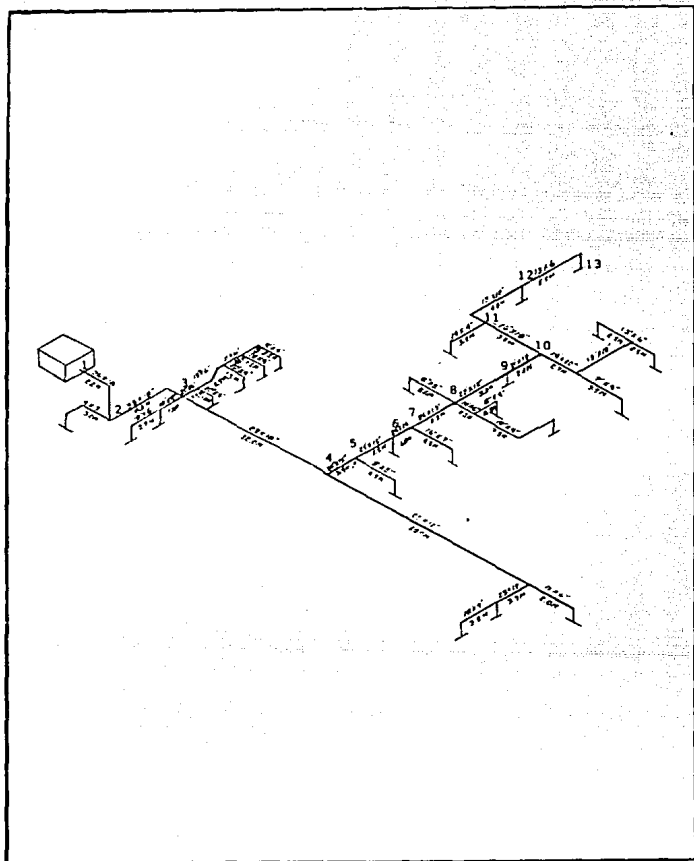
Lavanderia	=	6.84 X 7.9 = 54.04m <sup>2</sup>	X	10.76 =	581.43 Ft <sup>2</sup>	597+1573
E.R. overoles	=	3.5 X 4.9 = 17.15m <sup>2</sup>	X	10.764 =	184.53 Ft <sup>2</sup>	189
Control	=	3.0 X 4.9 = 14.70m <sup>2</sup>	X	10.764 =	158.17 Ft <sup>2</sup>	162+491
Comedor	=	15 X 8.0 + 7.0 X 2.0 = 134m <sup>2</sup>	X	10.764 =	1441.84 Ft <sup>2</sup>	1480+108
Guarda alim.	=	4.5 X 5.0 = 22.50m <sup>2</sup>	X	10.764 =	242.10 Ft <sup>2</sup>	249
Taller mec.	=	6.1 X 6.0 = 36.60m <sup>2</sup>	X	10.764 =	393.82 Ft <sup>2</sup>	404
Taller mant.	=	4.4 X 6.0 = 26.16m <sup>2</sup>	X	10.764 =	281.48 Ft <sup>2</sup>	289
Fas.G.Alim.	=	7.0 X 4.3 = 30.10m <sup>2</sup>	X	10.764 =	323.88 Ft <sup>2</sup>	332
Fas.vest.	=	20 X 2.2 + 6.0 X 2.5 = 59m <sup>2</sup>	X	10.764 =	634.84 Ft <sup>2</sup>	652
Fas.comedor	=	8.0 X 2.0 = 16.0 m <sup>2</sup>	X	10.764 =	172.16 Ft <sup>2</sup>	177
Recepción	=	3.5 X 3.1 = 10.85m <sup>2</sup>	X	10.764 =	116.75 Ft <sup>2</sup>	120
Oficinas sup.	=	10.18 X 4.0 = 40.72m <sup>2</sup>	X	10.764 =	438.15 Ft <sup>2</sup>	450
Priv.esc.	=	6.5 X 2.31 = 14.95m <sup>2</sup>	X	10.764 =	160.9 Ft <sup>2</sup>	166
					5341.062	5483+2347
					Ft <sup>2</sup>	=7830CFM

Como en los pasillos de guarda de alimentos, vestidores y comedor, no se requiere demasiado aire se reducirán estos a la mitad y este aire restante se dividirá proporcionalmente entre la enfermería, oficinas de sup., taller mecánico y de mantenimiento quedando como sigue:

Enfermería	=	71	+	34	=	105
Transf.de Carga	=	320			=	320
Lavanderia	=	2170			=	2170
Control	=	453			=	453
Comedor	=	1588			=	1588
Guarda alim.	=	249			=	249
Taller mec.	=	404	+	193	=	597
Taller mant.	=	289	+	138	=	427

Pas.G.alim.	=	332/2	=	166
Pas.VEST.	=	652/2	=	326
Pas.comedor	=	177/2	=	90
Recepción	=	120	=	120
Oficinas sup.	=	450 + 215	=	665
E.R. over.	=	189	=	189
Priv.esc.	=	166	=	166
		<u>7830 CFM</u>		<u>2830 CFM</u>

4.1.11 Isométrico del recorrido de ductos.  
 (Ver plano No. S.A.L. - 01 y S.V. - 02)



4.1.12 Cálculo de la Caída de Presión en Factos

TRAMO	LONGITUD (in. + pies)	TIPO DE TUBERÍA (ID)	P.E. 100 FT	P.E. TOTAL (in. c. a. s.)
1-2	56 x 10	(2) (código) 6 + 24.0=30.0	0.15	0.058
2-3	35 x 10	(2) (código) 6 + 24.0=30.0	0.15	0.0675
3-4	22 x 10	(1) (código) 22 + 12.0=34.0	0.15	0.0333
4-5	15 x 15	11	0.15	0.0113
5-6	25 x 15	15	0.15	0.0087
6-7	19 x 10	20	0.15	0.0285
7-8	14 x 15	22	0.15	0.0091
8-9	11 x 12	10	0.15	0.013
9-10	21 x 12	(1) (código) 6 + 2.0=13.0	0.15	0.0167
10-11	16 x 10	10	0.15	0.013
11-12	15 x 10	(1) (código) 13 + 6.0=19.0	0.15	0.0147
12-13	14 x 10	(1) (código) 16 + 0.0=20.0	0.15	0.026
P.E. TOTAL =				0.524

Caída de presión en ductos: 0.2794 in c.a.

Caída de presión en dispositivos: 0.10 in c.a.

Caída de presión en equipo: 0.28 in c.a.

F.P.E. = 0.6069 in c.a.

+ 10% Factor de seguridad = 0.6676

0.75069 in c.a.

in c.a. = pulgadas columna de agua.

### Corrección por altitud

$$\text{Factor de corrección} = \frac{585 \text{ mm Hg}}{760 \text{ mm Hg}} = 0.77$$

$$\text{P.E. corregida} = \frac{0.75064 \text{ in c.a.}}{0.77} = 0.975 \text{ in c.a.}$$

mm Hg = milímetros de mercurio.

### 4.1.13 Selección de Equipos y Accesorios.

#### 1. DIFUSORES DE AIRE

Local	Cant.	Flujo CFM	Vel. FPM	No. vías Arreglo	Tamaño in X in	Marca	Modelo
Enfermería	1	105	420	3C	6X 6	Titus	TDC-1
Oficina sup.	4	166	443	3A2	6X 9	Titus	TDC-1
Ent. y Recep. de Overoles	1	189	504	3A2	6X 9	Titus	TDC-1
Transf. de Carga	1	320	427	3A2	9X12	Titus	TDC-1
Pas. vest.	2	163	435	2A	6X 9	Titus	TDC-1
Lavandería	2	1085	497	4B	15X21	Titus	TDC-1
Control	1	633	419	3C	15X15	Titus	TDC-1
Loador	4	397	530	4B	9X12	Titus	TDC-1
Pas. com.	1	90	360	1B	6X 6	Titus	TDC-1
Pas. G. alm.	1	166	443	2A	6X 9	Titus	TDC-1
Guarda. clim.	1	249	491	4B	6X12	Titus	TDC-1
Taller mec.	1	597	478	4B	12X15	Titus	TDC-1
Taller de manto.	1	427	427	4A	12X12	Titus	TDC-1

CFM = Feet per minute (Ft/min)

Recepción	1	120	480	30	6X 6	Titus	IDC-1
Priv.esc.	1	16	443	301	6X 9	Titus	IDC-1

Observaciones: Todos los difusores tendrán compuerta con control de volumen. Modelo 66-95.

## 2. REJILLAS DE PASO

Local	Cant.	Punto CFM	Vol. FFL	Tamaño in X in	Marca	Modelo	Obs.
Entrega y Recop. Over	1	189	411	14X 6	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Cto.de Control y pas.	2	387	430	16X10	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Priv.esc.	1	166	426	12X 6	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Comedor	2	919	375	20X19	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Taller mec.	2	299	434	14X 8	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Taller de Manto.	2	214	412	16X 6	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Oficina sup	4	466	426	12X 6	Titus	CF-700 BF.	NVDM
Cto.equipo	1	320	395	16X 8	Titus	CF-700 BF.	NVDM

NVDM ( No vision doble marco.)

### 3. LAVADORA DE AIRE:

Flujo de aire = 7830 CFM  
P.C Asumida = 1.0 in c.a.  
Marca = Flakt  
Modelo = Centauro  
Tamallo = 200  
Relleno = 12 in  
RPM Vent. = 593  
Pot. al freno = 1.99 BHP

BHP corregidos =  $1.99 \times 0.77 = 1.525$  BHP

MOTOR 2.0 HP A 1800 RPM.

( Ver catalogo en el apéndice " D " )

### 4. CONTROL

#### HUMIDISTATO DE CUARTO.

Marca = Honeywell  
Modelo = H 600 A 1014  
Rango = 20 - 80 % H.R.  
Set point = 60 % H.R.

#### 4.1.14 Calculo de lámina y aislamiento.

Teniendo el isométrico del recorrido de ductos, la lámina se calculará con el tamaño de los ductos. La longitud de los tramos y con la tabla " SHEET METAL DUCT APPLICATION DATA" de Carrier, del apéndice " C ". El aislamiento al igual que la lámina se calcula de manera similar. Previendo que el aislamiento de 1" de espesor sea para ductos interiores y de 2" de espesor para ductos exteriores.

El aislamiento, sólo se calculará para sistemas de aire acondicionado, ya que la ventilación y el aire lavado (sin calefacción) no requieren aislamiento para sus ductos, por que la temperatura del aire en estos sistemas no es una variable tan importante a controlar.

Tamaño Ducto (in)	Semp. (in)	Long. equiv. ft	Calibres de Lam. bolsonizada.	
			24	22
36X18	54	6	---	87
36X18	55	28	---	425
4X 7	11	10	31	---
18X 9	27	3	10	---
18X 6	24	17	97	---
20X 6	26	5	31	---
10X 4	14	3	11	---
15X 6	21	8	41	---
10X 4	14	5	18	---
11X 6	17	8	34	---
10X 4	14	5	21	---
10X 4	14	13	46	---
29X18	47	39	452	---
25X12	37	53	281	---
11X 6	16	6	26	---
23X12	35	11	89	---
10X 9	27	11	71	---
26X15	41	11	102	---
9X 5	14	15	19	---
25X15	40	5	45	---
24X14	38	20	170	---
16X 7	23	15	80	---
24X13	37	7	60	---
10X 5	16	8	31	---



0X 4	12	2	6	--
10X 4	14	25	88	--
0X 5	13	16	56	--
22X12	34	10	77	--
21X12	33	6	46	--
14X10	24	9	51	--
7X 4	11	11	34	--
13X10	23	16	91	--
13X 6	19	8	38	--
13X 6	19	8	38	--
16X10	26	10	61	--
14X 4	28	12	52	--
13X10	23	13	74	--
13X 6	19	16	75	--
T O T A L			2563	520
F.S. 15 %			384	78
G R A N T O T A L			2947 LBS.	598 LBS.
			1340 KG.	272 KG.

Para el cálculo de lámina se utiliza la tabla del apéndice " C "

## 4.2 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO (Planta Alta)

### 4.2.1 Cálculo de Áreas.

(Ver plano No. S.A.A - 02 y E.P. - 04)

#### 1. Muro Noreste (Concreto)

$$\text{Área} = (22.0 + 2.0) \text{ m} \times 3.0 \text{ m} = 72 \text{ m}^2 \times 10.76 = 775 \text{ Ft}^2$$

#### 2. Muro Sureste (Concreto)

$$\begin{aligned} \text{Área} &= 41.0 \text{ m} \times 3.0 \text{ m} = 123 \text{ m}^2 \times 10.76 = 1324 \text{ Ft}^2 \\ &1324 - 209 = 1115 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Vidrio} = 19.375 \text{ m} \times 1.0 \text{ m} = 19.375 \text{ m}^2 \times 10.76 = 209 \text{ Ft}^2$$

#### 3. Muro Suroeste (Concreto)

$$\text{Área} = (22.0 + 2.0) \text{ m} \times 3.0 \text{ m} = 72 \text{ m}^2 \times 10.76 = 775 \text{ Ft}^2$$

#### 5. Muros Adyacentes a las Jardineras (Block)

##### a) Noroeste

$$\text{Área} = (10.0 + 7.6) \text{ m} \times 1.2 \text{ m} = 21.12 \text{ m}^2 \times 10.76 = 228 \text{ Ft}^2$$

##### b) Sureste

Idea Muro Noroeste

##### c) Noreste

$$\text{Área} = (2.75 + 4.0) \text{ m} \times 1.2 \text{ m} = 7.2 \text{ m}^2 \times 10.76 = 291 \text{ Ft}^2$$

##### d) Suroeste

$$\text{Área} = (2.75 \text{ m} \times 3.0 \text{ m}) + (4.0 \text{ m} \times 1.2) = 13.05 \text{ m}^2 \times 10.76 = 141 \text{ Ft}^2$$

#### 6. Vidrios Adyacentes a las Jardineras (Flotado Claro 6mm)

##### a) Noroeste

$$\text{Área} = (10.0 + 7.6) \text{ m} \times 1.3 \text{ m} = 22.60 \text{ m}^2 \times 10.76 = 247 \text{ Ft}^2$$

##### b) Sureste

Área = Idea Vidrio Noroeste

##### c) Noreste

$$\text{Área} = (2.75 + 4.0) \text{ m} \times 1.3 \text{ m} = 8.725 \text{ m}^2 \times 10.76 = 95 \text{ Ft}^2$$

##### d) Suroeste

$$\text{Área} = 4.0 \text{ m} \times 1.3 \text{ m} = 5.2 \text{ m}^2 \times 10.76 = 56 \text{ Ft}^2$$

#### 7. Muros Divisivos (Block)

$$\begin{aligned} \text{Área} &= (31.0 + 5.82 + 5.82 + 2.5 + 2.5 + 3.0 + 3.0 + \\ &1.7 + 1.7 + 4.75 + 4.75 + 4.0 + 4.0) \text{ m} \times 3.0 \text{ m} = \\ &223.62 \text{ m}^2 \times 10.76 = 2407 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

B. Techo ( Con Plafón )

$$\begin{aligned} \text{Área} &= 41.0\text{m} \times 22.0\text{m} - (2.0 \times 19.75 + 10.0 \times 2.75 + \\ &7.6 \times 4.0 + 4.0 \times 2.75 + 2.0 \times 1.5 + 3.0 \times 1.7 + 5.82 \times \\ &2.50 + 10.0 \times 7.0) = 700.95 \text{ m}^2 \\ &700.95 \text{ m}^2 \times 10.76 = 7543 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

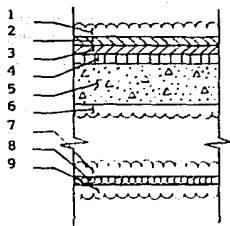
9. Muros Divisorios ( Concreto Hoveda )

$$\text{Área} = (10 + 7 + 7)\text{m} \times 3.0\text{m} = 72\text{m}^2 \times 10.76 = 775 \text{ Ft}^2$$

4.2.2 Cálculo de Coeficientes de Transmisión.

1. Para los muros interiores (Colindantes) y muros exteriores se aplicarán los mismos que para la planta baja.

2. Azotea (con plafón)

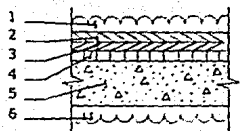


Descripción	Resistencia	
	$\frac{^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}$	hr Ft <sup>2</sup>
1 Película de aire exterior	0.25	
2 Impermeabilizante Fester-Flex	0.04	
3 Lechada de Cemento	0.04	
4 Relleno de lezonite 30 cm ( 12 X 0.08 )	0.96	
5 Losa Reticular 70 cm ( 15.75 X 1.11 )	17.48	
6 Plafón Tyro Acoustic.	1.78	
6.7.9 Película de aire Int.	2.76	
	<b>R = 23.31</b>	

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{23.31} = 0.043$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr-Ft}^2-^{\circ}\text{F}}$$

### 3. Azotea ( sin plafón )



1. Película de Aire Exterior.	0.175
2. Impermeabilizante Texter Flex.	0.00
3. Lechada de Cemento	0.04
4. Relleno de Gravelle 30 cm	0.96
5. Losa Reticular 40 cm	18.48
6. Película de Aire Int.	0.92

$$R = 19.69$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{19.69} = 0.05$$

$$h = Ft^2 \cdot U$$

### 4.2.3 Cálculo del Mes y Hora Pico

Junio 7 A.M.

Muro Noroeste	= 228 X	- 5 =	- 284
Muro Noreste	= 1066 X	- 2 =	- 2132
Muro Sureste	= 1343 X	1 =	1343
Muro Suroeste	= 916 X	1 =	916
(tipo espejo) Vidrio Sureste	= 209 X	62 =	12958
Flotado : - Vidrio Noroeste	= 247 X	9 =	2223
Claro 6mm : Vidrio Noreste	= 85 X	154 =	14630
: Vidrio Sureste	= 247 X	62 =	15314
: - Vidrio Suroeste	= 56 X	9 =	504
Techo	= 2543 X	18 =	60294

$$105415 \text{ Btu/hr}$$

Junio 5 P.M.

Muro H W	= 228 X	10 =	2280
Muro H E	= 1066 X	11 =	11726
Muro S E	= 1343 X	21 =	28203
Muro S W	= 916 X	24 =	21984
(tipo espejo) Vidrio S E	= 209 X	14 =	2926
Flotado : - Vidrio H W	= 247 X	122 =	30134
: Vidrio H E	= 85 X	14 =	1190
: Vidrio S E	= 247 X	14 =	3458
: - Vidrio S W	= 56 X	66 =	3696
Techo	= 2543 X	31 =	255833

$$379570 \text{ Btu/hr}$$

Junio 5 P.M.

	Muro	N W	=	128 X	21	=	4768
	Muro	N E	=	1066 X	13	=	13858
	Muro	S E	=	1343 X	15	=	20145
	Muro	S W	=	916 X	35	=	32060
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	209 X	9	=	1881
	-Vidrio	N W	=	247 X	154	=	38038
Flotado	---	Vidrio	=	95 X	9	=	855
		Vidrio	=	247 X	9	=	2263
		-Vidrio	=	56 X	62	=	3472
	Techo		=	7543 X	38	=	286634

403954 BTU/hr

Julio 4 P.M.

	Muro	N W	=	228 X	12	=	2736
	Muro	N E	=	1066 X	12	=	12792
	Muro	S E	=	1343 X	18	=	24174
	Muro	S W	=	916 X	32	=	29312
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	209 X	12	=	2508
	-Vidrio	N W	=	247 X	138	=	34086
Flotado	---	Vidrio	=	95 X	12	=	1140
		Vidrio	=	247 X	12	=	2964
		-Vidrio	=	56 X	85	=	4760
	Techo		=	7543 X	35	=	264005

378477 BTU/hr

Agosto 8 A.M.

	Muro	N W	=	228 X	-4	=	-912
	Muro	N E	=	1066 X	-2	=	-2132
	Muro	S E	=	1343 X	0	=	0
	Muro	S W	=	916 X	0	=	0
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	209 X	113	=	23617
	-Vidrio	N W	=	247 X	11	=	2717
Flotado	---	Vidrio	=	95 X	118	=	11210
		Vidrio	=	247 X	113	=	27911
		-Vidrio	=	56 X	11	=	616
	Techo		=	7543 X	6	=	45258

108285 BTU/hr

Agosto 11 A.M.

	Muro	H W	=	238 X	0	=	0	
	Muro	N E	=	1066 X	27	=	23452	
	Muro	S E	=	1343 X	24	=	32232	
	Muro	S W	=	916 X	1	=	916	
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	309 X	55	=	11495	
	:-Vidrio	N W	=	247 X	14	=	3458	
Flotado	----	:-Vidrio	H E	=	95 X	18	=	1805
	:-Vidrio	S E	=	247 X	55	=	13585	
	:-Vidrio	S W	=	56 X	14	=	784	
	Techo		=	7543 X	11	=	82973	

170700 BIU/hr

Agosto 9 P.M.

	Muro	H W	=	220 X	12	=	2736	
	Muro	N E	=	1066 X	12	=	12792	
	Muro	S E	=	1343 X	10	=	13430	
	Muro	S W	=	916 X	32	=	29312	
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	309 X	11	=	3289	
	:-Vidrio	H W	=	247 X	110	=	29146	
Flotado	----	:-Vidrio	H E	=	95 X	11	=	1045
	:-Vidrio	S E	=	247 X	11	=	2712	
	:-Vidrio	S W	=	56 X	113	=	6328	
	Techo		=	7543 X	35	=	264005	

367829 BIU/hr

Diciembre 9 A.M.

	Muro	H W	=	238 X	-3	=	-684	
	Muro	N E	=	1066 X	5	=	5330	
	Muro	S E	=	1343 X	13	=	17458	
	Muro	S W	=	916 X	0	=	0	
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	309 X	66	=	13794	
	:-Vidrio	H W	=	247 X	14	=	3450	
Flotado	----	:-Vidrio	H E	=	95 X	137	=	11350
	:-Vidrio	S E	=	247 X	66	=	16352	
	:-Vidrio	S W	=	56 X	14	=	784	
	Techo		=	7543 X	7	=	52801	

120834 BIU/hr

Diciembre 3 P.M.

	Muro	N W	=	228 X	10	=	2280
	Muro	N E	=	1066 X	11	=	11726
	Muro	S E	=	1343 X	21	=	28203
	Muro	S W	=	916 X	24	=	21984
(tipo espejo)	Vidrio	S E	=	209 X	11	=	2299
	:-Vidrio	N W	=	247 X	12	=	2964
Flotado	---	Vidrio	=	95 X	11	=	1045
	:-Vidrio	S E	=	247 X	11	=	2717
	:-Vidrio	S W	=	56 X	167	=	9352
	Techo		=	7543 x	31	=	233833

---

316403 BTU/hr

Del estimado anterior tenemos que la carga máxima se da en el mes de junio a las 3 P.M.

Corrección de la  $\Delta t$  equivalente.

MES JUNIO Hora 17.0 hrs (Máxima exposición en lado SW para Latitud Norte  $20^\circ$ )

a). TBS =  $86^\circ \text{ F} = 30^\circ \text{ C}$

TBH =  $63^\circ \text{ F} = 17^\circ \text{ C}$

Rango diario  $20^\circ \text{ F}$

b). De la tabla No. 2 del Manual Carrier, del apéndice "A", con rango diario  $20^\circ \text{ F}$  y 17.0 hrs. Se obtienen los siguientes factores de corrección por hora del día.

TBS =  $-2^\circ \text{ F}$

TBH =  $-0.5^\circ \text{ F}$

c). Restando a las temperaturas exteriores de diseño los factores de corrección por hora del día se tienen:

TBS =  $86 - 2 = 84^\circ \text{ F}$

TBH =  $63 - 0.5 = 62.5^\circ \text{ F}$

d). Para obtener el rango anual: temperatura de diseño corregida para verano - temperatura de diseño para invierno.

=  $84 - 32 = 52^\circ \text{ F}$

e). Con rango anual de temperatura de  $52^\circ$  y el mes de junio de la tabla No. 3 del Manual Carrier, del apéndice "A", se obtiene la corrección por mes del año.

TBS =  $-1^\circ \text{ F}$

TBH =  $0^\circ \text{ F}$

f). Restando a las temperaturas del inciso III las correcciones por mes del año del inciso V.

TBS =  $84 - 1 = 83^\circ \text{ F}$       TBH =  $62.5 - 0 = 62.5^\circ \text{ F}$



g). Corrección a las temperaturas equivalentes.

$T_{HS\ ext} - T_{HS\ int} = 83 - 75 = 8\ ^\circ F$  y rango diario de  $20\ ^\circ F$  en la tabla No. 20-A del Manual Carrier, del apéndice " A " obtenemos  $-7\ ^\circ F$  que restaremos o sumaremos a  $A_{tem}$  y  $A_{tes}$ .

h).

Donde:

$A_{te}$  = Diferencia de temperatura equivalente para mes y día considerado.

$A_{tes}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared o techo a la sombra, tabla No. 19 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

$A_{tem}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared o techo soleado, tabla No. 19 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

$RS$  = Ganancia máxima de calor en BTU/hr -Ft<sup>2</sup> correspondiente al mes y latitud supuestos a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de la pared); u horizontal (techo), tabla No. 6 ó tabla No. 15 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

$RM$  = Ganancia máxima de calor en BTU/hr -Ft<sup>2</sup> correspondiente al mes de Julio  $40^\circ$  de latitud Norte, a través de una superficie acristalada vertical, para la orientación considerada (pared) u horizontal (techo), tabla No. 6 ó tabla No. 15 del Manual Carrier, del apéndice " A ".

EXP	$A_{te}$	$A_{tes}$	$RS$	$RM$	$A_{tem}$
H9	16.13	11-7= 4	154	127	21 - 7=14
SE	6.34	11-7= 4	73	125	15 - 7= 8
NE	6.43	11-7= 4	154	127	13 - 7= 6
S0	18.02	11-7= 4	73	125	35 - 7=28
HCHO	33.12	9-7= 2	250	233	38 - 7=31

#### 4.2.4 Ganancia de calor por equipos.

##### 1. Por equipos

##### a) Calor Sensible

1	Copiadora serex 2600 watts X 3.4	=	8840 Btu/hr
5	Máquinas de escribir 1/3 HP c/u	=	2900 Btu/hr
	Computadoras 2HP	=	6380 Btu/hr
2	Cafeteras de 1/2 gal. c/u	=	1800 Btu/hr
1	Parrilla eléctrica	=	350 Btu/hr
		=	20270 Btu/hr

##### b) Calor Latente

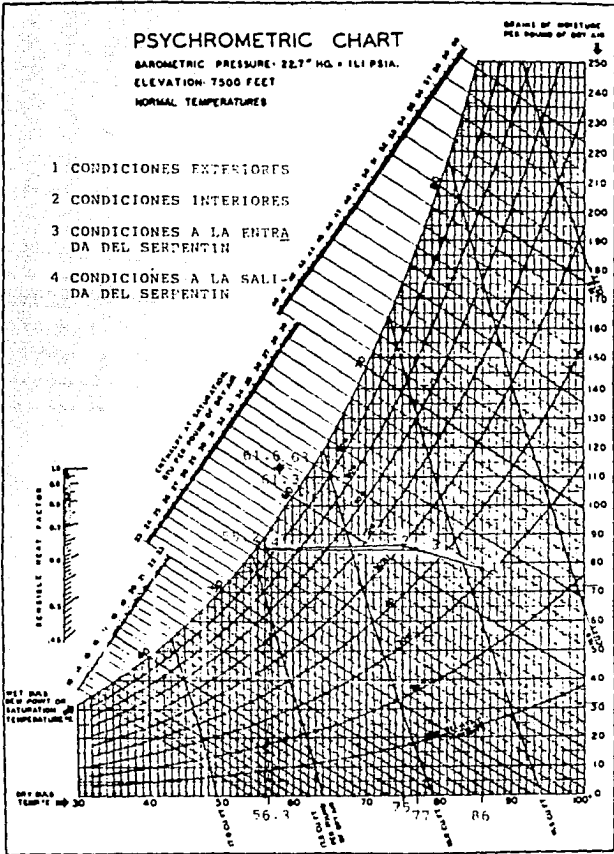
2	Cafeteras de 1/2 gal. c/u	=	400 Btu/hr
---	---------------------------	---	------------

##### 2 Por Iluminación

100	Gabinetes de 2 X 30	=	7600 Watts
	7600 X 3.4 X 1.25	=	32300 Btu/hr



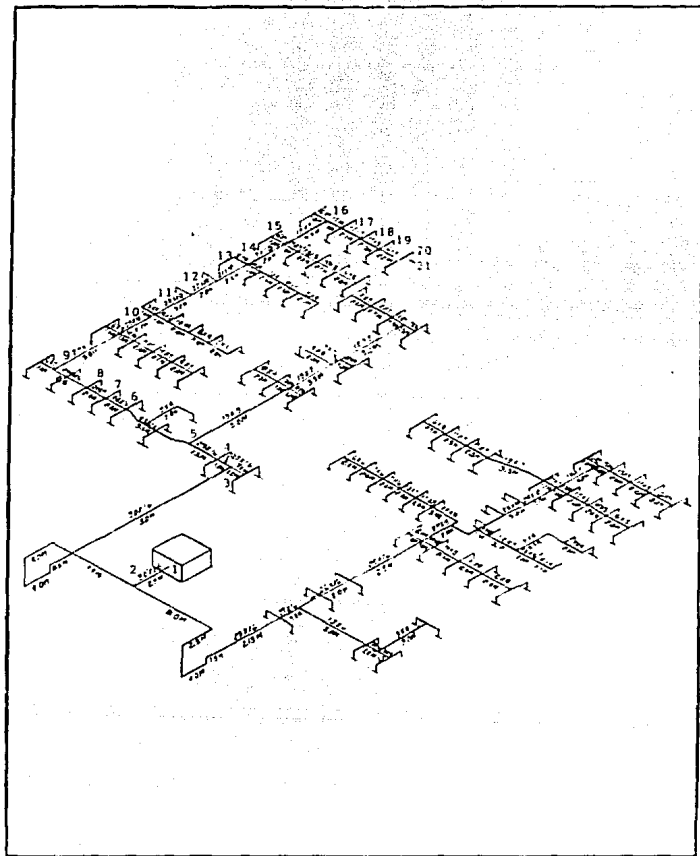
4.2.6 Carta psicrométrica.



4.2.2.3-1ano de obra.

		CFH	
H. Fria. Finaozas	$= 3,87 \times 4,30 = 16,661m^2 \times 10,764 = 179,39 F1^2 \times 2$	762	780
Finaozas	$= 10,0 \times 3,0 = 30,0 m^2 \times 10,764 = 322,92 F1^2$	436	350
Comedor	$= 10,70 \times 7,0 = 74,90m^2 \times 10,764 = 807,30 F1^2$	1276	1320
Frio. Finaozas	$= 3,0 \times 4,25 + 1,0 \times 1,25 = 14,00m^2 \times 10,764 = 149,70 F1^2$	254	254
Cozinha	$= 3,0 \times 4,25 = 12,75m^2 \times 10,764 = 137,24 F1^2$	230	250
Piso, am.	$11,46 \times 3,50 = 40,61m^2 \times 10,764 = 437,02 F1^2 \times 2$	267	260
Frio, comp.	$10,50 \times 3,25 = 34,13m^2 \times 10,764 = 367,32 F1^2$	542	544
Cozinha	$= 4,20 \times 4,25 = 17,85m^2 \times 10,764 = 192,26 F1^2$	612	618
Comedor	$= 5,25 \times 4,20 = 22,05m^2 \times 10,764 = 237,35 F1^2$	350	360
Excepção	$= 2,25 \times 3,85 + 2,5 \times 3,10 = 35,66m^2 \times 10,764 = 383,84 F1^2$	572	574
Coz. Vent.	$= 2,25 \times 4,65 + 1,25 \times 2,90 = 37,34m^2 \times 10,764 = 401,90 F1^2$	592	595
Ch. + Vent.	$= 11,0 \times 10,0 + 3,0 \times 2,50 = 112,50m^2 \times 10,764 = 1209,77 F1^2$	1866	1950
Frio, abrad.	$= 3,0 \times 3,0 = 9,0 m^2 \times 10,764 = 96,88 F1^2$	143	144
Cozinha	$= 10,50 \times 6,50 = 68,25m^2 \times 10,764 = 734,64 F1^2$	1084	1100
Frio, Vent.	$= 2,5 \times 4,0 = 10,00m^2 \times 10,764 = 107,64 F1^2$	184	184
		6356,94 F1^2	9352 CFH
	$\frac{9352}{6356,94} = 1,476$	CFH/F1^2	

4.2.8 Isométrico del recorrido de ductos.  
 (Ver plano S.A.G. - 02 y E.D. - 03)



## 4.2.9 Tabla de la Caída de Presión en Ductos

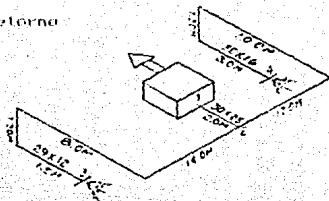
## 1.- Ducto de Suministro ( Tramo mas largo )

Tramo	Tamaño (in - in)	Long. tot. (Ft)	F.P.E. 100 Ft	F.P.E. TOTAL (in c.a.)
1 - 2	30 X 26	8.2	0.13	0.011
2 - 3	30 X 16	(6 codos) 10 + 67.3 = 101	0.13	0.165
3 - 4	30 X 16	(1 codo) 10 + 3.78 = 13.78	0.13	0.017
4 - 5	29 X 16	4.9	0.13	0.006
5 - 6	29 X 16	(4 codos) 10 + 7.3 = 17.3	0.13	0.065
6 - 7	29 X 16	6.56	0.13	0.0085
7 - 8	21 X 16	6.56	0.13	0.0085
8 - 9	20 X 16	(1 codo) 9 + 8.2 = 17.2	0.13	0.022
9 - 10	20 X 15	11.49	0.13	0.015
10 - 11	25 X 10	6.56	0.13	0.0085
11 - 12	23 X 10	9.89	0.13	0.013
12 - 13	20 X 10	6.56	0.13	0.0085
13 - 14	21 X 10	9.2	0.13	0.011
14 - 15	17 X 10	6.56	0.13	0.0085
15 - 16	15 X 7	(1 codo) 9 + 11.9 = 20.9	0.13	0.020
16 - 17	15 X 6	3.28	0.13	0.0043
17 - 18	15 X 5	6.56	0.13	0.0085
18 - 19	10 X 5	6.56	0.13	0.0085
19 - 20	6 X 5	6.56	0.13	0.0085

20 - 21	(ducto flexible) 6"0	(2 codos) 4.5	16.56=11.06	0.13	0.015
---------	----------------------	---------------	-------------	------	-------

P.E. TOTAL = 0.432 in c.a.

## 2. Ductos de retorno



Tramo	Tamaño (in X in)	Long. tot. Ft	P.E. 100 Ft.	P.E. tot. in c.a.
1 - 2	30 X 25	6.36	0.1	0.067
2 - 3	29 X 12	(4 codos) 10 74.13=121.37	0.1	0.101
2 - 4	30 X 16	(4 codos) 10 93.81=147.7	0.1	0.147

P.E. tot. = 0.15 in c.a.

Caída de presión en ductos de suministro	=	0.432 in c.a.
Caída de presión en ductos de retorno	=	0.15 in c.a.
Caída de presión en difusores	=	0.125 in c.a.
Caída de presión en rejillas de retorno	=	0.125 in c.a.
Caída de presión en filtres	=	0.500 in c.a.
Caída de presión en toma de aire exterior	=	0.125 in c.a.
Caída de presión en serpentín	=	0.700 in c.a.
Caída de presión en caja de mezcla	=	0.125 in c.a.

P.E. total = 2.202 in c.a.

+ 10 % de factor de seguridad = 0.228 in c.a.

P.E. total = 2.43 in c.a.



Corrección por altitud.

$$F.C. = \frac{985 \text{ mm Hg}}{760 \text{ mm Hg}} = 0.77$$

$$P.E. \text{ corregida} = \frac{2.5 \text{ in c.a.}}{0.77} = 3.246 \text{ in c.a.}$$

#### 4.2.16 Selección de Equipo y Accesorios.

##### 1. Hojillas de paso.

Leaf	Count	Flujo (CFM)	Vel. (FPM)	Tamaño (In x In)	Marca
Principales	4	1.6	454	10 X 4	Filtus
Antebocinas	1	5.0	641	20 X 10	Filtus

Observaciones: Todas las Hojillas serán del modelo CI-200-10, no visión doble marca.

##### 2. Selección de Equipo

a) Manejadora de Aire

Flujo : 2353 CFM

P.E. : 3.24 C.A.

65000 : 2347 Ft

$$\text{Velocidad de paso} = \frac{\text{Flujo} \quad 2353}{\text{Área de cara} \quad 14.0} = 668 \text{ Ft/min}$$

del catálogo YORK RECORD.

Corresponde a un modelo AH, tamaño 140, con ventilador Air-Toll. Con 2353 CFM y 3.24 in c.a. se obtienen los valores siguientes:

BPM = 3100

BHP = 6.0

Corrección de los BHP = 6.0 X 0.77 = 6.16-BHP

Por lo tanto se tendrá un motor de 2 1/2 HP.

Manejadora de Aire

Modelo : AH

Tamaño : 140

Ventilador : F.C. ( Ver catálogos del apéndice " D " )

De la descripción de los dispositivos y sus características se obtienen los datos por sí mismos.

Con la ayuda de estos datos se obtiene:  
Temperatura ambiente  $t_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$   
Temperatura de evaporación  $t_{ev} = 5^{\circ}\text{C}$

Del catálogo (RRI, 1996):

De la Tabla de capacidad de enfriamiento de los compresores de los Co-141-200, se obtienen los siguientes datos:

Capacidad nominal  $Q_0 = 1,25 \text{ kW}$   
Potencia  $P = 1,5 \text{ kW}$   
Datos eléctricos  $220 \text{ V} / 50 \text{ Hz}$   
Compresor  $\text{Co-141-200-15-16}$   
Condensador  
ventilador  $110 \text{ V} / 50 \text{ Hz}$   
tamaño  $200 \text{ mm}$   
velocidad nominal motor  $1425 \text{ RPM}$   
 $1425 \text{ RPM} \times 1025 \text{ RPM} = 1468125$

Serpentín del condensador  
filtros  $1 \text{ cm} \times 3 \text{ cm}$   
aletas en  $\text{doce } (12)$   
serp. aletado  $2,6 \times 1,2$

### 3.2 Selección de controles

#### a) Termostato de líquido

Cantidad  $\pm \text{uno } (1)$   
Marca  $\pm \text{Bonazzi-11}$   
Modelo  $\pm \text{L-81-1-1020}$   
Rango  $\pm 5^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C}$   
Set Point  $\pm 20^{\circ}\text{C}$

#### b) Válvula solenoide

Cantidad  $\pm \text{uno } (1)$   
Marca  $\pm \text{Bonazzi-11}$   
Modelo  $\pm \text{60V-1-01-PRK}$   
Conexión  $\pm \text{soldar } (10 \text{ mm})$   
Voltaje  $\pm 110 \text{ V} / 50 \text{ Hz}$

c) Valvula Termostática

Cantidad : uno (1)  
Marca : FIMA Sautomiza  
Modelo : 41A - 71110 DH  
Cap. Nom. : 17.8 L.K.  
Conexión : Entrada 7/8"  
Salida 1 1/8"

d) Filtro Deshidratador

Cantidad : uno (1)  
Marca : Valycontrol  
Modelo : 1D - 2 - 71  
Conexión : 7/8" Soldar

e) Mezclador de Líquido

Cantidad : uno (1)  
Marca : (Tetron) valycontrol  
Modelo : 1H - SES  
Conexión : 5/8" Soldar

f) Valvula de Paso

Cantidad : tres (3)  
Marca : valycontrol (HENRY)  
Modelo : H - SES  
Conexión : 5/8" Ext. Soldar

4.2.33 Cálculo de Lámina y aislamiento.

Para el cálculo de la lámina y aislamiento se utilizará el mismo método que se maneja en este capítulo págs. 103 - 105. Obteniendo los siguientes resultados:

Lámina = 6761 Lbs.  $\times$  1.15 F.S. = 7775 Lbs. (3534 kg)

Aisl. 1" esp. = 2521 Ft.<sup>2</sup>  $\times$  1.15 F.S. = 2899 Ft.<sup>2</sup> ( 269 m )

Aisl. 2" esp. = 2158 Ft.<sup>2</sup>  $\times$  1.15 F.S. = 2482 Ft.<sup>2</sup> ( 231 m )

Notas:

El aislamiento de 1" se utiliza para ductos interiores y el de 2" para ductos exteriores. El cálculo del aislamiento es similar que el de la lámina, se utilize la misma tabla del apéndice " C ".

C A P I T U L O

U

## 9. DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACION.

### 5.1 SISTEMA DE VENTILACION.

Planta Baja, Planta Alta, Sanitarios, Enfermeria y Mozzanine.

#### 5.1.1. Calculo de Areas y volumen. (Planta Baja)

(Ver plano No. S.V. - 03)

##### 1. Vestidores mujeres.

$$\text{Area} = 7.5m \times 7.0m = 52.5m^2 \times 10.764 = 565 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 52.5m^2 \times 3.0m = 157.5m^3 \times 35.31 = 5560 \text{ Ft}^3$$

##### 2. Vestidores Hombres.

$$\begin{aligned} \text{Area} &= 10.5m \times 6.80m = (2.5m \times 2.5m) = 66.25m^2 \\ &= 66.25m^2 \times 10.764 = 713 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Volumen} = 66.25m^2 \times 3.0m = 198.75m^3 \times 35.31 = 7016 \text{ Ft}^3$$

##### 3. Sanitario control.

$$\text{Area} = 3.0m \times 3.0m = 9.0m^2 \times 10.764 = 97 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 9.0m^2 \times 3.0m = 27.0m^3 \times 35.31 = 953 \text{ Ft}^3$$

#### 5.1.2. Calculo de cantidades de aire.

Considerando 20 c/hr (De acuerdo a lo recomendado en el boletín MIL-100 DEL Catalogo Buffalo Forge, del apéndice " B " ).

##### 1. Vestidores mujeres.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 5560 \text{ Ft}^3}{60} = 1854 \text{ CFM}$$

##### 2. Vestidores hombres.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 7016 \text{ Ft}^3}{60} = 2339 \text{ CFM}$$

##### 3. Sanitario control.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 953 \text{ Ft}^3}{60} = 318 \text{ CFM}$$

Calculo de Areas y Volumen (Planta Baja).

1. Sanitario del Inya de Finanzas.

$$\text{Area} = 1.5m \times 2.0m = 3.0m^2 \times 10.764 = 33 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 3.0m^2 \times 3.0m = 9.0m^3 \times 35.31 = 318 \text{ Ft}^3$$

2. Sanitario hombres (Compras)

$$\text{Area} = 2.0m \times 3.0m = 6.0m^2 \times 10.764 = 65 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 6.0m^2 \times 3.0m = 18.0m^3 \times 35.31 = 636 \text{ Ft}^3$$

3. Sanitario mujeres (Compras)

Idem. Sanitario hombre.

4. Vestidores hombres.

$$\text{Area} = 1.5m \times 3.3m = 4.95m^2 \times 10.764 = 53 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 4.95m^2 \times 3.0m = 14.85m^3 \times 35.31 = 525 \text{ Ft}^3$$

5. Vestidores mujeres.

$$\text{Area} = 1.5m \times 2.5m = 3.75m^2 \times 10.764 = 40 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 3.75m^2 \times 3.0m = 11.25m^3 \times 35.31 = 397 \text{ Ft}^3$$

6. Sanitario antebodega.

$$\text{Area} = 1.7m \times 1.6m = 2.72m^2 \times 10.764 = 29 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 2.72m^2 \times 3.0m = 8.16m^3 \times 35.31 = 289 \text{ Ft}^3$$

7. Cuarto de aseo.

Idem. sanitario antebodega.

8. Sanitario hombres (recep.100).

$$\text{Area} = 3.0m \times 2.7m = 8.1m^2 \times 10.764 = 87 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 8.1m^2 \times 3.0m = 24.3m^3 \times 35.31 = 859 \text{ Ft}^3$$

9. Sanitario mujeres (recep.100).

Idem. sanitario hombre.

Calculo de cantidades de aire.

Considerando 20 c/hr. (ver boletín del apéndice " B ").

1. Sanitario del priv. de Finanzas.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 318 \text{ Ft}^3}{60} = 106 \text{ CFM}$$

2. Sanitario hombres (compras).

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 636 \text{ Ft}^3}{60} = 212 \text{ CFM}$$

3. Sanitario mujeres (compras).

Idem. sanitario hombres.

4. Vestidores hombres.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 517 \text{ Ft}^3}{60} = 172 \text{ CFM}$$

5. Vestidores mujeres.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 453 \text{ Ft}^3}{60} = 151 \text{ CFM}$$

6. Sanitario anteboveda.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 291 \text{ Ft}^3}{60} = 96 \text{ CFM}$$

7. Cuarto de aseo.

Idem sanitario anteboveda.

8. Sanitario hombres (recepcion).

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 874 \text{ Ft}^3}{60} = 292 \text{ CFM}$$

9. Sanitario mujeres (recepcion).

Idem. sanitario hombres.

**Cálculo de áreas y volúmenes.**  
**(Sanitario, Enfermería y Mezclador)**

**1. Sanitario mujeres.**

$$\text{Área} = 3,99\text{m} \times 2,50\text{m} = 9,975\text{m}^2 \times 10,763 = 107,14 \text{ F}^2$$

$$\text{Volumen} = 9,975\text{m}^2 \times 3,50\text{m} = 34,9125\text{m}^3 \times 35,31 = 1242,14 \text{ F}^3$$

**2. Cuarto (sanitario mujeres).**

$$\text{Área} = 2,70\text{m} \times 2,60\text{m} = 7,02\text{m}^2 \times 10,763 = 75,56 \text{ F}^2$$

$$\text{Volumen} = 7,02\text{m}^2 \times 3,50\text{m} = 24,57\text{m}^3 \times 35,31 = 867,64 \text{ F}^3$$

**3. Sanitario hombres.**

$$\text{Área} = 5,99\text{m} \times 4,10\text{m} = 24,56\text{m}^2 \times 10,763 = 264,44 \text{ F}^2$$

$$\text{Volumen} = 24,56\text{m}^2 \times 3,50\text{m} = 85,96\text{m}^3 \times 35,31 = 3025,14 \text{ F}^3$$

**4. Sanitario enfermería.**

$$\text{Área} = 3,75\text{m} \times 2,50\text{m} = 9,375\text{m}^2 \times 10,763 = 100,84 \text{ F}^2$$

$$\text{Volumen} = 9,375\text{m}^2 \times 3,50\text{m} = 32,8125\text{m}^3 \times 35,31 = 1168,64 \text{ F}^3$$

**5.1.6 Cálculo de cantidades de aire.**

Considerando 20 cfm, por cada litro del apéndice "B".

**1. Sanitario mujeres.**

$$Q = \frac{20 \text{ cfm} \times 1242,14 \text{ F}^3}{60} = 414,05 \text{ CFM}$$

**2. Cuarto (sanitario mujeres).**

$$Q = \frac{20 \text{ cfm} \times 867,64 \text{ F}^3}{60} = 289,21 \text{ CFM}$$

**3. Sanitario hombres.**

$$Q = \frac{20 \text{ cfm} \times 3025,14 \text{ F}^3}{60} = 1008,38 \text{ CFM}$$



4. Sanitario enfermeria.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 464 \text{ Ft}^3}{60} = 155 \text{ CFM}$$

- Sanitarios privados (Planta Alta dos sanitarios)

1. Area = 2.14m X 1.65m = 3.53m<sup>2</sup> X 10.764 = 38 Ft<sup>2</sup>

Volumen = 3.53m<sup>2</sup> X 2.50m = 8.82m<sup>3</sup> X 35.31 = 312 Ft<sup>3</sup>

2. Cantidad de aire.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 312 \text{ Ft}^3}{60} = 104 \text{ CFM c/u.}$$

- Cuarto de baterias y control eléctrico. (Planta Baja).

1. Area = 1.50m X 1.50m = 2.25m<sup>2</sup> X 10.764 = 25 Ft<sup>2</sup>

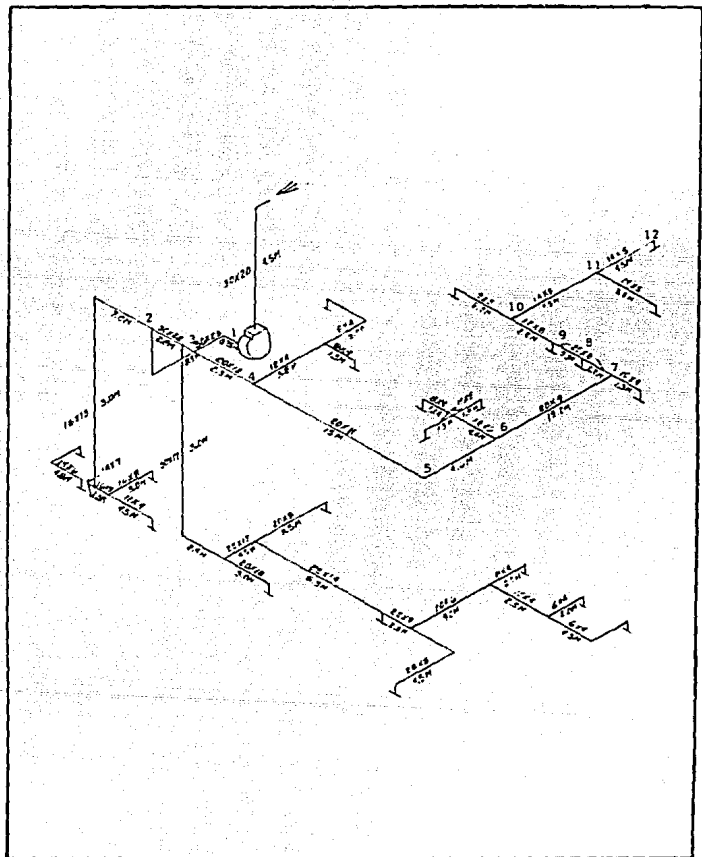
Volumen = 2.25m<sup>2</sup> X 3.00m = 6.75m<sup>3</sup> X 35.31 = 239 Ft<sup>3</sup>

2. Cantidad de aire.

$$Q = \frac{20 \text{ c/hr} \times 239 \text{ Ft}^3}{60} = 80 \text{ CFM c/u.}$$

Total 752 CFM

5.1.3 Isometría del recorrido de ductos.  
(Ver plano Ho. S.6.1.1 - 01 y S.0.1 - 03)



### 5.1.4 Cálculo de la caída de presión en ductos.

De acuerdo con el procedimiento de cálculo de la tabla de la pag. 100 - 101 del capítulo IV se tiene el siguiente resultado:

$$P.E. \text{ total} = 0.2849 \text{ in c.a.}$$

Caída de presión total del sistema.

$$\text{Caída de presión en ductos} = 0.2849 \text{ in c.a.}$$

$$\text{Caída de presión en la descarga} = 0.03 \text{ in c.a.}$$

$$\text{Caída de presión en rejillas} = 0.125 \text{ in c.a.}$$

$$+ 10 \% \text{ de Factor de seguridad} = 0.4399 \text{ in c.a.}$$

$$= 0.0439 \text{ in c.a.}$$

$$P.E. \text{ Total} = 0.4838 \text{ in c.a.}$$

Corrección por altitud

$$F.S. = \frac{585 \text{ mm Hg}}{760 \text{ mm Hg}} = 0.77$$

$$P.E. \text{ Corregida} = \frac{0.4838 \text{ in c.a.}}{0.77} = 0.628 \text{ in c.a.}$$

### 5.1.5 Selección de equipo y accesorios.

#### 1. Selección de rejillas de extracción.

Local	Cant.	Flujo (CFM)	Vel. (FPM)	Tamaño (in X in)	Marca	Modelo
Vest. Mujeres	2	927	379	24 X 16	Titus	23-RL5
Vest. Hombres	2	1169	376	24 X 20	Titus	23-RL5
Sanit. Control	1	106	400	10 X 5	Titus	23-RL5
Sanit. M (Mez.)	1	520	411	16 X 10	Titus	23-RL5
Cto. Aseo (Mez.)	1	112	451	17 X 9	Titus	23-RL5
Sanit. H (Mez.)	1	688	412	18 X 11	Titus	23-RL5
Sanit. Ent.	1	100	400	10 X 5	Titus	23-RL5
Sanit. F. Ent.	1	100	400	10 X 5	Titus	23-RL5
S.H.B. Compras	2	232	400	16 X 6	Titus	23-RL5
Vest. Hombres	1	173	376	10 X 8	Titus	23-RL5
Vest. Mujeres	1	151	377	17 X 6	Titus	23-RL5
W.C. n. B. Aseo	2	96	370	8 X 6	Titus	23-RL5
S. HyH recep.	2	252	423	14 X 8	Titus	23-RL5
S.H. Privados	2	104	400	10 X 5	Titus	23-RL5
Cto. Elec. y Bat	2	80	445	8 X 4	Titus	23-RL5

Observaciones: todas las rejillas serán de hojas fijas.

2. Rejillas de paso.

Local	Cant.	Flujo (CFM)	Vel. (FPM)	Tamaño (in X in)	Marca
Vest. mujeres	1	1854	453	28 X 24	Titus
Vest. hombres	1	2338	503	30 X 24	Titus
Sanit. control	1	106	408	10 X 5	Titus
Sanit. Entr.	1	155	398	12 X 6	Titus
Sanit. H mezz.	1	659	412	18 X 14	Titus
Sanit. H priv.	2	104	400	10 X 5	Titus
Clo. aseps mezz.	1	112	374	14 X 4	Titus
S. HyM Recep.	2	292	487	12 X 8	Titus
Vest. H P.A.	1	173	444	12 X 6	Titus
Vest. M P.A.	1	151	444	10 X 6	Titus
S. Anteb. yasep	2	96	437	8 X 5	Titus
S. HyM Compras	2	212	461	14 X 6	Titus
Sanit. P. Entr.	1	106	408	10 X 5	Titus
Clo. elec y It.	2	80	445	8 X 4	Titus

Observaciones: todas las rejillas serán del modelo CT-700-DF, No Visión Doble Marco.

### 3. Selección de equipo. (Ventilador centrifugo)

Flujo	: 7502 CFM
P.E. asumida	: 0.753 in c.w.
Marca	: GESA
Tamaño	: 3027 S&H
Vel. de giro	: 920 RPM
Pot. al freno	: 1.55 HP
EFFcorr.	: 1.55 x 0.77 = 1.18
Motor	: 1.5 HP 3400 RPM
Impulsor	: Aerodinámico 27" $\Delta$
Transmisión	: Poleas y Bandas
Arreglo	: 10
Giro	: LHR (Contra sentido manecillas del reloj)
Descarga	: VH (Vertical horizontal)
Clase	: I

( Ver catálogo del apéndice "D" )

#### 3.1.6 Cálculo de lámina.

Para el cálculo de lámina se utilizará el mismo método que se maneja en el Cap. 19 págs. 103 - 105. Obteniendo los siguientes resultados:

$$\text{Lámina} = 3548 \times 1.15 \text{ F.S.} = 4080 \text{ Lbs. ( 1855 kg )}$$

## 5.2 AREA DE PROCESO.

### 5.2.1. Cálculo de áreas y volumen.

$$\text{Area} = 52.5\text{m} \times 30.0\text{m} = 1575.0\text{m}^2 \times 10.764 = 16947 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Volumen} = 1575.0\text{m}^2 \times 7.5\text{m} = 11812.5\text{m}^3 \times 35.31 = 416982 \text{ Ft}^3$$

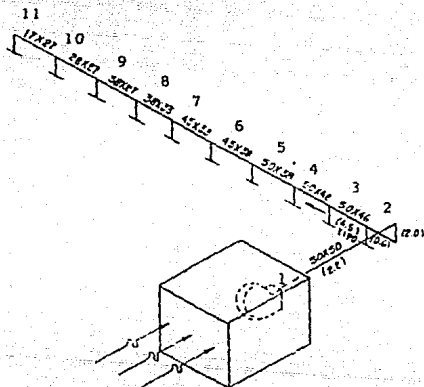
### 5.2.2 Cálculo de cantidades de aire.

Considerando 6 c/hr (Ver boletín del apéndice " B " ).

$$Q = \frac{6 \text{ c/hr} \times 416982 \text{ Ft}^3}{60} = 41700 \text{ CFM}$$

### 5.2.3 Isométrico del recorrido de ductos.

(Ver plano No. S.V. - 03)



#### 5.2.4 Cálculo de la caída de presión.

De acuerdo con el procedimiento de cálculo de la tabla de la pag. 100 - 101 del capítulo IV se tiene el siguiente resultado:

P.E. Total = 0.299 m c.a.

Caída de presión total del sistema:

Caída de presión en la compuerta = 0.175 m c.a.  
 Caída de presión en los ductos = 0.099 m c.a.  
 Caída de presión en filtros = 0.150 m c.a.  
 Caída de presión en válvulas = 0.125 m c.a.

+ 10 % de Factor de Seguridad = 0.299 m c.a.  
 = 0.099 m c.a.

P.E. Total = 1.098 m c.a.

Corrección por altitud:

F.C. = 0.77

1.098 m c.a.

P.E. corr. =  $\frac{1.098}{0.77}$  = 1.425 m c.a.

0.77

#### 5.2.5 Selección de equipo y accesorios.

##### 1. Selección de rejillas de inversión.

Local	Cant.	F1010	Tamaño (In X In)	Vol.	Marca	Tipo	Modelo
Área de proceso	10	4171	48 X 20	667	Falco	HEFD	7Z-FLS

Observaciones: Todas las rejillas serán con control de volumen, y hojas tipo doble deflexión.



## 2. Selección de filtros.

Flujo	: 41700 CFM
tipo	: Metálico Lavable
Marca	: American Air Filter
Tamaño	: 24" X 24"
Flujo/Filtro	: 2000 CFM @ 500 FPM
Modelo	: HV-2
Cantidad	: 20 Filtros
Flujo real/Filtro	: 2085 CFM
Vel. real/Filtro	: 522 FPM

## 3. Selección de equipo.

Flujo	: 41700 CFM
P.E. asum.	: 1.5 in c.a.
Marca	: AESA
Tamaño	: 8045 DWD1
Vel. de giro	: 686 RPM
Fdt. al freno	: 17.2 BHP
BHP corregidos	: $17.2 \times 0.77 = 13.25$ BHPA
Motor	: 15 HP a 1800 RPM
Impulsor	: Aerodinámico 44 1/2" $\phi$
Transmisión	: Poleas y Bandas
Arreglo	: 3
Giro	: MC (Sentido manecillas del reloj)
Descarga	: H (Inferior horizontal)
Clase	: I

( Ver catálogo del apéndice " D " )

## 4. Persianas en muro.

$$41700 \div 2830 = 14735 \times 1.5 = 22102 \text{ CFM}$$

$$Q = V \times A \text{ Considerando la vel.} = 500 \text{ FPM}$$

$$A = 22102 / 500 = 44.204 \text{ Ft}^2 / 10.764 = 4.09 \text{ m}^2$$

$$A = b \times h \text{ ; } h = 1.74 \text{ m (altura estandar del fabricante)}$$

$$b = 4.09 \text{ m}^2 / 1.74 \text{ m} = 2.35 \text{ m} \approx 8.0 \text{ m}$$

Por lo tanto la persiana será de 1.74 m X 8.0 m  
Marca Romsa.

### 3.2.6 Cálculo de Lámina

Para el cálculo de Lámina se utilizara el número de lath que se maneja en el capítulo IV para 103 = 103, obteniendo los siguientes resultados:

Lámina

Calibre 29 = 358 Lbs X 1.15 = 411 Lbs ( 187 Kg)

Calibre 27 = 3363 Lbs X 1.15 = 3867 Lbs ( 1756 Kg)

Calibre 20 = 81 Lbs X 1.15 = 93 Lbs ( 42 Kg)

### 3.3 Área de Freno de Colado 100.

#### 3.3.1 Cálculo de áreas.

Área plano Ho. = 2.6m x 3.4 = 8.84 m<sup>2</sup> = 3.43

#### 1. Muro Horeste.

$$\text{Área} = 40.0m \times 7.5m = 300.00m^2 \times 10.764 = 3228.84 \text{ ft}^2$$

#### 2. Muro Oeste.

$$\text{Área} = 52.5m \times 7.5m = 393.75m^2 \times 10.764 = 4237.84 \text{ ft}^2$$

#### 3. Muro Sur Oeste.

Área = Igual al muro Horeste

#### 4. Muros Colindantes.

Área = Igual al muro Horeste

#### 5. Techo.

$$\text{Área} = 52.5m \times 40.0m = 2100.00m^2 \times 10.764 = 22608.00 \text{ ft}^2$$

### 5.3.2 Cálculo de coeficientes de transmisión (Invierno).

De acuerdo al procedimiento de cálculo del coeficiente de transmisión de las pags. 86,87 y 88 del capítulo IV y de las tablas del apéndice "A" referente a los materiales de construcción se obtienen los siguientes datos:

#### 1. Muros exteriores.

$$U = 0.62 \quad \left[ \begin{array}{c} \text{RTU} \\ \text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \end{array} \right]$$

#### 2. Muros colindantes.

$$U = 0.50 \quad \left[ \begin{array}{c} \text{RTU} \\ \text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \end{array} \right]$$

#### 3. Techo.

$$U = 0.052 \quad \left[ \begin{array}{c} \text{RTU} \\ \text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \end{array} \right]$$



5.3.3. Hoja de Carga Térmica para Calefacción

ARAGON

LUGAR: CATALUNYA D.F.

ESPACIO USADO: PROCESO

CONDICIONES DE CALEFACCION						TEMP. AIRE ENTRADA A LA UNIDAD				
HT.	64	BS	BY	%HR	OP/LB	%AIRE EXT.	%	%	%	
EST.	32	BS	BY	%HR	OP/LB	%AIRE RECICL.	%	%	%	
OP.	32	%	BY	OP.	OP/LB	TOTAL TEMP. DEL AIRE DE ENT. PROM.	°F			
						TEMP. DEL MAS COMERCIO DE TEMPERATURA ROOM AIR, etc.				
SUPERFICIE	FT <sup>2</sup>	FACTOR TRANSM.	BTU/HR POR °F	BTU/HR POR °F	BTU/HR POR °F	BTU/HR				
MURO NOROCCIDENTE	1226	0.62				32	44362			
MURO NOROCCIDENTE	4237	0.62				32	84362			
MURO SUROCCIDENTE	2247	0.62				32	44362			
MUROS COLINDANTES	1226	0.90				27	43375			
TECHO	22466	0.90				32	30687			
CARGA POR TRANSMISION							114326			
CARGA POR ILUMINACION	1.25		3.4	17601	WATTS		114750			
INFILTRACION						PERDIDAS POR TRANSM. TOT.				104505
METODO DE BARRERAS			METODO DE AREAS			CFM		FACTOR GRADIENTE DE TEMP.		
VENTANAS	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	
TRACALIST	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	
PUERTAS	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	
PUERTAS USO	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	PICTURA	
METODO DE CAMBIOS DE AIRE						CFM		NUMIDIFICACION		AGUA EVAPORADA
40 FT <sup>3</sup> (MAX CAMBIOS/HR MIN)						CFM		CFM		1580
SELECCION DE EQUIPO										
CANTIDAD	TAMANO DE LA UNIDAD	RPM	CFM	TEMP. FINAL °F	REQUERIMIENTO BASICO	BTU CONSTANTES	CAPACIDAD INSTALADA	CONDICIONES DE VAPOR LB/HR	AGUA CLEN. TE. GPM	1 P/GAS/HR

### 5.3.4 Ganancia de calor por iluminación.

Número de lámparas = 27

Potencia por lámpara = 1000 W/Lámpara

$27 \times 1000 \times 3.4 \times 1.25 = 114750 \text{ BTU/hr}$

### 5.3.5 Consumo eléctrico.

Consumo eléctrico total =  $218456/3400 = 64.25 \text{ KW}$

Considerando 12 unidades =  $218456/12 = 18205 \text{ BTU/hr} \times \text{unidad}$

Consumo eléctrico / unidad =  $18205/3400 = 5.35 \text{ KW} = 6 \text{ KW}$

Flujo de aire / unidad =  $\frac{18205 \text{ BTU/hr}}{0.77 \times 1.08 \times 37} = 592 \text{ CFM}$

### 5.3.6 Selección de equipo.

Capacidad	:	6 KW
Flujo	:	592 CFM
Marca	:	Cromalox
Modelo	:	UR - 752
Tamaño	:	7.5 KW
Cantidad	:	12 Unidades.

( Ver catálogo en el apéndice " D " )

## 5.4 SISTEMA DE COLECTA DE AGUA PLUVIAL (ROBBERO Y REVERES)

### 5.4.1 Cálculo de áreas, Metodología: Rodríguez (Planta Baja)

#### 1. Pared Exteriores.

$$\text{Área} = 7,00m \times 2,00m = 14,00m^2 \quad \text{y} \quad 10,76m \times 2,00m = 21,52m^2$$

#### 2. Paredes Colindantes. (de 30cm)

$$\text{Área} = 25,00m \times 3,00m = 75,00m^2 \quad \text{y} \quad 10,76m \times 3,00m = 32,28m^2$$

#### 3. Techo.

$$\text{Área} = 10,00m \times 7,00m = 70,00m^2 \quad \text{y} \quad 10,76m \times 7,00m = 75,32m^2$$

### 5.4.2 Cálculo de los coeficientes de transmisión. (Inyerto)

De acuerdo al procedimiento del cálculo de coeficientes de transmisión de las paredes B6, B7 y de del capítulo IV y de las tablas del apéndice "A" referente a los materiales de construcción se obtienen los siguientes resultados:

#### 1. Pared exterior de concreto.

$$U = 0,54 \quad \begin{array}{|c|} \hline R_{00} \\ \hline \frac{1}{h \cdot f} \quad 2^{\circ} \cdot f \\ \hline \end{array}$$

#### 2. Paredes Colindantes. (de 30cm)

$$U = 0,50 \quad \begin{array}{|c|} \hline R_{00} \\ \hline \frac{1}{h \cdot f} \quad 2^{\circ} \cdot f \\ \hline \end{array}$$

#### 3. Techo.

$$U = 0,043 \quad \begin{array}{|c|} \hline R_{00} \\ \hline \frac{1}{h \cdot f} \quad 2^{\circ} \cdot f \\ \hline \end{array}$$



E. N. S. T. E. P.

ARAGON

5.4.3 Hoja de Carga Térmica para Calefacción

LUGAR: CUAJIMALPA D.F.

ESPACIO USADO: BAÑOS VESTIDORES HOMBRES

CONDICIONES DE CALEFACCION						TEMP. AIRE ENTRADA A LA UNIDAD				
Ht.	64	88	84	%HR	OP/LB	%AIRE EXT	%	%	%	
EST.	32	88	84	%HR	OP/LB	%AIRE RECIBI	%	%	%	
OP	32	88	84	%HR	OP/LB	TOTAL TIEMP DEL AIRE DE ENT FROM	%	%	%	
						TÍEMP MIT MAS CORRECCION DE TEMPERATURAS POR ALTURA				
SUPERFICIE	FT <sup>2</sup>	FACTOR TRANSMIS	BTU/HR POR °F DIF.	BTU TOT./HR AT DIF.	DI. DE TEMP/DT	BTU/HR.				
MURO NOROESTE	224	0.53			32	3833				
MUROS COLINDANTES (BLOCK)	607.3	0.50			27	10898				
TECHO	754	0.063			32	1038				
CARGA POR TRANSMISION						15770				
INFILTRACION			PERDIDAS POR TRANSM. TOT.			15770				
METODO DE BARRERAS	METODO DE AREAS	CFM	FACTOR GRADIENTE DE TEMP							
VENTANAS FT/LIN	FT <sup>2</sup> /OB		AIRE EXT.	CFM	% F.I.O.B					
FRANQUIS FT/LIN	FT <sup>2</sup> /OB		INFILTRACION	CFM	% F.I.O.B					
PUERTAS FT/LIN	FT <sup>2</sup>		SUBTOTAL			15770				
PUERTAS USO FT <sup>2</sup>	FT <sup>2</sup>		FACTOR DE SEGURIDAD 10 %			1577				
TOTAL			GRAN TOTAL PERDIDAS DE CALOR			17347				
METODO DE CAMBIOS DE AIRE			CFM			HUMIDIFICACION			AGUA EVAPORADA	
40	FT <sup>3</sup>	MIN CAMBIOS/HR	CFM	CFM	OP/LB DIF	1580			LB/HR	
SELECCION DE EQUIPO										
CANTIDAD	TAMANO DE LA UNIDAD	RPM	CFM	TEMP FINAL °F	RENDIMIENTO BASICO	BTU CONSTANTES	CAPACIDAD INSTALADA	CONDICIONES DE VAPOR LB/HR	AGUA CALIENTE GPM	PI GAL/HR

#### 5.4.4 Ganancia por iluminación.

Número de lámpara = 5

Potencia de la lámpara = 80 W/lámpara

$5 \times 80 \times 3.4 \times 1.25 = 1700 \text{ BTU/hr}$

#### 5.4.5 Consumo eléctrico.

Consumo eléctrico total =  $\frac{17347}{3400} = 5.1 \text{ KW} = 6 \text{ KW}$

Flujo de aire / unidad =  $\frac{17347}{0.77 \times 1.01 \times 5} = 580 \text{ CFM}$

#### 5.4.6 Selección de equipo.

Capacidad	: 6 KW
Flujo	: 580 CFM
Marca	: Chromalex
Modelo	: UR - 752
Tamaño	: 7.5 KW
Cantidad	: 1 unidad.

( Ver catálogo en el apéndice " D " )



SISTEMA DE CALIFORNIA VESTIDORES MUJERES (Planta Base).

Calculo de áreas.

1. Muro Noroeste.

$$\text{Area} = 7.0\text{m} \times 3.0\text{m} = 21\text{m}^2 \times 10.764 = 226 \text{ Ft}^2$$

2. Murps colindantes.

$$\text{Area} = 7.0\text{m} \times 3.0\text{m} = 21\text{m}^2 \times 10.764 = 226 \text{ Ft}^2 \text{ (de Concreto)}$$

$$\text{Area} = 20.0\text{m} \times 3.0\text{m} = 60\text{m}^2 \times 10.764 = 646 \text{ Ft}^2 \text{ (de Block)}$$

3. Techo.

$$\text{Area} = 7.0\text{m} \times 10.0\text{m} = 70\text{m}^2 \times 10.764 = 754 \text{ Ft}^2$$

Calculo de los coeficientes de transmisión (invierno).

De acuerdo al procedimiento de calculo de coeficientes de transmisión de las paut. B6, B7 y B8 del capitulo IV y de las tablas del apendice "A" referente a los materiales de construcción, se obtienen los siguientes datos:

1. Muro exterior de concreto.

$$U = 0.53 \left[ \begin{array}{c} \text{BTU} \\ \text{hr-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right]$$

2. Muros colindantes (de Concreto, Boveda y Block):

$$U = 0.194 \left[ \begin{array}{c} \text{BTU} \\ \text{hr-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right] \quad U = 0.50 \left[ \begin{array}{c} \text{BTU} \\ \text{hr-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right]$$

3. Techo.

$$U = 0.063 \left[ \begin{array}{c} \text{BTU} \\ \text{hr-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right]$$



LUGAR: CEAHMALPA D.F.

ESPACIO USADO: BANOS VESTIDORES MUJERES

CONDICIONES DE CALEFACCION					TEMP. AIRE ENTRADA A LA UNIDAD					
INT. 64 BS	DI	Y/HR	OP/LB	% AIRE EXT.	°F	°C				
EXT. 32 BS	DI	Y/HR	OP/LB	% AIRE RECICL.	°F	°C				
DI 32 °F	DI	DI	OP/LB	TOTAL TEMP. DEL AIRE DE ENT. FROM °TEMP. IN °F WAS CORRECTED TO TEMPERATURE NOW ACT. °F						
SUPERFICIE	FT <sup>2</sup>	FACTOR TRANSM.	BTU/HR POR °F	BTU TOI/HR AT 70°F	BTU TOI/HR AT 65°F	BTU/HR.				
MURO NOROESTE	226	0.53			32	1935				
MUROS COLINDANTES (CONCRETO)	226	0.192			27	1154				
MUROS COLINDANTES (BLOCK)	64.5	0.55			27	973				
TECHO	754	0.043			32	1035				
CARGA POR TRANSMISION						5925				
INFILTRACION					PERDIDAS POR TRANSM.TOT			6925		
	METODO DE RANURAS	METODO DE AREAS	CFM	FACTOR GRADIENTE DE TEMP.						
VENTANAS	FT LK	FT <sup>2</sup> OB		AIRE EXT.	CFM	%				
TRACALIZ	FT LK	FT <sup>2</sup> OB		INFILTRACION	CFM	%				
PUERTAS	FT LK	FT <sup>2</sup>		SUBTOTAL			6925			
PUERTAS USO	FT <sup>2</sup>	FT <sup>2</sup>		FACTOR DE SEGURIDAD 10 %			593			
TOTAL				GRAN TOTAL PERDIDAS DE CALOR			7521			
METODO DE CAMBIOS DE AIRE			CFM	HUMIDIFICACION			AGUA EVAPORADA			
40	FT <sup>3</sup>	MIN CAMBIOS/HR	MAX	CFM	CFM	OP/LB/DIF	1380			
SELECCION DE EQUIPO										
CANTIDAD	TAMANO DE LA UNIDAD	RPM	CFM	TEMP/FINAL	RENDIMIENTO BASICO	BTU CONSTANTES	CAPACIDAD INSTALADA	CONDICIONES DE VAPOR LB/HR	AGUA CALIENTE GPM	3 FT GAS/HR

Ganancia por iluminación.

Número de lámparas = 7

Potencia de la lámpara = 80 W/Lámpara

$7 \times 80 \times 3.4 \times 1.25 = 2380 \text{ BTU/hr}$

Consumo eléctrico.

Consumo eléctrico total =  $\frac{7621}{3400} = 2.25 \text{ KW} = 3 \text{ KW}$

Flujo de aire / unidad =  $\frac{7621}{0.77 \times 1.08 \times 36} = 255 \text{ CFM}$

Selección de equipo.

Capacidad	: 6 KW
Flujo	: 300 CFM
Marca	: Chromalox
Modelo	: UB - 752
Tamaño	: 7.5 KW
Cantidad	: 1 unidad

( Ver catálogo en el apéndice " D " )

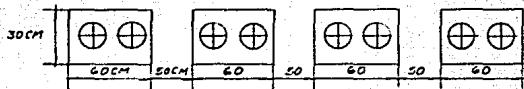
C A P I T U L O

U I

## VI. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE COLECCIÓN DE HUMOS Y/O GASES.

### 6.1 CUARTO DE ELECTROLISIS, CAMPANA DE EXTRACCIÓN MEZZANINE.

#### 6.1.1 Dimensionamiento de las parrillas.



Largo total = 3.90m = 12.8 Ft Ancho = 30cm = 1 Ft

#### 6.1.2 Dimensión de la campana.

De acuerdo a lo recomendado en el "Industrial Ventilation" la campana debe ser 6" más grande que las dimensiones de la parrilla. ( Ver apéndice " C " VS - 910 ) por lo que:

Largo de la campana = 14 Ft Area de cara = 28 Ft<sup>2</sup>

Ancho de campana = 2 Ft

#### 6.1.3 Cálculo de la cantidad de aire.

De acuerdo con el "Industrial Ventilation" se recomienda 80 CFM / Ft de cara de campana.

$$Q = 80 \text{ CFM} / \text{Ft}^2 \times 28 \text{ Ft}^2 = 2240 \text{ CFM}$$

Velocidad recomendada en el ducto:

V = 1000 - 4000 FPM

Utilizaremos V = 2500 FPM

### 6.1.4 Cálculo de la caída de presión en ductos.

#### 1. Pérdida en la campana.

$$h_e = 0.50 VP \quad VP = 0.39 \text{ in c.a.}$$

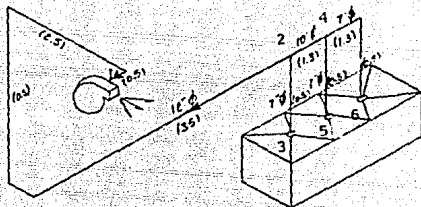
$$h_e = 0.50 \times 0.39 = 0.195 \text{ in c.a.}$$

$$SP = h_e + VP = 0.195 + 0.39 = 0.585 \text{ in c.a.}$$

#### 2. Caída de presión en ductos.

##### a) Isométrico del recorrido de ductos.

(Ver plano No. S.V. - 03 y E.D. - 05)



##### b) Caída de presión.

Tramo	Tamaño in Ø	Vol. (FPM)	L.Tot. (F)	P.E. 100 Ft.	P.E. Tot. in c.a.
1 - 2	12"	2054	(4 codos) 12.01 = 53'	0.91	0.48
2 - 3	7"	2795	(1 codo) 7.12 = 9'	---	---
2 - 4	10"	2740	4.26'	---	---
4 - 5	7"	2795	(1 codo) 7.12 = 9'	---	---
4 - 6	7"	2795	(1 codo) 7.12 = 13'	1.80	0.73

$$P.E. Total = 0.71 \text{ in c.a.}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Caída de presión en la campana} &= 0.585 \text{ in c.a.} \\
 \text{Caída de presión en el ducto} &= 0.71 \text{ in c.a.} \\
 \hline
 \text{P.E.} &= 1.295 \text{ in c.a.} \\
 + 10 \% \text{ de factor de seguridad} &= 0.129 \text{ in c.a.} \\
 \hline
 &= 1.424 \text{ in c.a.}
 \end{aligned}$$

Corrección por altitud

$$\text{F.E.} = 0.77$$

$$\text{P.E. corr} = \frac{1.424 \text{ in c.a.}}{0.77} = 1.85 \text{ in c.a.}$$

### 6.1.5 Selección de equipo y accesorios.

#### 1. Equipo.

Flujo	:	2241 CFM
P.E. asum.	:	2.0 in c.a.
Marca	:	AESA
Serie	:	3000
Tamaño	:	3015 SWS1
Vel. giro	:	1879 RPM
Pot. al freno	:	1.29 HP
RPM corr.	:	0.99 RPM
Motor	:	1.5 HP a 1800 RPM
Impulsor	:	Aerodinámico 26 1/8" Ø
Transmisión	:	Poleas y bandas
Arreglo	:	10
Giro	:	CMR
Descarga	:	SH (Superior, horizontal)
Clase	:	I

( Ver catálogo en el apéndice " B " )

#### 2. Selección de rejillas de paso en puerta.

Local	Comp.	Flujo (CFM)	Vel. (FPM)	Tamaño (in X in)	Marca
Electrólisis	1	2241	482	30 X 24	Titus
Fulido	1	2241	482	30 X 24	Titus

Observaciones: Todas las rejillas serán del modelo CI-700-BF, no visión doble marco.

### 6.1.6 Cálculo de Lámina.

Tramo	Tamaño N in	Long.tot. (FT)	Calibre	Peso tot. Lb
1 - 2	12	60	22	248
2 - 3	7	15	22	36
2 - 4	10	10	22	35
4 - 5	7	15	22	36
4 - 6	7	15	22	36

Peso tot. = 391 Lbs  
 + 15 % de desperdicio = 99 Lbs

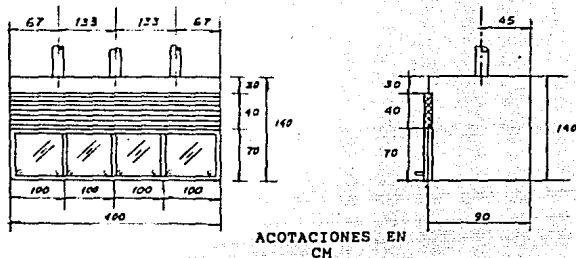
Peso Tot. = 450 Lbs (200 Lbs)

( Ver tabla del apéndice "D" para calcular el peso de la Lámina).



## 6.2 LABORATORIO (CAMPAÑA DE EXTRACCION).

### 6.2.1 Dimensiones de la campana.



De acuerdo con lo recomendado, por el Industrial Ventilation la velocidad de cara de la campana, con la compuerta totalmente abierta, ( Ver en el apéndice " C " Vs - 203).

$$Q = 60 \text{ a } 150 \text{ CFM/Ft}^2$$

En el catálogo de Lux - Lab. se recomienda como mínimo:

$$Q = 125 \text{ CFM/Ft}^2$$

Por lo que, tomaremos este valor

$$\text{Area de cara} = 4.0\text{m} \times 0.70\text{m} = 2.8\text{m}^2 \times 10.764 = 30.76 \text{ Ft}^2$$

$$Q = 125 \text{ CFM/Ft}^2 \times 30.76 \text{ Ft}^2$$

$$Q = 3813 \text{ CFM}$$

Velocidad recomendada en el ducto

$$V = 1000 \text{ --- } 2000 \text{ FPM}$$

Consideramos una velocidad de 1500 FPM.

## 6.2.2 Cálculo de la caída de presión en ductos.

### 1. Pérdida en el campana.

$$h_c = 0.5 VP \quad VP = 0.14 \text{ in c.a.}$$

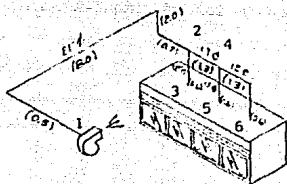
$$h_c = 0.5 \times 0.14 = 0.07 \text{ in c.a.}$$

$$S.P. = h_c + VP = 0.07 + 0.14 = 0.21 \text{ in c.a.}$$

### 2. Caída de presión en ductos.

#### a) Isométrico del recorrido de ductos.

(Ver plano No. E.D. - 05)



#### b) Caída de presión.

Tramo	Tamaño (in) Ø	Vol. (FPM)	Long. Tot. (F)	$\frac{P.E.}{100F}$	P.E. Tot. (in c.a.)
1 - 2	21	1600	(3 codos) 63+37=100	0.16	0.16
2 - 3	12	1600	(1 codo) 120 2=14	---	---
2 - 4	17	1600	4.22	0.21	0.010
4 - 5	12	1600	(1 codo) 120 2=14	---	---
4 - 6	12	1600	(1 codo) 120 6=18	0.31	0.057

$$P.E. \text{ total} = 0.227 \text{ in c.a.}$$

Caida de presión en la campana = 0.21 in c.a.  
Caida de presión en el ducto = 0.227 in c.a.

P.E.Tot. = 0.437 in c.a.

+ 10 % Factor de seguridad = 0.044 in c.a.

P.E.Tot. = 0.481 in c.a.

Corrección por altitud

F.C. = 0.77

$$P.E.corr. = \frac{0.481 \text{ in c.a.}}{0.77} = 0.625 \text{ in c.a.}$$

### 6.2.3 Selección de equipo y accesorios.

#### 1. Equipo.

Flujo	: 3813 CFM
P.E.adum.	: 0.625 in c.a.
Marca	: AESA
Serie	: 3000
Tamaño	: 3018 SWS1
Vel. de giro	: 1384 RPM
Pot. al freno	: 1.39 BHP
BHPcorr.	: 1.39 X 0.77 = 1.07 BHPA
Motor	: 1 1/2 HP a 1800 RPM
Impulsor	: Áspas atrasadas: 18 1/4" Ø
Transmisión	: Poleas y bandas
Arrojo	: 10
Giro	: CMR
Descarga	: SH
Clase	: I

( Ver catálogo del apéndice " D " ).

#### 2. Selección de rejillas de paso en puerta.

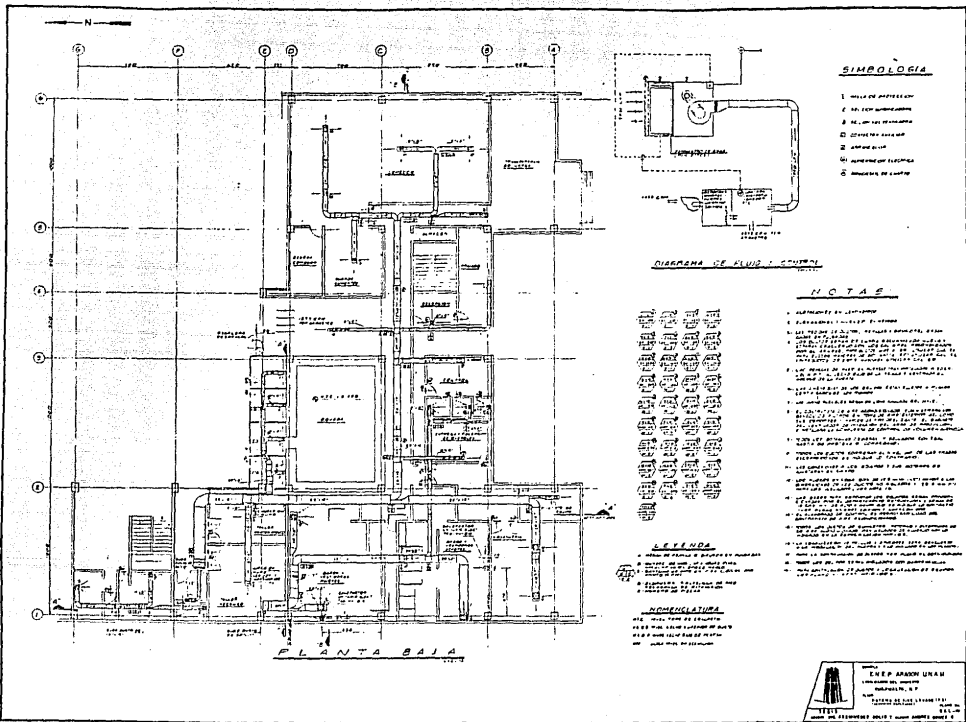
Local	Cant.	Flujo (CFM)	Vel. (FPM)	Tamaño (in X in)	Marca
Laboratorio	2	1907	410	30 X 24	Titus

Nota: Todas las rejillas serán del modelo CT-700-BF, no visión doble marco.

C A P I T U L O

U I I

## VII. ARREGLO GENERAL DEL PROYECTO.



**SIMBOLOGIA**

- 1 MUR DE PERFORACION
- 2 PUERTA CON VENTILACION
- 3 PUERTA SIN VENTILACION
- 4 ESCALERA
- 5 LIFT
- 6 PASADIZO ELECTRICO
- 7 MANGUERA DE CAUTIN

**DIAGRAMA DE FLUIDO CONTINUA**

**NOTAS**

1. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 2. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 3. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 4. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 5. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 6. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 7. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 8. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 9. VERIFICAR EL CANTIDAD DE  
 10. VERIFICAR EL CANTIDAD DE

- 1. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 2. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 3. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 4. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 5. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 6. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 7. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 8. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 9. VERIFICAR EL CANTIDAD DE
- 10. VERIFICAR EL CANTIDAD DE

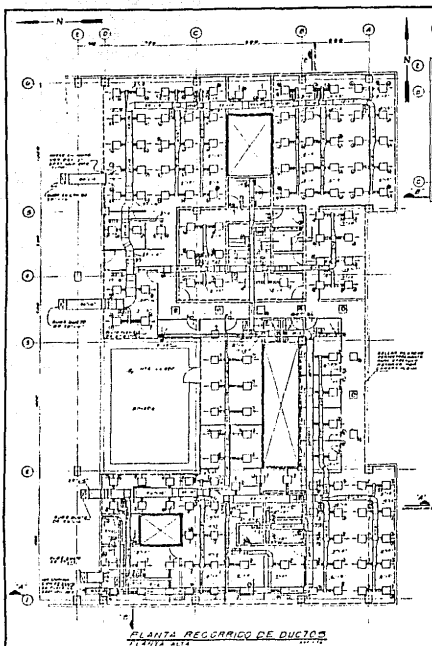
**LEGENDA**

- 1. SALA DE REUNIONES
- 2. BIBLIOTECA
- 3. SALA DE CLASES
- 4. SALA DE TRABAJO
- 5. SALA DE REPOSICION
- 6. SALA DE ESPERA
- 7. SALA DE SERVICIOS

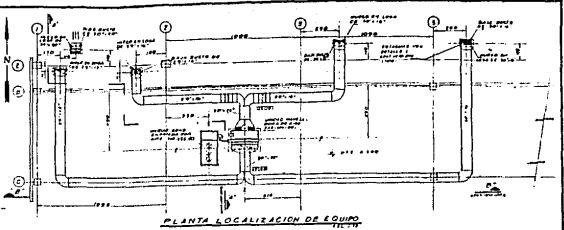
**NOMINCLATURA**

- 1. SALA DE REUNIONES
- 2. BIBLIOTECA
- 3. SALA DE CLASES
- 4. SALA DE TRABAJO
- 5. SALA DE REPOSICION
- 6. SALA DE ESPERA
- 7. SALA DE SERVICIOS

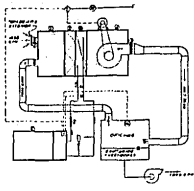
**ENEP ARZON UNAM**  
 CONSTRUCCION DEL CAMPUS  
 ENERGETICO DE LA UNAM  
 ESTADO DE QUERETARO  
 PROYECTO DE CONSTRUCCION DEL  
 CAMPUS ENERGETICO DE LA UNAM



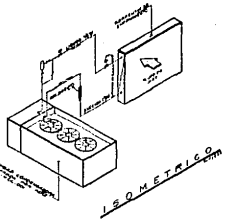
**PLANTA RECORRIDO DE DUCTOS**  
12/1/58 - 50/58



**PLANTA LOCALIZACION DE EQUIPO**  
12/1/58



**DIAGRAMA DE FLUIDO Y CONTROL**  
12/1/58



**ISOMETRICO**  
12/1/58



**SIMBOLOGIA**

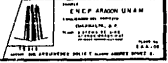
- 1. MOTOR DE COMPUERTA
- 2. MOTOR DE CONTROL
- 3. MOTOR DE ALIMENTACION
- 4. MOTOR DE COMPUERTA
- 5. MOTOR DE CONTROL
- 6. MOTOR DE ALIMENTACION
- 7. MOTOR DE COMPUERTA
- 8. MOTOR DE CONTROL
- 9. MOTOR DE ALIMENTACION
- 10. MOTOR DE COMPUERTA
- 11. MOTOR DE CONTROL
- 12. MOTOR DE ALIMENTACION
- 13. MOTOR DE COMPUERTA
- 14. MOTOR DE CONTROL
- 15. MOTOR DE ALIMENTACION
- 16. MOTOR DE COMPUERTA
- 17. MOTOR DE CONTROL
- 18. MOTOR DE ALIMENTACION
- 19. MOTOR DE COMPUERTA
- 20. MOTOR DE CONTROL
- 21. MOTOR DE ALIMENTACION
- 22. MOTOR DE COMPUERTA
- 23. MOTOR DE CONTROL
- 24. MOTOR DE ALIMENTACION
- 25. MOTOR DE COMPUERTA
- 26. MOTOR DE CONTROL
- 27. MOTOR DE ALIMENTACION
- 28. MOTOR DE COMPUERTA
- 29. MOTOR DE CONTROL
- 30. MOTOR DE ALIMENTACION
- 31. MOTOR DE COMPUERTA
- 32. MOTOR DE CONTROL
- 33. MOTOR DE ALIMENTACION
- 34. MOTOR DE COMPUERTA
- 35. MOTOR DE CONTROL
- 36. MOTOR DE ALIMENTACION
- 37. MOTOR DE COMPUERTA
- 38. MOTOR DE CONTROL
- 39. MOTOR DE ALIMENTACION
- 40. MOTOR DE COMPUERTA

**LEYENDA**

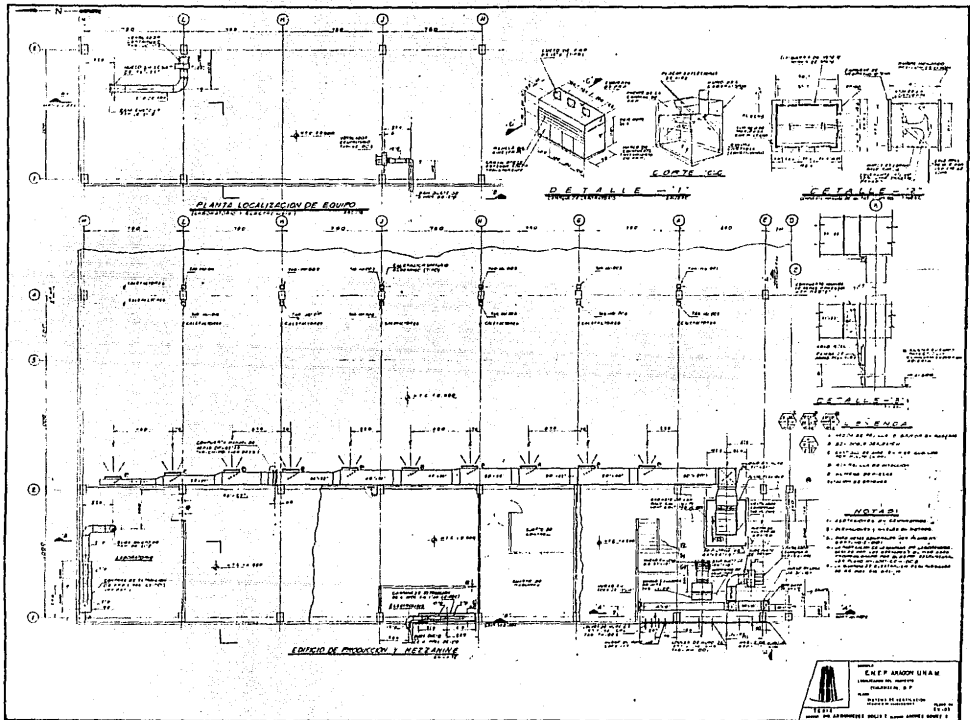
- 1. MOTOR DE ALIMENTACION
- 2. MOTOR DE COMPUERTA
- 3. MOTOR DE CONTROL
- 4. MOTOR DE ALIMENTACION
- 5. MOTOR DE COMPUERTA
- 6. MOTOR DE CONTROL
- 7. MOTOR DE ALIMENTACION
- 8. MOTOR DE COMPUERTA
- 9. MOTOR DE CONTROL
- 10. MOTOR DE ALIMENTACION
- 11. MOTOR DE COMPUERTA
- 12. MOTOR DE CONTROL
- 13. MOTOR DE ALIMENTACION
- 14. MOTOR DE COMPUERTA
- 15. MOTOR DE CONTROL
- 16. MOTOR DE ALIMENTACION
- 17. MOTOR DE COMPUERTA
- 18. MOTOR DE CONTROL
- 19. MOTOR DE ALIMENTACION
- 20. MOTOR DE COMPUERTA
- 21. MOTOR DE CONTROL
- 22. MOTOR DE ALIMENTACION
- 23. MOTOR DE COMPUERTA
- 24. MOTOR DE CONTROL
- 25. MOTOR DE ALIMENTACION
- 26. MOTOR DE COMPUERTA
- 27. MOTOR DE CONTROL
- 28. MOTOR DE ALIMENTACION
- 29. MOTOR DE COMPUERTA
- 30. MOTOR DE CONTROL
- 31. MOTOR DE ALIMENTACION
- 32. MOTOR DE COMPUERTA
- 33. MOTOR DE CONTROL
- 34. MOTOR DE ALIMENTACION
- 35. MOTOR DE COMPUERTA
- 36. MOTOR DE CONTROL
- 37. MOTOR DE ALIMENTACION
- 38. MOTOR DE COMPUERTA
- 39. MOTOR DE CONTROL
- 40. MOTOR DE ALIMENTACION

**NOTAS**

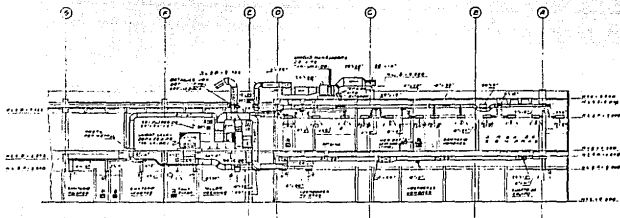
1. REVISADO POR EL DISEÑADOR
2. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
3. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
4. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
5. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
6. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
7. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
8. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
9. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
10. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
11. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
12. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
13. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
14. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
15. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
16. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
17. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
18. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
19. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
20. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
21. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
22. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
23. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
24. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
25. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
26. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
27. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
28. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
29. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
30. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
31. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
32. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
33. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
34. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
35. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
36. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
37. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
38. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
39. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE
40. REVISADO POR EL INGENIERO EN JEFE



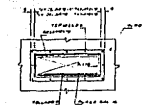
INGENIERIA Y CONSTRUCCIONES S.A.  
CALLE 100 N. 100  
BOGOTA, COLOMBIA



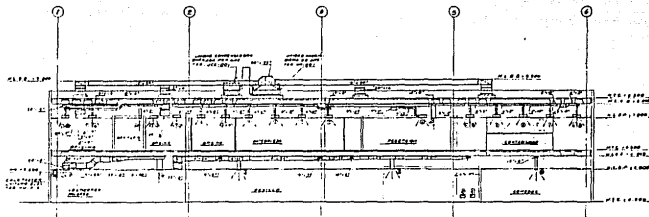




VISTA A-A



DETALLE

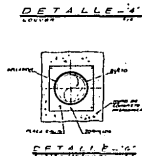
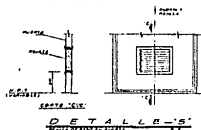
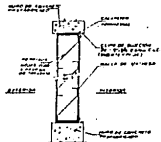
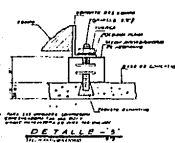
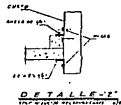
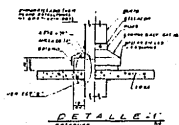
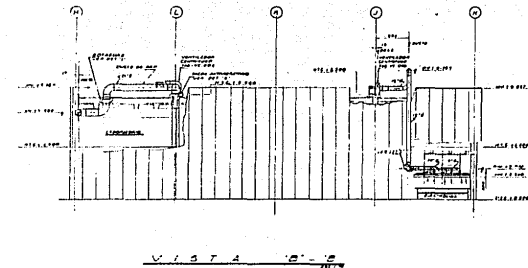
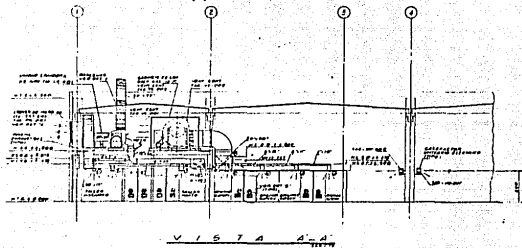


VISTA B-B

**NOTAS:**

1. Sección de construcción
2. Sección de construcción en planta
3. Sección de construcción en planta
4. Sección de construcción en planta

	TITULO CONSTRUCCION DEL EDIFICIO
	CLIENTE COMISIÓN DE SERVICIOS
	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE LA OBRA
	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE LA OBRA



**NOTAS:**

1. REFERIRSE A CANTONADA
2. MATERIAL DE CALIDAD EN SU TIPO
3. TANTO EN SU TIPO COMO EN SU CALIDAD

	<b>KREF ARCON URM</b> INGENIEROS EN ARQUITECTURA CARRANZA, 17 MADRID, ESPAÑA	HOJA NO. 1 DE 11
	<b>FECHA:</b> 1958	HOJA NO. 1 DE 11
	TITULO:	
	PROYECTO:	

## C O N C L U S I O N

## C O N C L U S I O N .

Dado que la educación técnica en México toma un carácter universal, en todas las áreas de estudio, más aun en el campo del aire acondicionado y la ventilación industrial. Esta investigación queda enfocada para que el estudiante de Ingeniería Mecánica Eléctrica, tenga un conocimiento más profundo y herramientas más firmes sobre este campo, dando una metodología práctica para el diseño de estos sistemas.

En la actualidad el aire acondicionado y la ventilación industrial toman gran importancia dentro del contexto industrial, debido a la importancia que tiene para el desarrollo laboral, obrero patronal. Sin embargo, además de brindar confort a los trabajadores y ocupantes del área acondicionada, también brinda condiciones óptimas para la operación de maquinaria, computadoras, proceso de fabricación en este caso joyería fina, etc, además de eliminar malos olores, humos y/o gases de proceso que se desarrollan en la industria.

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

## BIBLIOGRAFÍA.

- \* FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION.  
Eduardo Hernández Goribar.  
Editorial Limusa
- \* HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN.  
Carrier Air Conditioning Company.  
Mc Graw - Hill Book Company.
- \* DATOS CLIMATOLÓGICOS PARA LA REPÚBLICA MEXICANA A.M.I.C.A.
- \* AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION.  
Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis.  
Cia. Editorial Continental, S.A. de C.V., México.
- \* MANUAL PARA VENTILACION ( BUFETE INDUSTRIAL ).
- \* FUNDAMENTOS DE VENTILACION INDUSTRIAL.  
V. V. Baturin.  
Ed. Labor, S.A.
- \* INDUSTRIAL VENTILATION.  
Committee on Industrial Ventilation  
American Conference of Governmental  
Industrial Hygienists.
- \* TENDENCIAS MODERNAS EN EL CONTROL DE LA CONTAMINACION DEL  
AIRE. NORMAS DE EMISION E INMISION. PRINCIPIOS PARA LA  
COLECCION DE PARTICULAS Y/O COMPONENTES GASEOSOS.  
C.E Akerlund/L. Eriesand.  
Flakt.

\* CATALOGOS (Publicaciones).

Robertson Mexicana, S.A. de C.V.

Air Equipos, S.A. de C.V.

Buffalo Forge, S.A. de C.V.

\* CATALOGOS DE FABRICANTES DE EQUIPOS Y ACCESORIOS.

AIR EQUIPOS, S.A. de C.V.

YORK DE Mexico

LUX - LAB Muebles para laboratorio.

CHROMALOX.

HONEYWELL.

TITUS.

RINSA SAGINOMIYA.

FLAKT.

AMERICAN AIR FILTER.

VALYCONTROL

# A P E N D I C E S



**TABLE 3—CORRECTIONS IN OUTDOOR DESIGN CONDITIONS FOR TIME OF YEAR**  
(For Cooling Load Estimates)

YEARLY RANGE OF TEMPERATURE (°F)*	DRY- OR WET-BULB	TIME OF YEAR									
		March	April	May	June	July	August	Sept.	Oct.	Nov.	
		130	Dry-Bulb Wet-Bulb	-19 -23	-22 -12	-11 -5	-4 -2	0 0	0 0	-9 -4	-24 -13
113	Dry-Bulb Wet-Bulb	-23 -18	-32 -11	-11 -5	-4 -2	0 0	0 0	-9 -4	-20 -10	-36 -21	
110	Dry-Bulb Wet-Bulb	-30 -13	-20 -10	-11 -5	-4 -2	0 0	0 0	-6 -3	-17 -8	-31 -16	
103	Dry-Bulb Wet-Bulb	-30 -13	-20 -10	-11 -5	-4 -2	0 0	0 0	-6 -3	-17 -8	-29 -14	
100	Dry-Bulb Wet-Bulb	-29 -14	-19 -10	-10 -5	-3 -2	0 0	0 0	-6 -3	-18 -8	-27 -14	
95	Dry-Bulb Wet-Bulb	-29 -14	-19 -10	-10 -5	-3 -2	0 0	0 0	-6 -3	-18 -8	-27 -14	
90	Dry-Bulb Wet-Bulb	-29 -14	-19 -10	-10 -5	-3 -2	0 0	0 0	-6 -3	-18 -8	-26 -14	
83	Dry-Bulb Wet-Bulb	-29 -14	-19 -10	-9 -5	-3 -2	0 0	0 0	-5 -3	-18 -8	-23 -14	
80	Dry-Bulb Wet-Bulb	-24 -13	-16 -9	-8 -4	-3 -2	0 0	0 0	-4 -2	-12 -6	-20 -11	
73	Dry-Bulb Wet-Bulb	-14 -7	-9 -5	-4 -2	-1 0	0 0	0 0	-3 -2	-7 -4	-13 -8	
70	Dry-Bulb Wet-Bulb	-13 -8	-9 -4	-4 -2	-1 0	0 0	0 0	-2 -1	-7 -4	-14 -6	
65	Dry-Bulb Wet-Bulb	-11 -6	-9 -4	-4 -2	-1 0	0 0	0 0	-2 -1	-6 -3	-12 -4	
60	Dry-Bulb Wet-Bulb	-9 -4	-7 -5	-3 -2	-1 0	0 0	0 0	-2 -1	-5 -3	-10 -5	
53	Dry-Bulb Wet-Bulb	-6 -3	-5 -3	-3 -2	-1 0	0 0	0 0	-2 -1	-4 -2	-8 -4	
30	Dry-Bulb Wet-Bulb	-3 -3	-4 -3	-3 -1	-1 0	0 0	0 0	-2 -1	-4 -2	-7 -3	

\*Yearly range of temperature is the difference between the summer and winter normal design dry-bulb temperatures (Table 1).  
Equation: Outdoor design temperature = Outdoor design temperature from Table 1 + Correction from above table.

**TABLE 2—CORRECTIONS IN OUTDOOR DESIGN TEMPERATURES FOR TIME OF DAY**  
(For Cooling Load Estimates)

YEARLY RANGE OF TEMPERATURE (°F)	DRY- OR WET-BULB	SUN TIME									
		AM			DAY				PM		
		8	10	12	2	3	4	6	8	10	12
10	Dry-Bulb Wet-Bulb	-9 -7	-7 -2	-3 -1	-1 0	0 0	-1 0	-2 -1	-3 -1	-8 -2	-9 -7
15	Dry-Bulb Wet-Bulb	-12 -3	-9 -2	-3 -1	-1 0	0 0	-2 0	-2 -1	-4 -1	-10 -3	-14 -4
20	Dry-Bulb Wet-Bulb	-14 -4	-10 -3	-3 -1	-1 0	0 0	-1 0	-3 -1	-7 -2	-11 -3	-16 -4
25	Dry-Bulb Wet-Bulb	-16 -4	-10 -3	-3 -1	-1 0	0 0	-1 0	-3 -1	-8 -2	-13 -3	-18 -3
30	Dry-Bulb Wet-Bulb	-18 -3	-12 -3	-6 -1	-1 0	0 0	-1 0	-4 -1	-10 -3	-13 -4	-21 -6
35	Dry-Bulb Wet-Bulb	-21 -6	-14 -4	-7 -2	-1 0	0 0	-1 0	-6 -1	-12 -3	-18 -3	-24 -7
40	Dry-Bulb Wet-Bulb	-24 -7	-16 -4	-8 -2	-1 0	0 0	-1 0	-7 -2	-14 -4	-21 -6	-28 -9
45	Dry-Bulb Wet-Bulb	-26 -7	-17 -3	-8 -2	-2 0	0 0	-2 -1	-8 -2	-16 -8	-24 -8	-31 -10

\*The daily range of dry-bulb temperature is the difference between the highest and lowest dry-bulb temperature during a 24-hour period on a typical design day. (See Table 1 for the values of daily range for a particular city).

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

A P E N D I C E

"A"

**TABLE 4—RECOMMENDED INSIDE DESIGN CONDITIONS<sup>1</sup>—SUMMER AND WINTER**

TYPE OF APPLICATION	SUMMER					WINTER				
	Diverse		Commercial Practice			With Humidification			Without Humidification	
	Dry-Bulb (F)	Rel. Hum. (%)	Dry-Bulb (F)	Rel. Hum. (%)	Temp. Swing† (F)	Dry-Bulb (F)	Rel. Hum. (%)	Temp. Swing‡ (F)	Dry-Bulb (F)	Temp. Swing§ (F)
<b>GENERAL COMFORT</b> Appt., Home, Hotel, Office, Hospital, School, etc.	74-76	50-65	77-79	50-65	2 to 4	74-76	35-50	-3 to -4	73-77	-4
<b>RETAIL SHOPS</b> (Short-term occupancy) Bank, Barber or Beauty Shop, Dept. Store, Supermarket, etc.	76-78	50-65	78-80	50-65	3 to 4	72-74	35-50**	-3 to -4	73-75	-4
<b>LOW SENSIBLE HEAT FACTOR APPLICATIONS</b> (High latent load) Auditorium, Church, Bar, Restaurant, Kitchen, etc.	76-78	55-50	78-80	60-50	1 to 2	72-74	40-35	-2 to -3	74-76	-4
<b>FACTORY COMFORT</b> Assembly Areas, Machine Rooms, etc.	77-80	55-65	80-85	60-50	3 to 6	68-72	35-30	-4 to -6	70-74	-6

<sup>1</sup>The room design dry-bulb temperature should be reduced when hot radiant panels are adjacent to the occupant and increased when cold panels are adjacent, to compensate for the increase or decrease in radiant heat exchange from the body. A hot or cold panel may be unheated glass or glass block windows (hot in summer, cold in winter) and then partitions with hot or cold spaces adjacent. An unheated slab floor on the ground or walls below the ground level are cold panels during the winter and frequently during the summer also. Hot tanks, furnaces or machines are hot panels.

†Temperature swing is above the thermostat setting of peak summer load conditions.

‡Temperature swing is below the thermostat setting of peak winter load conditions (see right, people or solar heat gain).

§Water humidification in retail clothing shops is recommended to maintain the quality texture of goods.

TABLE 6—PEAK SOLAR HEAT GAIN THRU ORDINARY GLASS\*

Btu/(hr)(sq ft)

NORTH LAT.	MONTH	EXPOSURE NORTH LATITUDE										MONTH	SOUTH LAT.
		NE	N	SE	S	SW	W	NW	Hours				
0°	June	39	136	167	42	14	42	147	136	228		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	0°
	July & May	48	153	152	57	14	53	123	133	233			
	Aug & April	35	141	163	78	14	71	133	141	245			
	Oct & Feb	17	118	167	113	14	118	167	138	250			
	Nov & Jan	10	79	161	141	34	141	163	79	243			
10°	June	10	52	152	133	37	153	131	32	233		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	10°
	July & May	40	153	133	53	14	55	133	133	243			
	Aug & April	30	148	156	66	14	65	138	148	247			
	Oct & Feb	13	120	163	98	14	94	163	120	259			
	Nov & Jan	10	103	164	127	23	127	164	103	247			
20°	June	10	66	153	149	73	149	135	66	225		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	20°
	July & May	9	37	143	161	126	151	143	37	210			
	Aug & April	9	28	137	163	170	163	137	28	203			
	Oct & Feb	28	154	140	73	14	73	140	154	235			
	Nov & Jan	19	136	163	85	14	85	163	136	251			
30°	June	11	118	163	113	26	113	163	118	247		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	30°
	July & May	20	139	161	95	21	90	161	139	250			
	Aug & April	16	131	164	100	30	100	164	131	248			
	Oct & Feb	11	108	163	129	33	129	163	108	233			
	Nov & Jan	9	90	152	155	105	152	158	90	212			
40°	June	8	39	132	143	143	143	133	39	179		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	40°
	July & May	7	14	116	162	159	162	116	14	145			
	Aug & April	4	12	103	142	163	163	103	12	131			
	Oct & Feb	15	133	162	111	34	111	162	133	237			
	Nov & Jan	13	127	164	123	69	123	164	127	233			
50°	June	11	107	162	143	102	144	162	103	214		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	50°
	July & May	9	58	149	163	140	142	149	58	163			
	Aug & April	7	33	127	163	162	163	127	33	129			
	Oct & Feb	5	13	100	159	164	156	100	13	103			
	Nov & Jan	5	10	86	148	165	148	86	10	85			
50°	June	16	126	164	133	93	133	164	126	220		Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	50°
	July & May	14	117	163	143	126	143	163	117	211			
	Aug & April	11	94	139	152	126	157	139	94	185			
	Oct & Feb	8	58	136	163	158	163	138	58	148			
	Nov & Jan	3	29	103	157	167	157	103	29	94			
		4	9	64	127	153	127	64	9	53			
		3	7	47	118	141	116	47	7	43			
EXPOSURE SOUTH LATITUDE													
Solar Gain Correction	Steel Sash or No Sash (-1.83 or 1.17)	Mean ~13% (Mean)	Altitude 10.7% per 1000 ft	Dewpoint Above 87 F -7% per 10 F	Dewpoint Below 87 F +7% per 10 F	South Lat Dec or Jan +7%							

\*Abstracted from Table 15, page 43.

Solar heat gain on North exposure (in North latitudes) or on South exposure (in South latitudes) consists primarily of diffuse radiation which is essentially constant throughout the day. The solar heat gain values for each exposure are the averages for the 12 hr period (6 a.m. to 6 p.m.). The storage factors in Tables 7 thru 11 assume that the solar heat gain on the north (or South) exposure is constant.

TABLE 15—SOLAR HEAT GAIN THRU ORDINARY GLASS (Contd)

20<sup>0</sup>

Btu/(hr) (sq ft sash area)

20<sup>0</sup>

26° NORTH LATITUDE		SUN TIME														20° SOUTH LATITUDE	
Time of Year	Exposure	6	7	8	9	10	11	Noon	1	2	3	4	5	6	Exposure	Time of Year	
JUNE 21	North	28	41	33	25	19	17	15	17	19	25	33	41	28	South	DEC 22	
	Northeast	81	154	144	122	81	38	15	14	14	14	12	9	3	Southwest		
	East	81	148	140	147	94	41	14	14	14	14	12	9	3	West		
	South	28	42	35	30	24	21	14	14	14	14	14	12	9	Northeast		
	Southeast	7	9	12	14	14	14	14	14	14	14	14	12	9	East		
	Southwest	7	9	12	14	14	14	21	44	44	44	44	42	27	Northeast		
	West	7	9	12	14	14	14	41	96	143	140	142	91	81	West		
	Horizontal	3	9	12	14	14	14	15	38	83	122	144	154	81	Southwest		
JULY 23	North	20	28	21	17	15	14	14	14	15	17	23	28	20	South	JAN 21	
	Northeast	71	132	131	111	73	31	14	14	14	14	13	12	8	3		Southwest
	East	35	148	163	155	99	46	14	14	14	14	13	12	8	3		West
	Southeast	31	70	85	79	57	29	14	14	14	14	13	12	8	3		Northeast
	South	7	8	12	13	14	14	14	14	14	14	13	12	8	3		North
	Southwest	7	8	12	13	14	14	14	29	57	79	85	70	21	Northeast		
	West	7	8	12	13	14	14	14	46	99	145	143	148	75	West		
	Horizontal	3	8	12	13	14	14	14	31	73	111	138	132	71	Southwest		
AUG 24	North	4	10	11	13	14	14	14	14	14	13	11	10	6	South	FEB 20	
	Northeast	45	114	118	89	50	18	14	14	14	14	13	11	7	3		Southwest
	East	53	142	165	149	105	51	14	14	14	14	11	7	2	West		
	Southeast	25	69	113	108	98	55	20	14	14	13	11	7	2	Northeast		
	South	2	7	11	14	20	24	24	20	14	11	7	2	2	North		
	Southwest	2	7	11	13	14	14	20	55	92	109	113	87	29	Northeast		
	West	2	7	11	13	14	14	14	16	14	14	13	11	8	3		West
	Horizontal	7	7	14	18	19	14	14	14	14	13	11	8	3	Southwest		
SEPT 22	North	0	4	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	South	MAR 22	
	Northeast	0	83	87	59	22	14	14	14	14	13	11	6	0	Southwest		
	East	0	150	161	149	104	45	14	14	14	13	11	6	0	West		
	Southeast	0	99	126	140	120	84	41	15	14	13	11	6	0	Northeast		
	South	0	8	22	38	52	63	65	63	52	38	22	8	0	North		
	Southwest	0	6	11	13	14	15	14	14	14	12	10	9	0	Southwest		
	West	0	6	11	13	14	14	14	45	104	149	143	133	0	West		
	Horizontal	0	10	11	13	14	14	14	14	22	59	87	83	0	Southwest		
OCT 23	North	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	South	APR 20	
	Northeast	0	44	52	29	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Southwest		
	East	0	93	147	141	100	49	14	14	14	12	9	4	0	West		
	Southeast	0	91	146	140	149	119	74	27	13	12	9	4	0	Northeast		
	South	0	2	50	74	93	106	111	104	93	76	50	21	0	North		
	Southwest	0	4	9	12	13	14	14	14	14	14	14	14	9	0		Northeast
	West	0	4	9	12	13	14	14	49	100	141	147	99	0	West		
	Horizontal	0	4	9	12	13	14	14	24	13	29	52	44	0	Southwest		
NOV 21	North	0	3	8	11	13	13	13	13	13	11	8	3	0	South	MAY 21	
	Northeast	0	74	28	14	12	13	13	13	13	11	8	3	0	Southwest		
	East	0	71	128	127	91	43	13	13	13	12	11	7	0	West		
	Southeast	0	73	144	144	158	135	91	48	16	11	8	3	0	Northeast		
	South	0	28	49	100	123	136	141	136	123	100	69	28	0	North		
	Southwest	0	7	8	11	13	14	14	14	14	14	14	14	9	0		Northeast
	West	0	7	8	11	12	13	13	13	13	11	8	3	0	West		
	Horizontal	0	5	48	107	146	172	180	172	146	101	48	5	0	Southwest		
DEC 22	North	0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	South	JUNE 21	
	Northeast	0	14	18	12	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Southwest		
	East	0	56	118	121	85	34	13	13	12	11	7	2	0	West		
	Southeast	0	59	139	147	159	134	87	60	20	11	7	2	0	Northeast		
	South	0	25	74	131	132	146	169	146	132	111	74	25	0	North		
	Southwest	0	2	7	11	20	40	57	134	159	147	132	52	0	Northeast		
	West	0	2	7	11	12	13	13	34	85	121	118	54	0	West		
	Horizontal	0	2	7	11	12	13	13	13	12	12	18	14	0	Southwest		

Solar Gain Correction

Steel Sash, or No Sash x 17.85 or 1.17

Mist -15% [Max.]

Altitude +0.7% per 1000 Ft

Downpour Decrease From 67 F + 7% per 10 F

Downpour Increase From 67 F - 7% per 10 F

South Lat. Dec. or Jan. + 7%

Bold Face Values — Monthly Maximums

Itred Values — Yearly Maximums

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

Apply Factors to Table 15

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

TYPE OF GLASS	GLASS FACTOR NO SHADE	INSIDE VENETIAN BLIND* 45° horizontal or vertical or ROLLER SHADE			OUTSIDE VENETIAN BLIND 45° horizontal		OUTSIDE SHADING SCREEN 17° horizontal		OUTSIDE AWNING† vertical, outside of wall	
		Light Color	Medium Color	Dark Color	Light Color	Light on Outside Dark on Inside	Medium** Color	Dark Color	Light Color	Med. or Dark Color
ORDINARY GLASS	1.00	.54	.65	.75	.15	.13	.22	.15	.20	.25
REGULAR PLATE (1/4 inch)	.94	.54	.65	.74	.14	.17	.21	.14	.19	.24
HEAT ABSORBING GLASS††										
40 to 48% Absorbing	.80	.54	.62	.72	.12	.11	.18	.12	.16	.20
48 to 56% Absorbing	.73	.52	.59	.62	.11	.10	.16	.11	.15	.18
56 to 70% Absorbing	.62	.51	.54	.56	.10	.10	.14	.10	.12	.16
DOUBLE PANE										
Ordinary Glass	.90	.54	.61	.67	.14	.12	.20	.14	.18	.22
Regular Plate	.80	.52	.59	.65	.12	.11	.18	.12	.16	.20
48 to 56% Absorbing outside; Ordinary Glass inside.	.52	.56	.59	.63	.10	.10	.11	.10	.10	.13
48 to 56% Absorbing outside; Regular Plate inside.	.50	.54	.59	.63	.10	.10	.11	.10	.10	.12
TRIPLE PANE										
Ordinary Glass	.83	.48	.54	.64	.12	.11	.18	.12	.16	.20
Regular Plate	.69	.47	.52	.57	.10	.10	.15	.10	.14	.17
PAINTED GLASS										
Light Color	.28									
Medium Color	.39									
Dark Color	.50									
STAINED GLASS†††										
Amber Color	.70									
Dark Red	.54									
Dark Blue	.60									
Dark Green	.52									
Grayed Green	.46									
Light Opalescent	.43									
Dark Opalescent	.37									

Footnotes for Table 14 appear on next page.

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

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED ROOFS\*

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

CONDI- TION	WEIGHT OF ROOF‡ (lb/sq ft)	SUN TIME																									
		AM												PM												AM	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		
Suspended in Sun	18	-1	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	35	28	22	16	10	7	5	1	-1	-3		
	25	-1	-7	-8	-6	-2	9	16	25	33	39	44	47	46	42	36	30	24	18	12	9	6	4	1			
	60	4	3	2	3	6	10	16	22	28	33	38	42	41	39	35	30	26	24	22	17	13	11	9	6		
Covered with Water	20	-3	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	8	7	1	1	-1	-2	-3	-4	-5		
	40	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	13	15	16	15	13	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-5		
	60	-1	-2	-3	-2	-2	3	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0		
Sprayed	20	-4	-3	0	2	4	8	12	15	16	17	16	15	14	12	10	8	7	1	0	-1	-2	-2	-3	-5		
	40	-2	-2	-1	-1	0	3	5	9	13	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1	-1		
	60	1	-3	-2	-2	-2	0	3	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	3	1	0	-1		
Shaded	20	-5	-5	-4	-2	0	3	6	9	12	13	14	13	12	10	8	7	2	1	0	-1	-2	-2	-4	-5		
	40	-5	-5	-4	-3	-2	0	3	6	8	10	12	12	11	10	8	7	4	2	0	-1	-2	-2	-4	-5		
	60	-3	-3	-3	-2	-2	-1	0	2	3	4	6	6	6	5	4	3	2	1	0	0	1	-1	-1	-2		
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		
		AM												PM												AM	
		SUN TIME																									

Equivalent Heat Gain Through Roofs, Btu/hr = [Area, sq ft] X [equivalent temp diff] X [transmission coefficient U, Tables 27 or 28]

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

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

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

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

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

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

TABLE 19—EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED WALLS\*

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

EXPOSURE	WEIGHT OF WALL (lb/sq ft)	SUN TIME																											
		AM												PM															
		8	7	6	5	4	3	2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5				
Northeast	20	3	13	22	31	24	19	14	13	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-2				
	40	-1	-2	-2	3	24	22	20	13	10	11	12	13	14	12	11	10	8	4	2	1	0	-1	-1					
	100	4	3	4	4	4	10	16	13	14	12	10	11	12	12	12	11	10	9	8	7	6	5	3					
	140	5	3	6	6	6	6	6	10	14	14	14	14	12	10	10	10	10	10	10	9	9	8	7					
East	20	1	17	30	33	34	35	32	20	13	12	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3					
	40	-1	-1	0	21	32	31	31	19	14	13	13	14	15	13	11	10	8	4	3	1	1	0	-1					
	100	5	5	6	6	14	20	24	25	24	20	18	16	14	14	14	13	12	11	10	9	8	7	6					
	140	11	10	10	9	8	9	10	13	18	19	18	17	16	14	12	12	14	14	14	14	13	12	12	12				
Southeast	20	10	6	15	19	24	27	28	26	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-2					
	40	1	1	0	12	20	24	28	28	25	21	18	15	14	13	12	11	10	8	6	4	3	3	2					
	100	7	7	6	6	13	16	17	16	18	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	9	8	7	6					
	140	9	8	8	8	8	7	6	11	14	13	14	16	16	15	14	13	12	12	12	11	11	10	10	9				
South	20	-1	-2	-4	-1	4	14	22	27	30	28	26	20	16	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0					
	40	-1	-3	-4	-5	-2	7	17	23	24	23	24	23	20	15	13	10	8	6	4	3	1	1	0					
	100	4	4	2	2	2	4	8	12	15	16	18	18	18	15	14	11	10	9	8	7	6	5	4					
	140	7	6	6	5	4	4	4	4	7	10	13	14	15	16	16	16	17	10	10	9	9	8	7					
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	24	20	41	42	30	24	12	6	4	3	1	1	0	-1					
	40	-2	-4	0	0	0	1	8	13	24	27	33	34	35	34	20	10	7	4	3	1	1	0						
	100	7	5	6	5	4	5	6	7	8	12	14	19	22	33	24	23	22	15	10	10	9	8	7					
	140	8	6	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	6	5					
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	21	40	43	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0						
	40	2	1	0	0	0	2	4	7	10	19	28	34	40	41	34	28	16	10	4	3	4	3						
	100	7	7	6	6	6	6	7	8	10	17	27	30	35	34	27	22	19	14	12	11	10	9						
	140	12	11	10	9	8	8	9	10	10	11	12	14	16	16	21	22	23	23	20	18	16	15	13					
Northwest	20	-2	-4	-4	-2	0	3	6	10	13	19	23	33	37	34	18	6	4	2	0	-1	-1	-2						
	40	-2	-3	-4	-3	-2	0	3	6	8	10	12	21	30	31	22	21	13	8	4	3	1	0						
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	14	8	7	6	5						
	140	8	7	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	10	14	18	19	20	14	13	11	10	9					
North (Shade)	20	-2	-3	-4	-3	-2	1	4	8	10	12	14	12	10	8	4	4	2	0	0	-1	-1	-2						
	40	-2	-3	-4	-3	-2	-1	0	3	6	8	10	11	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1						
	100	3	1	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	8	7	6	5	4	3	3	3	2	1						
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	7	6	4	3	2	1					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4					
		AM												PM												AM			
		SUN TIME																											

Equation: Heat Gain Thru Wall,  $Btu/hr = (Area, sq ft) \times (equivalent temp diff) \times (transmission coefficient U, Tables 21 thru 25)$

\* All values are for both insulated and uninsulated walls.

† For other conditions, refer to corrections on page 44.

‡ Weight per sq ft values for common types of construction are listed in Tables 21 thru 25.

For wall constructions less than 20 lb/sq ft, use listed values of 20 lb/sq ft.



**TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS**

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					Per Inch Thickness 1	Per Listed Thickness 1 R	
<b>BUILDING MATERIALS</b>							
BUILDING BOARD Boards, Panels, Sheathing, etc.	Asbestos-Cement Board	1/4	120	—	0.25	—	
	Asbestos-Cement Board	1/4	120	1.35	—	0.23	
	Gypsum or Plaster Board	1/2	50	1.38	—	0.32	
	Gypsum or Plaster Board	1/2	50	2.08	—	0.43	
	Plywood	1/4	34	—	1.25	—	
	Plywood	1/4	34	0.71	—	0.31	
	Plywood	1/4	34	1.06	—	0.47	
	Plywood	1/4	34	1.42	—	0.63	
	Plywood or Wood Panels	1/4	34	2.13	—	0.94	
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous	—	28	—	2.38	—	
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous	—	31	—	2.00	—	
WOOD FIBER BOARD, Hardboard Type	Wood Fiber, Hardboard Type	1/4	45	—	0.73	—	
	Wood Fiber, Hardboard Type	1/4	45	1.35	—	0.18	
	Wood, Fir or Pine Sheathing	1/4	32	2.08	—	0.93	
	Wood, Fir or Pine	1/4	32	4.34	—	2.03	
VAPOR BARRIER	Vapor Permeable Film	—	—	—	—	0.04	
	Vapor Seal, 2 Layers of Mapped 15 lb felt	—	—	—	—	0.12	
	Vapor Seal, Plastic Film	—	—	—	—	Magl	
WOODS	Maple, Oak, and Similar Hardwoods	—	45	—	0.93	—	
	Fir, Pine, and Similar Softwoods	—	32	—	1.25	—	
MASONRY UNITS	Brick, Common	4	120	40	—	.80	
	Brick, Face	4	150	43	—	.64	
	Clay Tile, Hollow	—	—	—	—	—	
	1 Cell Deep	3	60	15	—	0.80	
	1 Cell Deep	4	48	16	—	1.11	
	2 Cells Deep	6	50	23	—	1.32	
	2 Cells Deep	8	45	30	—	1.95	
	2 Cells Deep	10	47	38	—	2.22	
	3 Cells Deep	12	40	40	—	2.50	
	Concrete Block, Three Oval Core Sand & Gravel Aggregate	Concrete Block, Three Oval Core	3	76	19	—	0.60
		Sand & Gravel Aggregate	4	49	23	—	0.71
		Sand & Gravel Aggregate	6	44	32	—	0.91
		Sand & Gravel Aggregate	8	44	43	—	1.11
		Sand & Gravel Aggregate	12	43	63	—	1.38
	Cinder Aggregate	Cinder Aggregate	3	68	17	—	0.84
		Cinder Aggregate	4	60	20	—	1.11
		Cinder Aggregate	6	54	27	—	1.50
		Cinder Aggregate	8	56	37	—	1.72
		Cinder Aggregate	12	53	53	—	1.89
	Lightweight Aggregate (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag Pomice)	Lightweight Aggregate	3	60	15	—	1.27
		Lightweight Aggregate	4	51	17	—	1.50
		Lightweight Aggregate	6	48	22	—	2.00
		Lightweight Aggregate	12	43	43	—	2.37
	Gypsum Partition Tiles	3"x12"x20" solid	2	45	11	—	1.34
		3"x12"x20" 4-cell	2	35	9	—	1.33
		4"x12"x30" 2-cell	4	38	13	—	1.47
		4"x12"x30" 2-cell	—	—	—	—	—
	Stone, Lime or Sand	—	150	—	—	0.08	1

**TABLE 32—TRANSMISSION COEFFICIENT U—FLAT ROOFS WITH ROOF-DECK INSULATION**

SUMMER AND WINTER

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

U VALUE OF ROOF BEFORE ADDING ROOF DECK INSULATION	Addition of Roof-Deck Insulation Thickness (in.)					
	½	1	1½	2	2½	3
.60	.33	.22	.17	.14	.12	.10
.50	.29	.21	.16	.14	.12	.10
.40	.26	.19	.15	.13	.11	.09
.35	.24	.18	.14	.12	.10	.09
.30	.21	.14	.13	.12	.10	.09
.25	.19	.13	.12	.11	.09	.08
.20	.16	.12	.11	.10	.09	.08
.15	.12	.11	.09	.08	.08	.07
.10	.09	.09	.07	.07	.06	.05

**TABLE 33—TRANSMISSION COEFFICIENT U—WINDOWS, SKYLIGHTS,  
DOORS & GLASS BLOCK WALLS**

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

GLASS											
Air Space Thickness (in.)	Vertical Glass						Horizontal Glass				
	Single	Double		Triple		Single	Double (½")				
	1/8	½	½	¾-4	½	½	¾-4	Summer	Winter	Summer	Winter
Without Storm Windows	1.12	0.61	0.53	0.53	0.41	0.36	0.34	0.86	1.60	0.50	0.70
With Storm Windows	0.54							0.43	0.64		

DOORS		
Nominal Thickness of Wood (inches)	U	U
	Exposed Door	With Storm Door
1	0.69	0.33
1½	0.59	0.32
1¾	0.52	0.30
2	0.51	0.30
3	0.46	0.28
3½	0.36	0.25
4	0.33	0.23
Glass (¾" Mercury)	1.05	0.43

HOLLOW GLASS BLOCK WALLS	
Description*	U
3 1/2x5 1/2x3 1/2" Thick—Nominal Size 4x4x4 (14)	0.60
7 1/2x7 1/2x3 1/2" Thick—Nominal Size 8x8x4 (14)	0.56
11 1/2x11 1/2x3 1/2" Thick—Nominal Size 12x12x4 (14)	0.52
7 1/2x7 1/2x3 1/2" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (14)	0.48
11 1/2x11 1/2x3 1/2" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (14)	0.44

1958 ASHAE Guide

Equation Heat Gain or Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) X (U value) X (outdoor temp - inside temp)

\*bracketed numbers in parentheses indicate weight in lb per sq ft.

**TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)**

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R				
					Per Inch Thickness $\frac{1}{2}$ L	Per Listed Thickness $\frac{1}{2}$ L			
<b>INSULATING MATERIALS</b>									
<b>BLENDED AND BATT*</b>	Cotton Fiber		0.8 - 2.0	—	3.83	—			
	Mineral Wool, Fibrous Form Processed From Bath, Slag, or Glass		1.5 - 4.0	—	3.70	—			
	Wool Fiber Wool Fiber, Multi-layer Slitted Expanded		2.2 - 2.4 1.5 - 2.0	—	4.00 3.70	—			
<b>BOARD AND SLABS**</b>	Glass Fiber		9.5	—	4.00	—			
	Wood or Cork Fiber Acoustical Tile Acoustical Tile Interior Finish (Tile, Lath, Plank) Interior Finish (Tile, Lath, Plank)	$\frac{1}{2}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{1}{2}$	22.4 22.4 15.0 15.0	.93 1.4 — 0.62	— — 2.86 —	1.19 1.78 — 1.43			
	Roof Deck Slab Sheathing (Imprg or Coated) Sheathing (Imprg or Coated) Sheathing (Imprg or Coated)	$\frac{1}{2}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{1}{2}$	20.0 20.0 20.0	1 0.83 1.21	2.63 — —	— 1.32 2.08			
	Culular Glass Cork Board (Without Added Binder) Hog Hair (With Asphalt Binder) Plastic (Foamed) Wood Shredded (Comminuted in Preformed Slabs)	    	9.0 6.5 - 8.0 8.3 1.62 22.0	    	— — — — —	2.50 3.70 3.00 3.43 1.82			
	<b>LOOSE FILL</b>	Macerated Paper or Pulp Products Wood Fibers Redwood, Hemlock, or Fir Mineral Wool (Glass, Slag, or Bath) Sawdust or Sawdust Verminulite Expanded	    	2.2 - 3.5 2.0 - 3.5 2.0 - 3.0 1.0 - 15.0 7.0	— — — — —	3.57 3.23 3.23 3.22 2.08	— — — — —		
		<b>ROOF INSULATION</b>	All Types Preferred, for use above deck Approximately Approximately Approximately Approximately Approximately	$\frac{1}{2}$ 1 1½ 2 2½ 3	15.6 15.6 15.6 15.6 15.6 15.6	7 1.2 1.9 2.6 3.2 3.9	— — — — — —	1.39 2.78 4.17 5.28 6.67 8.33	
			<b>AIR</b>						
			<b>AIR SPACES</b>	POSITION	HEAT ROW				
				Horizontal	Up (Winter)	$\frac{1}{4}$ - 4	—	—	0.83
	Horizontal			Up (Summer)	$\frac{1}{4}$ - 4	—	—	0.78	
Horizontal	Down (Winter)			$\frac{1}{4}$	—	—	1.02		
Horizontal	Down (Winter)	1½		—	—	1.15			
Horizontal	Down (Winter)	4		—	—	1.23			
Horizontal	Down (Summer)	8		—	—	1.25			
Horizontal	Down (Summer)	$\frac{1}{4}$		—	—	0.83			
Horizontal	Down (Summer)	1½		—	—	0.93			
Horizontal	Down (Summer)	4		—	—	0.79			
Slipping 45°	Up (Winter)	$\frac{1}{4}$ - 4		—	—	0.90			
Slipping 45°	Down (Summer)	$\frac{1}{4}$ - 4		—	—	0.89			
Vertical	Hot (Winter)	$\frac{1}{4}$ - 4		—	—	0.97			
Vertical	Hot (Summer)	$\frac{1}{4}$ - 4		—	—	0.86			
<b>AIR FILM</b>	POSITION	HEAT ROW							
	Horizontal	Up		—	—	0.61			
	Slipping 45°	Up		—	—	0.62			
	Vertical	Horizontal		—	—	0.86			
<b>800 Air</b>	Slipping 45°	Down		—	—	0.76			
	Horizontal	Down		—	—	0.94			
<b>15' mph Wind</b>	Any Position (For Winter)	Any Direction		—	—	0.17			
<b>7½' mph Wind</b>	Any Position (For Summer)	Any Direction		—	—	0.23			

\*Includes paper backing and facing if any. In cases where the insulation forms a boundary (highly reflective) of an air space, refer to Table 31, page 73

TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Cont'd)

(deg F per Btu) / (in) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{t}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{e}$
<b>BUILDING MATERIALS, (CONT.)</b>						
<b>MASONRY MATERIALS</b> Concrete	Concrete Mortar		116	—	0.20	—
	Gypsum-Plaster Concrete 87 1/2% gypsum, 12 1/2% wood chips		21	—	0.60	—
	Lightweight Aggregates Including Expanded Shale, Clay or Slate		120	—	0.19	—
	Expanded Shale, Clinders		100	—	0.28	—
	Furnace, Perlite, Vermiculite		80	—	0.40	—
	Alum. Cellular Concrete		60	—	0.39	—
			40	—	0.26	—
			30	—	1.11	—
			20	—	1.43	—
		Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried/L)		140	—	0.08	—
	Shells		116	—	0.20	—
<b>PLASTERING MATERIALS</b>	Concrete Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—
	Sand Aggregate	1/2	116	4.8	—	0.10
	Sand Aggregate	3/4	116	7.2	—	0.13
	Gypsum Plaster					
	Lightweight Aggregate	1/2	43	1.88	—	0.23
	Lightweight Aggregate	3/4	43	2.34	—	0.29
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	3/4	43	2.80	—	0.47
	Perlite Aggregate		43	—	—	0.67
	Sand Aggregate		103	—	—	0.29
	Sand Aggregate	1/2	103	4.4	—	0.09
Sand Aggregate	3/4	103	3.3	—	0.11	
Sand Aggregate on Metal Lath	1/2	103	6.6	—	0.13	
Sand Aggregate on Wood Lath		103	—	—	0.40	
Vermiculite Aggregate		43	—	—	0.39	
<b>ROOFING</b>	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.13
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44
	Built-up Roofing	1/2	70	2.2	—	0.23
	Slate	1/2	201	8.4	—	0.05
	Sheet Metal		—	—	—	Magd
	Wood Shingles		40	—	—	0.94
<b>SIDING MATERIALS</b> (On Flat Surfaces)	Shingles					
	Wood, 16", 7 1/2" exposure		—	—	—	0.87
	Wood, Double, 16", 12" exposure		—	—	—	1.19
	Wood, Five Inch Backer Board, 16"		—	—	—	1.40
	Siding					
	Asbestos-Cement, 1/2" lapped		—	—	—	0.21
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.13
	Asphalt Insul Siding, 1/2" Board		—	—	—	1.43
	Wood, Drop, 1" x 8"		—	—	—	0.79
	Wood, Bevel, 1/2" x 8", lapped		—	—	—	0.81
	Wood, Bevel, 1/2" x 10", lapped		—	—	—	1.05
	Wood, Plywood, 1/2", lapped		—	—	—	0.59
	Structural Glass		—	—	—	0.10
<b>FLOORING MATERIALS</b>	Asphalt Tile	1/4	120	1.33	—	0.04
	Carpet and Fibrous Pad		—	—	—	2.08
	Carpet and Rubber Pad		—	—	—	1.23
	Ceramic Tile	1	—	—	—	—
	Cork Tile	1/4	23	0.24	—	0.26
	Felt, Flooring		—	—	—	0.04
	Floor Tile	1/4	—	—	—	0.03
	Limestone	1/2	80	0.83	—	0.28
	Plywood Subfloor	1/2	34	1.77	—	0.78
	Rubber or Plastic Tile	1/2	110	1.13	—	0.02
	Terrazzo	1	140	11.7	—	0.04
	Wood Subfloor	1 1/2	32	2.08	—	0.98
	Wood, Hardwood Finish	1/4	43	2.81	—	0.48

**TABLE 49—HEAT GAIN FROM LIGHTS**

TYPE	HEAT GAIN* Btu/hr
Fluorescent	Total Light Watts $\times 1.25$ $\times 3.4$
Incandescent	Total Light Watts $\times 3.4$

\*Refer to Tables 12 and 13, pages 25-27 to determine actual cooling load.

[Fluorescent Light wattage is multiplied by 1.25 to include heat gain in ballast.

**TABLE 48—HEAT GAIN FROM PEOPLE**

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				82 F		80 F		78 F		75 F		70 F	
				Sensible Btu/hr	Latent Btu/hr	Sensible Btu/hr	Latent Btu/hr	Sensible Btu/hr	Latent Btu/hr	Sensible Btu/hr	Latent Btu/hr	Sensible Btu/hr	Latent Btu/hr
Seated at rest	Theater, Grade School	390	350	175	175	193	153	210	140	230	120	260	90
Seated, very light work	High School	450	400	190	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Office, Hotel, Appn., College	475	450	180	370	200	250	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Store <sup>1</sup> , or Variety Store	550											
Walking, seated	Drug Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	310
Standing, walking slowly	Bank	550											
Sedentary work	Restaurant <sup>2</sup>	500	550	190	340	220	330	240	310	280	270	320	330
Light bench work	Factory, light work	800	750	190	560	220	520	245	505	295	455	365	585
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	650
Walking, 3 mph	Factory, light heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	440	810
Heavy work	Sawing Alley <sup>3</sup> , Factory	1500	1450	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845

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

Metabolic rate, adult female = Metabolic rate, adult male  $\times 0.85$   
 Metabolic rate, children = Metabolic rate, adult male  $\times 0.75$

<sup>1</sup>Restaurant—Values for this application include 60 Btu per hr for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent heat per hr).

<sup>2</sup>Sawing—Assumes one person per alley actually sawing and all others sitting, metabolic rate 400 Btu per hr; or standing, 550 Btu per hr.

TABLE 44—INFILTRATION THRU WINDOWS AND DOORS—CRACK METHOD—SUMMER—WINTER\*  
(Contd)

TABLE 44—DOORS ON WINDWARD SIDE

TYPE OF DOOR	CFM PER LINEAR FOOT OF CRACK					
	Wind Velocity—mph					
	5	10	15	20	25	30
Glass Door—Horizontal						
Good Insulation 1/8" crack	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0	19.0
Average Insulation 1/8" crack	4.8	10.0	14.0	20.0	24.0	29.0
Poor Insulation 1/8" crack	6.4	13.0	19.0	26.0	32.0	38.0
Drifted Wood or Metal						
Well Fitted—W.Strip	.45	.90	.90	1.3	1.7	2.1
Well Fitted—No W.Strip	.90	1.2	1.8	2.4	3.3	4.3
Poorly Fitted—No W.Strip	.90	2.3	3.7	5.2	6.6	8.1
Factory Door 1/8" crack	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0	19.0

TABLE 45—VENTILATION STANDARDS

APPLICATION	SMOKING	CFM PER PERSON		CFM PER SQ FT OF FLOOR Minimum*
		Recommended	Minimum*	
Apartment (Average)	Some	20	15	—
Do Loco	Some	30	25	.33
Banking Space	Occasional	10	7 1/2	—
Barber Shops	Considerable	13	10	—
Beauty Parlors	Occasional	10	7 1/2	—
Broker's Board Rooms	Very Heavy	50	30	—
Cabstaff Bars	Heavy	30	23	—
Corridors (Supply or Exhaust)	—	—	—	.35
Department Stores	None	7 1/2	5	.25
Directors Rooms	Extreme	50	30	—
Drug Stores	Considerable	10	7 1/2	—
Factories**	None	10	7 1/2	.10
Fine and Toy Cont Stores	None	7 1/2	5	—
Funeral Parlors	None	10	7 1/2	—
Garage	—	—	—	1.0
Hospital (Operating Room)***	None	—	—	2.0
Private Rooms	None	30	23	.33
Wards	None	20	15	—
Hotel Rooms	Heavy	30	23	.33
Kitchen (Restaurant)	—	—	—	4.0
(Residence)	—	—	—	2.0
Laboratories	Some	20	15	—
Meeting Rooms	Very Heavy	50	30	1.25
Office (General)	Some	15	10	—
(Private)	None	25	15	.35
(Private)	Considerable	30	23	.35
Restaurant (Cafeteria)	Considerable	12	10	—
(Dining Room)	Considerable	15	12	—
School Rooms	None	—	—	—
Shop Rooms	None	10	7 1/2	—
Theater	None	7 1/2	5	—
Theater	Some	15	10	—
Tobacco (Exhaust)	—	—	—	2.0

\*When minimum is used, use the larger.  
[See local codes which may govern.  
[May be governed by exhaust.

\*\*Use these values unless governed by other sources of confirmation or by local codes.  
\*\*\*All outdoor air is recommended to overcome explosion hazard of anesthetics.

TABLE 50—HEAT GAIN FROM RESTAURANT APPLIANCES  
NOT HOODED\*—ELECTRIC

APPLIANCE	OVERALL DIMENSIONS less legs and Handles (In.)	TYPE OF CONTROL	MISCELLANEOUS DATA	MFB MAX RATING Btu/hr	MAIN-TAIN-ING RATE Btu/hr	RECOM HEAT GAIN FOR AVG USE		
						Sensible Heat Btu/hr	Latent Heat Btu/hr	Total Heat Btu/hr
Coffee Brewer—½ gal Warmer—½ gal		Man. Man.		2240 306	206	900	220	1120 320
4 Coffee Brewing Units with 4½ gal Tank	20 x 30 x 26H	Auto.	Water heater—2000 warts Brewers—2960 warts	16900		4800	1200	6000
Coffee Urn—3 gal —3 gal —3 gal	15 Dia x 34H 12 x 22 oval x 21H 16 Dia x 37H	Man. Auto. Auto.	Black finish Nickel plated Metal plated	11900 12300 17000	3000 2600 3600	2600 2200 3400	1700 1500 2300	4300 3700 5700
Doughnut Machine	22 x 22 x 57H	Auto.	Exhaust system to outdoors—½ hp motor	16000		3000		3000
Egg Boiler	10 x 13 x 25H	Man.	Med. ht.—350 warts Low ht.—275 warts	3740		1200	800	2000
Food Warmer with Plate Warmer, per sq ft top surface		Auto.	Insulated, separate heating unit for each pot. Plate warmer in base	1350	300	350	350	700
Food Warmer without Plate Warmer, per sq ft top surface		Auto.	Distn. without plate warmer	1020	400	200	350	350
Fry Kettle—11½ lb fat	12 Dia x 14H	Auto.		8840	1100	1600	2400	4000
Fry Kettle—35 lb fat	16 x 18 x 12H	Auto.	Frying area 12" x 14"	23800	2000	2800	5700	9500
Griddle, Frying	18 x 18 x 8H	Auto.	Frying top 18" x 14"	8000	2800	3100	1700	4800
Grills, Meat	14 x 14 x 10H	Auto.	Cooking area 10" x 12"	10200	1900	3900	2100	6000
Grills, Sandwich	12 x 14 x 10H	Auto.	Grill area 12" x 12"	5600	1900	2700	700	3400
Hot Warmer	24 x 17 x 13H	Auto.	One drawer	1300	400	1100	100	1200
Toaster, Continuous	15 x 15 x 28H	Auto.	8 Slices wide—360 slices/hr	7300	3000	5100	1300	6400
Toaster, Continuous	20 x 13 x 28H	Auto.	4 Slices wide—720 slices/hr	10200	6000	6100	2600	8700
Toaster, Pop-Up	6 x 11 x 9H	Auto.	2 Slices	4150	1000	2450	450	2900
Waffle Iron	12 x 13 x 10H	Auto.	One waffle 7" dia	2480	600	1100	750	1850
Waffle Iron for Ice Cream Sandwich	14 x 13 x 10H	Auto.	12 Cakes, each 2½" x 3½"	7300	1300	3100	2100	5200

\*If properly designed positive exhaust hood is used, multiply recommended value by .50.

TABLE 51—HEAT GAIN FROM RESTAURANT APPLIANCES  
NOT HOODED\*—GAS BURNING AND STEAM HEATED

APPLIANCE	OVERALL DIMENSIONS (Less legs and Handles (in.))	TYPE OF CONTROL	MISCELLANEOUS DATA	MFE MAX. RATING Btu/hr	MATH. TAIN. ING RATE Btu/hr	RECOM. HEAT GAIN FOR AVG USE		
						Sensible Heat Btu/hr	Latent Heat Btu/hr	Total Heat Btu/hr
GAS BURNING								
Coffee Brewer— $\frac{1}{2}$ gal Warmer— $\frac{1}{2}$ gal		Man.	Combination brewer and warmer	3400 500	300	1350 400	350 100	1700 500
Coffee Brewer Unit with Tank	19 x 30 x 25H		4 Brewers and $\frac{1}{2}$ gal tank			7300	1800	9000
Coffee Urn—3 gal	15" Dia x 34H	Auto.	Black finish	3700	3900	2900	3900	5800
Coffee Urn—3 gal	12 x 23 oval x 21H	Auto.	Nickel plated		3400	3500	2300	5800
Coffee Urn—5 gal	18 Dia x 37H	Auto.	Nickel plated		4700	3900	3900	7800
Food Warmer, Valves per sq ft top surface		Man.	Water bath type	2000	900	850	450	1300
Fry Kettle—15 lb fat	12 x 20 x 18H	Auto.	Frying area 10 x 10	14250	3000	4200	2800	7000
Fry Kettle—28 lb fat	15 x 35 x 11H	Auto.	Frying area 11 x 14	24000	4500	7200	4800	12000
Grill—Brotl.-O-Grill Top Burner Bottom Burner	22 x 14 x 17H (1.4 sq ft grill surface)	Man.	Insulated 22,000 Btu/hr 15,000 Btu/hr	37000		14400	3600	18000
Stoves, Short Order— Open Top, Valves per sq ft top surface		Man.	Ring type burners 12000 to 20000 Btu/hr	14000		4200	4200	8400
Stoves, Short Order— Closed Top, Valves per sq ft top surface		Man.	Ring type burners 10000 to 12000 Btu/hr	11000		3300	3300	6600
Toaster, Continuous	15 x 15 x 28H	Auto.	3 Stoves wide— 360 Btu/hr	12000	10000	7700	3300	11000
STEAM HEATED								
Coffee Urn—3 gal —3 gal —5 gal	15 Dia x 34H 12 x 23 oval x 21H 18 Dia x 37H	Auto. Auto. Auto.	Black finish Nickel plated Nickel plated			2900 2400 3400	1800 1400 2300	4700 3800 5700
Coffee Urn—3 gal —3 gal —5 gal	15 Dia x 34H 12 x 23 oval x 21H 18 Dia x 37H	Man. Man. Man.	Black finish Nickel plated Nickel plated			3100 2800 3700	3100 1800 3700	6200 4600 7400
Food Warmer, per sq ft top surface		Auto.				400	500	900
Food Warmer, per sq ft top surface		Man.				430	1150	1580

\*If properly designed positive exhaust hood is used, multiply recommended value by .50.



**TABLE 53—HEAT GAIN FROM ELECTRIC MOTORS**  
CONTINUOUS OPERATION\*

NAMEPLATE OR BRAKE HORSEPOWER	FULL LOAD MOTOR EFFICIENCY PERCENT	LOCATION OF EQUIPMENT WITH RESPECT TO CONDITIONED SPACE OR AIR STREAM†		
		Motor In - Driven Machine In	Motor Out - Driven Machine In	Motor In - Driven Machine out
		$\frac{HP \times 2543}{\% \text{ Eff}}$	HP x 2543	$\frac{HP \times 2543 (1 - \% \text{ Eff})}{\% \text{ Eff}}$
Btu per Hour				
1/20	40	320	120	190
1/15	49	430	210	220
1/10	53	580	320	260
1/8	60	710	430	280
1/6	64	1,000	640	360
1/5	64	1,390	850	440
1/4	70	1,820	1,280	540
3/8	73	2,490	1,930	750
1/2	79	3,220	2,540	810
1 1/2	80	4,770	3,820	950
2	80	6,180	5,100	1,280
3	81	9,450	7,650	1,800
5	82	15,600	12,800	2,800
7 1/2	83	22,500	19,100	3,400
10	83	30,000	25,500	4,500
15	86	44,500	38,200	6,300
20	87	59,500	51,000	7,500
25	88	73,000	63,600	8,800
30	89	83,800	74,400	9,400
40	89	113,000	102,000	13,200
50	89	143,000	137,000	16,000
60	89	173,000	163,000	19,000
75	90	212,000	191,000	21,000
100	90	284,000	255,000	29,000
125	90	354,000	318,000	36,000
150	91	490,000	382,000	48,000
200	91	640,000	510,000	60,000
250	91	790,000	638,000	84,000

\*For intermittent operation, an appropriate usage factor should be used, preferably measured.

†If motors are overloaded and amount of overloading is unknown, multiply the above heat gain factors by the following maximum service factors:

Maximum Service Factors

Horsepower	1/20-1/6	1/5-1/4	3/8-1/2	1	1 1/2-2	3-250
AC Open Type	1.4	1.33	1.25	1.23	1.20	1.15
DC Open Type	—	—	—	1.15	1.13	1.13

No overload is allowable with enclosed motors.

†For a fan or pump in an conditioned space, exhausting air and pumping fluid to outside of space, use values in first column.

TABLE 52—HEAT GAIN FROM MISCELLANEOUS APPLIANCES

NOT HOODED\*

APPLIANCE	TYPE OF CONTROL	MISCELLANEOUS DATA	MFR MAX RATING Btu/hr	RECOMM HEAT GAIN FOR AVG USE		
				sensible Heat Btu/hr	latent Heat Btu/hr	Total Heat Btu/hr
<b>ELECTRIC</b>						
Hair Dryer, Blower Type 15 amps, 115 volts AC	Man.	Fan 163 watts, (low 915 watts, high 1580 watts)	5,370	2,300	400	2,700
Hair Dryer, helmet type, 6.5 amps, 115 volts AC	Man.	Fan 80 watts, (low 300 watts, high 710 watts)	2,100	1,875	330	2,200
Permanent Wave Machines	Man.	60 heaters at 25 watts each, 36 in normal use	5,100	850	150	1,000
Pressurized Instrument Washer and Sterilizer		11" x 11" x 22"		12,000	23,440	35,440
Neon Sign, per linear ft tube		1/4" outside dia 1/4" outside dia		30 60		30 60
Solution and/or Blanket Warmer		18" x 30" x 72" 18" x 24" x 72"		1,200 1,050	3,200 2,420	4,400 3,470
Sterilizer Dressing	Auto. Auto.	16" x 24" 20" x 36"		9,600 23,300	8,250 24,000	18,300 47,300
Sterilizer, Rectangular Bath	Auto. Auto. Auto. Auto. Auto. Auto.	24" x 24" x 36" 36" x 24" x 48" 24" x 36" x 48" 24" x 36" x 60" 36" x 42" x 84" 42" x 48" x 96" 48" x 54" x 96"		24,800 41,700 36,200 48,500 161,700 184,000 210,000	21,000 27,000 34,000 45,000 97,300 142,000 180,000	55,600 68,700 92,200 113,500 259,200 326,000 390,000
Sterilizer, Water	Auto. Auto.	10 gallon 13 gallon		4,100 6,100	16,500 24,600	20,600 30,700
Sterilizer, Instrument	Auto. Auto. Auto. Auto.	6" x 8" x 12" 9" x 10" x 20" 10" x 12" x 22" 10" x 12" x 36" 12" x 16" x 24"		2,700 3,150 8,100 10,200 9,200	2,400 3,900 3,900 9,400 8,600	5,100 9,000 14,000 19,600 17,800
Sterilizer, Utensil—	Auto. Auto.	14" x 18" x 24" 20" x 20" x 24"		10,600 12,300	20,400 25,600	31,000 37,900
Sterilizer, Hot Air	Auto. Auto.	Model 125 Amer Sterilizer Co Model 100 Amer Sterilizer Co		2,000 1,200	4,200 2,100	6,200 3,300
Water Still		5 gal/hour		1,700	2,700	4,400
X-ray Machine, for making pictures		Physicians and Dentists office		None	None	None
X-ray Machine, for therapy		Heat load may be appreciable— write mfg for data				
<b>GAS BURNING</b>						
Burners, Laboratory small burner	Man.	1/2 dia barrel with manufactured gas	1,800	940	240	1,200
small burner	Man.	1/2 dia with wet gas	3,000	1,690	420	2,100
fishball burner	Man.	1/2 dia with wet gas	3,500	1,940	490	2,430
fishball burner large burner	Man. Man.	1/2 dia bar with wet gas 1 1/2 dia mouth, soft orifice	5,300 8,000	3,090 3,350	770 850	2,820 4,200
Cigar Lighter	Man.	Continuous flame type	2,300	900	100	1,000
Hair Dryer System 5 helmets	Auto.	Capacity of burner 5 fan which blows hot air thru duct system to helmets	33,000	15,000	4,000	19,000
10 helmets	Auto.			21,000	6,000	27,000

\*If properly designed positive exhaust hood is used, multiply recommended value by .50

A P E N D I C E

"B"

NEGATIVE PRESSURES AND CORRESPONDING VELOCITIES THROUGH CRACK OPENINGS	
(Calculated with air at room temperature, standard atmospheric pressure, $C_p = 0.6$ )	
Negative Pressure, Inches Water Gage	Velocity, fpm
0.004	150
0.008	215
0.010	220
0.014	263
0.016	300
0.018	320
0.020	340
0.025	380
0.030	415
0.040	480
0.050	540
0.060	590
0.080	680
0.100	740
0.150	930
0.200	1030
0.250	1200
0.300	1310
0.400	1510
0.500	1690
0.600	1850

TABLE -1

- Negative pressures which may cause unsatisfactory conditions within buildings

Negative Pressure Inches of Water	Adverse Conditions Which May Result
0.01 to 0.02	Marker Draft Complaints - High velocity drafts through doors and windows.
0.01 to 0.05	Natural Draft Stacks Ineffective - Ventilation through roof exhaust ventilators, flow through stacks with natural draft greatly reduced.
0.02 to 0.05	Carbon Monoxide Hazard - Back drafting will take place in hot water heaters, unit heaters, furnaces and other combustion equipment not provided with induced draft.
0.02 to 0.10	General Mechanical Ventilation Reduced - Air flows reduced in propeller fans and low pressure supply and exhaust systems.
0.05 to 0.10	Doors Difficult to Open - Serious injury may result from non-checked, slamming doors.
0.10 to 0.25	Local Exhaust Ventilation Impaired - Centrifugal fan type exhaust flow reduced.

TABLE -2

Table 2-1. DILUTION AIR VOLUMES FOR VAPORS

The following values are tabulated using the TLV values shown in parentheses, parts per million. TLV values are subject to revision if further research or experience indicates the need. If the TLV value has changed, the dilution air requirements should be calculated from the following formulas.

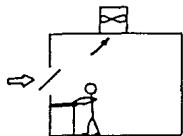
$$\text{Cu ft air per pint evaporated} = \frac{403 \times \text{sp. gr. liquid} \times 1,000,000 \times K}{\text{molecular weight liquid} \times \text{TLV}}$$

$$\text{Cu ft air per lb evaporated} = \frac{387 \times 1,000,000 \times K}{\text{molecular weight liquid} \times \text{TLV}}$$

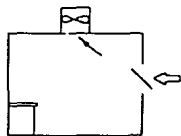
Liquid (TLV in ppm)	Cu ft of air (STP) required for dilution to TLV*	
	Per Pint Evaporation	Per Pound Evaporation
Acetone (750)	7,300	8,850
n-Amyl acetate (100)	27,200	29,800
Isomyl alcohol (100)	37,200	43,900
Benzol (10)	Not Recommended	
n-Butanol (butyl alcohol) (50)	88,000	104,400
n-Butyl acetate (150)	20,400	22,200
Butyl cellosolve (2-Butoxyethanol)(25)	Not Recommended	
Carbon disulfide (10)	Not Recommended	
Carbon tetrachloride (5)	Not Recommended	
Cellosolve (2-Ethoxyethanol) (50)	83,200	86,000
Cellosolve acetate (2-ethoxyethyl-acetate) (50)	59,400	58,600
Chloroform (10)	Not Recommended	
1,2-Dichloroethane (10) (ethylene dichloride)	Not Recommended	
1,2-Dichloroethylene (200)	26,900	20,000
Dioxane (25)	Not Recommended	
Ethyl acetate (400)	10,300	11,000
Ethyl alcohol (1000)	8,900	8,400
Ethyl ether (400)	9,630	13,100
Gasoline	Requires special consideration	
Methyl acetate (200)	25,000	26,100
Methyl alcohol (200)	49,100	60,500
Methyl n-butyl ketone (5)	Not Recommended	
Methyl cellosolve (2-Methoxyethanol)(25)	Not Recommended	
Methyl cellosolve acetate (2-Methoxyethyl acetate)(25)	Not Recommended	
Methyl ethyl ketone (200)	22,500	26,900
Methyl isobutyl ketone (50)	64,600	77,400
Methyl propyl ketone (200)	19,000	22,400
Naptha (coal tar)	Requires special consideration	
Naptha VM & P (300)	Requires special consideration	
Nitrobenzene (1)	Not Recommended	
n-Propyl acetate (200)	17,500	18,900
Isopropyl alcohol (400)	13,200	16,100
Isopropyl ether (250)	11,400	15,140
Stoddard solvent (100)	30,000-35,000	40,000-50,000
1,1,2,2-Tetrachloroethane (1)	Not Recommended	
Tetrachloroethylene (50)**	79,200	46,800
Toluol (Toluene) (100)	36,000	42,000
Trichloroethylene (50)**	90,000	60,000
Xylol (xylene) (100)	33,000	36,400

\*The tabulated dilution air quantities must be multiplied by the selected K value.

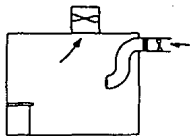
\*\*See Threshold Limit Values 1983-84 in Appendix.  
See Appendix for additional TLV and for LEL values.



Poor air inlet



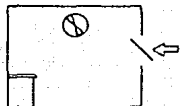
Fair air inlet



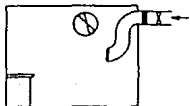
Good air inlet



Poor air inlet

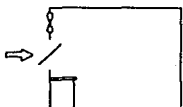


Fair air inlet



Good air inlet

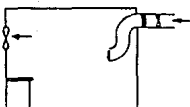
**POOR FAN LOCATIONS**



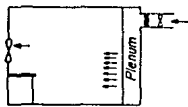
Poor air inlet



Fair air inlet



Good air inlet

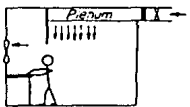


Best air inlet



Best air inlet

**GOOD FAN LOCATION**



Best exhaust (local)  
Calculate air volume  
as booth 100cfm/sqft.  
open area.  
Best air inlet

**Note:**

Inlet air requires tempering  
during winter months.  
See Section 7

AMERICAN CONFERENCE OF  
GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS

**PRINCIPLES OF DILUTION VENTILATION**

DATE 1-84

Fig. 2-1

# recommended air changes

Type of Installation	Minutes Per Change		Type of Installation	Minutes Per Change	
	General Ventilation	Comfort Cooling		General Ventilation	Comfort Cooling
Assembly Halls	3-10	1-2	Laboratories	5-10	1-2
Bakeries	1-3	1	Laundries	1-3	1
Boiler Rooms	1-3	1	Locker Rooms	4-30	1-3
Bowling Alleys	5-8	1-2	Plating Rooms	1-5	1
Cafeterias	3-5	1	Printing Shops	5-10	1-2
Cleaning—Pressing Shops	3-5	1	Rest Rooms	5-10	1-2
Creameries—Dairies	3-6	1	Schools	5-10	1-2
Engine Rooms	2-5	1	Shops	5-10	1-2
Factories	4-10	1-2	Theatres	3-8	1-2
Foundries	2-8	1-2	Toilets	2-5	1
Garages	5-10	1-2	Transformer Rooms	1-5	1-2
Hospitals	5-10	1-2	Warehouses	5-10	1-3
Kitchens	2-3	1			

TABLE -4

## Air Change Schedule

General tables

Space to be ventilated	Rate of Change	
	Air changes per hour	No. of minutes per change
Auditoriums	12	5
Bakeries	20	3
Banquet halls	20	3
Ball rooms	60	1
Bowling alleys	12	5
Cafeterias	12	5
Classrooms	10	6
Cleaning and dyeing	12	5
Club rooms	12	5
Churches	12	5
Creameries	10	6
Dance halls	12	5
Dining rooms	12	5
Engine rooms	30	2
Factories	10	6
Foundries	12	5
Garages	10	6
Kitchens	30	2
Laboratories	12	5
Laundries	20	3
Lodge rooms	12	5
Machine shops	10	6
Mills	12	5
Offices	12	5
Packing houses	20	3
Printing plants	15	4
Projection booths	60	1
Recreation rooms	12	5
Restaurants—		
Dining rooms	12	5
Kitchens	30	2
Rest rooms	12	5
Shops	6	10
Stores	12	5
Toilets	20	3
Tunnels	6	10

TABLE -5

Volume of Space  
No of minutes per change = cfm required



BOLETIN MFP-100

# Ventiladores y extractores **BREEZO** Directamente Acoplados

## Cambios de Aire Recomendados

TIPO DE INSTALACION	MINUTOS POR CAMBIO		TIPO DE INSTALACION	MINUTOS POR CAMBIO	
	Ventilacion General	Ventilacion Para Enfriamiento		Ventilacion General	Ventilacion Para Enfriamiento
Sala de Conferencias	3-10	1-2	Oficinas	2-6	1-2
Panaderias	1-3	1	Cuanto de Niquelado	1-5	1
Cuarto de Calderas	1-3	1	Comedor de Restaurantes	3-10	1-2
Cafeterias	3-5	1	Baños Publicos	5-10	1-2
Cuarto de Maquinas	2-5	1	Talleres y Tiendas	5-10	1-2
Fabricas	4-10	1-2	Escuelas	2-5	1
Fundiciones	2-8	1-2	Cuertos de Transformadores	1-4	1-2
Cocinas - Restaurantes	3-3	1	Bodigas	5-10	1-3
Lavanderias	1-3	1	Hospitales	5-10	1-2
			Laboratorios	5-10	1-2

TABLA -6



PRESION BAROMETRICA A DIFERENTES ALTITUDES SOBRE EL NIVEL DEL MAR

Altitud Metros	Presión Barométrica		Altitud Metros	Presión Barométrica	
	mm Hg	kg/cm <sup>2</sup>		mm Hg	kg/cm <sup>2</sup>
0	760	1.03	1600	626	0.848
50	757	1.026	1650	622	0.843
100	752	1.019	1700	618	0.838
150	748	1.013	1750	614	0.833
200	743	1.007	1800	610	0.827
250	738	1.001	1850	607	0.822
300	734	0.995	1900	603	0.817
350	729	0.989	1950	599	0.812
400	725	0.983	2000	595	0.807
450	721	0.977	2050	592	0.802
500	716	0.971	2100	588	0.797
550	712	0.965	2150	585	0.793
600	707	0.959	2200	581	0.788
650	703	0.953	2250	577	0.783
700	699	0.947	2300	574	0.778
750	695	0.941	2350	571	0.773
800	690	0.935	2400	567	0.768
850	686	0.930	2450	564	0.764
900	682	0.924	2500	560	0.759
950	678	0.918	2550	557	0.754
1000	673	0.913	2600	553	0.750
1050	669	0.907	2650	550	0.745
1100	665	0.902	2700	547	0.741
1150	661	0.896	2750	543	0.736
1200	657	0.891	2800	540	0.732
1250	653	0.885	2850	537	0.727
1300	649	0.880	2900	533	0.723
1350	645	0.874	2950	530	0.718
1400	641	0.869	3000	527	0.714
1450	637	0.864	3050	524	0.709
1500	633	0.858	3100	520	0.705
1550	629	0.853	3150	517	0.701

TABLA 7

Air Density Ratios at Various Altitudes and Air Temperatures

AIR TEMPERATURE °F	ALTITUDE IN FEET ABOVE SEA LEVEL												
	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	15000	20000
	29.92	28.86	27.82	26.81	25.84	24.89	23.98	23.09	22.22	21.38	20.56	16.88	13.75
-20°	1.204	1.16	1.12	1.08	1.04	1.00	965	930	895	860	828	678	554
0°	1.152	1.10	1.07	1.03	995	958	923	888	856	822	792	650	530
70°	1.000	964	930	896	864	832	801	772	743	714	688	564	460
100°	946	912	880	848	818	787	758	730	703	676	651	534	435
150°	869	838	808	777	751	723	696	671	646	620	598	490	400
200°	803	774	747	720	694	669	643	620	596	573	552	453	369
250°	747	720	694	669	645	622	598	576	555	533	514	421	344
300°	697	672	648	624	601	580	558	538	518	498	480	393	321
350°	654	631	608	586	565	544	524	505	486	467	450	369	301
400°	616	594	573	552	532	513	493	476	458	440	424	347	283
450°	582	561	542	522	503	484	466	449	433	416	401	328	268
500°	552	532	513	495	477	459	442	426	410	394	380	311	254
550°	525	506	488	470	454	437	421	405	390	375	361	296	242
600°	500	482	465	448	432	416	400	386	372	352	344	282	230
650°	477	460	444	427	412	397	382	368	354	341	328	269	219
700°	457	441	425	410	395	380	366	353	340	326	315	258	210
800°	421	406	392	377	364	350	337	325	313	301	290	238	194
900°	390	376	363	350	337	325	312	301	290	278	268	220	180

TABLE -8

A P E N D I C E

"C"

## NORMAS DE EMISION DE PARTICULAS

CIFRAS REFERIDAS EN MG/M<sup>3</sup> A MENOS QUE SE ESTABLEZCA LO CONTRARIO.

### ANEXO 3

	<u>Japón</u>	<u>U.S.A.</u>	<u>Suecia</u>
Combustión de combustible fósil	50-300 (petróleo) 200-400 (carbón)	0.10 lb/10 <sup>6</sup> BTU opacidad 20%	1.0, 1.5 G/Kg petróleo aceite
Incineradores municipales para desperdicios sólidos	100-700	180	180, 250 máx 18 KG/H
Hornos de cemento Portland	100-400	0.30 lb/ton opacidad 20%	250, 500
Procesos de fusión de hierro y acero	100-400	50	0.3 - 1.0KG/TON producto

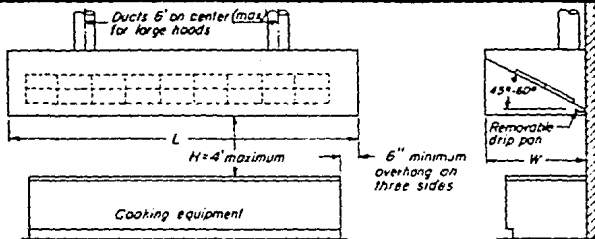
Las cifras más bajas se aplican a las instalaciones nuevas y/o a gran escala.

NORMAS DE CALIDAD DEL AIRE AMBIENTAL PARA LAS PARTICULAS EN  
SUSPENSION. ANEXO 1

<u>CONCENTRACION G/M<sup>3</sup></u>	<u>TIEMPO PROMEDIO</u>	
U.S.A.	75	ANUALMENTE
	260	24 horas
JAPON	100	24 horas
	200	POR HORA
SUECIA	40	OCTUBRE-MARZO (SEIS MESES)
	120	SIN EXCEDER MAS DE 21 DEL TIEMPO DURANTE LA ESTACION

NORMAS DE CALIDAD DEL AIRE AMBIENTAL PARA EL BIOXIDO DE AZUFRE.  
ANEXO 2.

<u>CONCENTRACION PPM</u>	<u>TIEMPO PROMEDIO</u>	
U.S.A.	0.03	ANUALMENTE
	0.14	MAX. 24 HORAS. SIN EXCEDER LA CONCENTRACION MAS DE UNA VEZ AL AÑO
JAPON	0.04	24 horas
	0.10	POR HORA. A MENOS DE OTROS REQUERIMIENTOS SE DEBERA CUMPLIR CON LAS NORMAS ANTES DE 1980
SUECIA	0.03	OCTUBRE-MARZO (SEIS MESES)
	0.10	SIN EXCEDER MAS DE 21 DEL TIEMPO DURANTE LA ESTACION ANTERIOR
	0.25	SIN EXCEDER MAS DE UNA HORA DIARIA DURANTE UN PERIODO DE 30 DIAS



### HOOD AGAINST WALL

$Q = 80 \text{ cfm/sq ft}$  of hood area (80 WL)

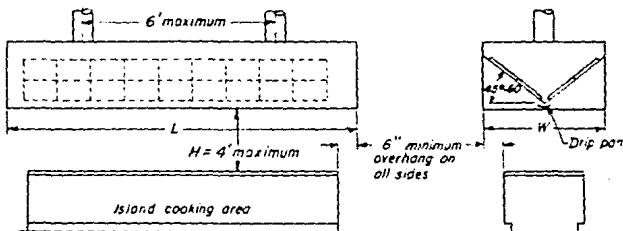
Not less than 50 cfm/sq ft of face area (50PH)

Duct velocity = 1000 - 4000 fpm, to suit conditions

Entry loss = (filter resistance + 0.1") + 0.50VP (straight take off)

Entry loss = (filter resistance + 0.1") + 0.25VP (tapered take off)

$P = \text{perimeter of hood}$   
 $= 2W + L$



### ISLAND TYPE HOOD

$Q = 125 \text{ cfm/sq ft}$  of hood area (125 WL)

Not less than 50 cfm/sq ft of face area (50 PH)

Duct velocity = 1000 - 4000 fpm, to suit conditions

Entry loss = (filter resistance + 0.1") + 0.50VP (straight take off)

Entry loss = (filter resistance + 0.1") + 0.25 VP (tapered take off)

$P = \text{perimeter of hood}$   
 $= 2W + 2L$

Note:

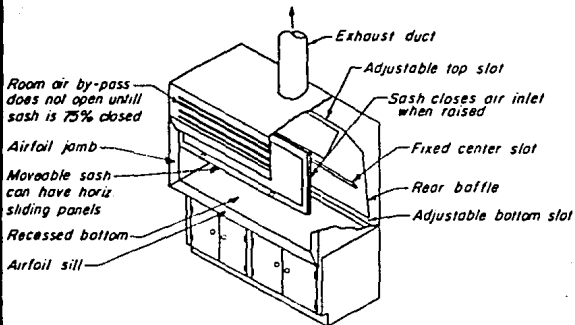
See VS-911 for information  
 about filters and fans

AMERICAN CONFERENCE OF  
 GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS

KITCHEN RANGE HOODS

DATE 1-84

VS-910



**VERTICAL SASH AIRFOIL HOOD**

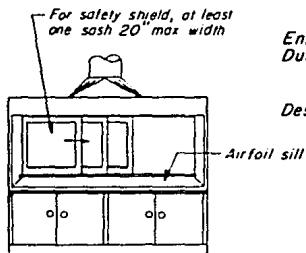
$Q = 60 - 150 \text{ cfm/sq ft}$  full open area  
 depending on quality of supply  
 air distribution  
 Entry loss = 0.5 VP  
 Duct velocity = 1000-2000 fpm to  
 suit conditions

*Design specifications:*

General use laboratory hoods - See VS-205

Perchloric acid - See VS-205.1

"Auxiliary Air" or "Compensating" hoods  
 furnish some make-up air at hood face,  
 design varies with vendor - See VS-204.1



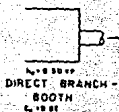
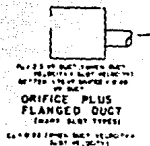
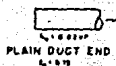
**HORIZONTAL SASH  
 AIRFOIL HOOD**

AMERICAN CONFERENCE OF  
 GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS

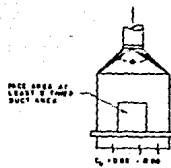
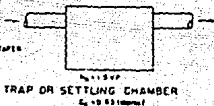
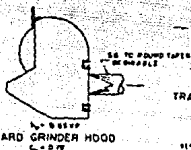
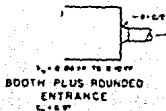
LABORATORY HOOD

DATE 1-84

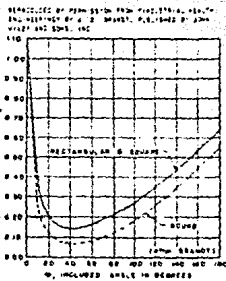
VS-203



ANGLE	RECTANGULAR		ROUND	
	AREA	PERCENTAGE	AREA	PERCENTAGE
15°	0.75 sq ft	0.75%	0.75 sq ft	0.75%
30°	1.00 sq ft	1.00%	1.00 sq ft	1.00%
45°	1.25 sq ft	1.25%	1.25 sq ft	1.25%
60°	1.50 sq ft	1.50%	1.50 sq ft	1.50%
75°	1.75 sq ft	1.75%	1.75 sq ft	1.75%
90°	2.00 sq ft	2.00%	2.00 sq ft	2.00%
105°	2.25 sq ft	2.25%	2.25 sq ft	2.25%
120°	2.50 sq ft	2.50%	2.50 sq ft	2.50%



TAPERED OR PRISMATIC HOODS SHOULD BE SELECTED IF IT IS THE HOOD AND IF RECTANGULAR HOODS



$C_d = 0.97$   
 $C_d = 0.92$   
 $C_d = 0.60$   
 $C_d = 0.92$  (SHARP DUCT)  $C_d = 0.97$  (BLUNT DUCT)

1. HOOD LOSS FACTOR  
 2. HOOD LOSS PRESSURE IN HOOD  
 3. HOOD LOSS PRESSURE AT HOOD ENTRANCE  
 4. HOOD LOSS FACTOR  
 5. HOOD LOSS FACTOR  
 6. HOOD LOSS FACTOR  
 7. HOOD LOSS FACTOR  
 8. HOOD LOSS FACTOR  
 9. HOOD LOSS FACTOR  
 10. HOOD LOSS FACTOR

HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS PRESSURE IN HOOD  
 HOOD LOSS PRESSURE AT HOOD ENTRANCE  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR

HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS PRESSURE IN HOOD  
 HOOD LOSS PRESSURE AT HOOD ENTRANCE  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR  
 HOOD LOSS FACTOR

## HOOD ENTRY LOSS

Fig. 6-10





**SHEET METAL DUCT ESTIMATING CHART**  
BASE RATE LABOR AND SHEET METAL WEIGHTS FOR STANDARD DUCT



TYPE OF FITTING	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		12		14		16		18		20		24		30		36		48		60		INSTALLATION PER SQ. FT. BY THE TRADE																													
	BASE FABRICATION AND ERECTION TIME IN MAN HOURS																														IN LAYERS PER SQ. FT. BY THE TRADE																																							
FAB. % FITTINGS	0.5																														0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0	5.2	5.4	5.6	5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	6.8	7.0	7.2				
FAB. % FITTINGS	1.0																														1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0	5.2	5.4	5.6	5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	6.8	7.0	7.2	7.4	7.6	7.8	8.0	8.2	8.4			
FAB. DUCT	0.5																														0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0	5.2	5.4	5.6	5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	6.8	7.0	7.2	7.4	7.6	7.8	8.0
SHEET, DUCT	1.0																														1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0	5.2	5.4	5.6	5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	6.8	7.0	7.2	7.4	7.6	7.8	8.0	8.2	8.4			
CLASS 1	HMA. SIZE	SCAM.	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																						
		SCAM.	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																							
		PERMS.	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																								
		INHLS	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																									
		INHLS	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																										
		INHLS	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																											
		INHLS	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100																												
	HMA. SIZE	SCAM.	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																							
		SCAM.	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																								
		PERMS.	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																									
		INHLS	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																										
		INHLS	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																											
		INHLS	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																												
		INHLS	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120	124	128	132	136	140	144	148	152	156	160	164	168	172	176	180	184	188	192	196	200																													



SHEET METAL DUCT ESTIMATING CHART (CONT'D)



1" DIA. NO. 18 FITTINGS		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	24	30	36	48	60	INCHES PER 100' OF DUCT	PER SQUARE FOOT
SHEET METAL DUCT ESTIMATING CHART (CONT'D)																							
WEIGHT OF SHEET METAL IN POUNDS																							
NO. SIZE	36 TO 48	36	42	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144	150	156	162
NO. SIZE	18 TO 24	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72	75	78	81
NO. SIZE	12 TO 18	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54
SHEET METAL DUCT ESTIMATING CHART (CONT'D)																							
WEIGHT OF SHEET METAL IN POUNDS																							
NO. SIZE	18 TO 24	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72	75	78	81
NO. SIZE	12 TO 18	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54
SHEET METAL DUCT ESTIMATING CHART (CONT'D)																							
WEIGHT OF SHEET METAL IN POUNDS																							
NO. SIZE	18 TO 24	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72	75	78	81
NO. SIZE	12 TO 18	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54

NOTE 1: SHEET METAL DUCTS SHOWN EXCEPT WHERE SHOWN FROM FIVE MINUTES AND ESTIMATING IN POUNDS PER 100' OF DUCT. PERCENTAGE OF WASTE IS 10% TO 15%.

NOTE 2: IF A DUCT ESTIMATING IS REQUIRED FOR THE DESIGN OF A DUCT, THE WEIGHT OF SHEET METAL DUCT ESTIMATING IS REQUIRED FOR THE DESIGN OF A DUCT. THE WEIGHT OF SHEET METAL DUCT ESTIMATING IS REQUIRED FOR THE DESIGN OF A DUCT.

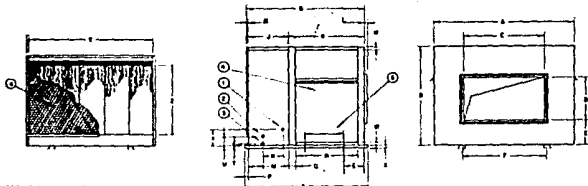
### Pesos Teóricos de Láminas de Acero Inoxidable

USG	mm	plg.	kgs/m <sup>2</sup>	914 x 2438 (3 x 8) A L	914 x 3048 (3 x 10)	1219 x 2438 (4 x 8)	1219 x 3048 M x M (4 x 10) Kgs.
30	0.32	.012	2.56	5.71	7.45	7.61	9.52
28	0.40	.016	3.20	7.14	8.92	9.11	11.50
26	0.48	.019	3.84	8.57	10.73	11.42	14.30
24	0.63	.025	5.04	11.24	14.05	14.08	18.73
22	0.79	.031	6.32	14.09	17.62	17.66	23.59
20	0.95	.037	7.60	16.95	21.70	22.60	28.40
18	1.27	.050	10.18	22.65	28.52	30.29	37.75
16	1.59	.062	12.72	28.36	35.45	37.80	47.30
14	1.98	.078	15.84	36.32	44.15	47.16	58.90
12	2.78	.109	22.24	49.56	62.90	66.10	82.65
11	3.17	.125	25.36	56.40	70.70	75.40	94.30
10	3.57	.141	28.56	63.70	79.60	84.90	106.20
7	4.76	1/16	38.08	84.70	106.2	113.2	141.5
3	6.35	1/8	50.80	113.3	141.6	151.0	189.0
0	7.94	3/16	63.52	142.0	177.1	186.0	236.0
-	8.57	1/4	76.16	170.0	212.1	226.1	283.0
-	11.11	5/16	88.88	195.7	248.0	261.2	331.0
-	12.70	1/2	101.60	227.0	283.2	307.0	378.0
-	14.28	5/8	114.24	255.0	319.0	339.6	425.0
-	15.67	3/4	126.96	284.0	354.0	377.4	472.0
-	19.05	7/8	152.40	345.0	425.0	453.0	587.0
-	22.22	1	177.76	397.0	496.0	528.1	661.0
-	25.40	1	203.20	453.0	562.0	604.0	705.0

A P E N D I C E

"D"

# DIMENSIONES GENERALES



\*Medidas en milímetros

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	PESO KG
250 H	1145	1180	930	505	285	940	1315	15	490	695	35	180	225	40	75	700	1380	18	108	185	30	35	1100	880	217	
250 H	1170	1200	930	505	290	940	1435	30	540	890	35	180	274	40	75	700	1480	18	136	190	40	35	1180	1180	256	

1. Alimentación de agua; flotador con válvula de tórica recta N.P.S. de 13 e mm. 1 1/2" el para tubo
2. Reforzado cople de 13 e mm. 1 1/2" el.
3. Drenaje copia de 13 e mm. 1 1/2" el.
4. Puerta de inspección.
5. Para descarga abajo en modelo 200 Q y 250 D.

## TABLA DE CAIDA DE PRESION DE FRIOCEL

MODELO 250					
PCM	PPM	P.S."	PCM	PPM	P.S."
7.500	500	0.18	8.500	637	0.27
8.000	533	0.21	10.000	677	0.33
8.500	567	0.24	10.500	700	0.36
9.000	600	0.27			

MODELO 250					
PCM	PPM	P.S."	PCM	PPM	P.S."
11.000	600	0.18	13.000	614	0.28
11.500	623	0.20	14.000	636	0.32
12.000	646	0.22	14.500	659	0.32
12.500	669	0.24	15.000	682	0.36
13.000	691	0.26			

## TABLA DE SELECCION OPERATIVA DEL VENTILADOR

PCM	m <sup>3</sup> /h	V6 m/s	25" PE		375" PE		5" PE		825" PE		7" PE		875" PE		1.25" PE		1.75" PE							
			RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP						
7500	12750	1473	7.5	803	1.08	430	1.16	464	1.27	487	1.38	527	1.5	566	1.63	583	1.77	634	2.05	681	2.28	725	2.75	
8000	13800	1572	8	829	1.25	446	1.18	478	1.48	549	1.58	530	1.72	563	1.85	543	1.98	643	2.28	680	2.61	734	2.96	
8500	14850	1670	8.5	825	1.41	460	1.58	492	1.71	527	1.83	561	1.96	578	2.09	609	2.23	684	2.53	700	2.85	743	3.21	
9000	15200	1709	9	842	1.72	475	1.84	516	1.97	576	2.08	584	2.22	591	2.35	616	2.5	695	2.8	710	3.13	752	3.49	
9500	16450	1867	9.5	868	1.99	491	2.12	521	2.25	560	2.38	577	2.52	603	2.66	629	2.81	676	3.11	720	3.44			
10000	17650	1969	10	876	2.3	502	2.43	537	2.57	566	2.7	581	2.85	617	2.99	641	3.14	688	3.45	731	3.79			
10500	17850	2023	10.5	894	2.63	524	2.71	562	2.91	579	3.08	605	3.2	630	3.35	664	3.51	700	3.83	743	4.15			
11000	18300	2161	11	911	2.91	540	3.14	568	3.29	584	3.44	620	3.58	644	3.75	669	3.9	712	4.23	754	4.58			
11500	19200	2266	11.5	929	3.29	557	3.56	584	3.7	610	3.85	635	4.02	658	4.19	681	4.34	725	4.67					
12000	20400	2378	12	947	3.83	575	3.99	601	4.15	626	4.31	650	4.47	673	4.64	695	4.81	738	5.15					
12500	21200	2456	12.5	966	4.29	582	4.46	617	4.63	642	4.8	666	4.97	688	5.14	710	5.31	752	5.67					
13000	22110	2574	13	984	4.8	610	4.98	634	5.15	664	5.33	681	5.5	703	5.68	725	5.86							
13500	22970	2673	13.5	1011	5.35	627	5.53	661	5.71	674	5.9	697	6.08	718	6.26	743	6.45							
14000	2387	2785	14	1021	5.94	645	6.13	669	6.32	681	6.51	713	6.69	734	6.86	756	7.07							
14500	2476	2849	14.5	1046	6.57	663	6.76	686	6.94	708	7.16	729	7.35	750	7.54									
15000	2566	2947	15	1079	7.24	682	7.45	704	7.65	725	7.85	746	8.05											

Tablas con datos obtenidos certificados por los laboratorios de Flakt en Suecia

Tomando la cantidad de aire requerida de la primera tabla, encontrará la velocidad de paso del aire a través del friocel y la presión estática a vencer por el equipo. Con la caída de presión de su sistema más la caída de presión del equipo y la cantidad de aire que requiere, usted obtendrá de la tabla No. 2 la R.P.M. y los HP requeridos.

Acuda a su distribuidor autorizado FLAKT en la República Mexicana, él pondrá un CENTAURO a su servicio y prepárese a disfrutar años de confort y eficiencia.



### OFICINAS GENERALES:

Via Dr. Gustavo Baz No. 100  
54090 Tlalinepantla Estado de México  
Tel. 360-35-18 Télex 017-74514  
Apartado Postal No. 68 Bis  
06000-México, D.F.

### DISTRIBUIDOR AUTORIZADO:



## FANS AND DIAMETER

COILS—W x L  
Tubes  
Face Area

2 - 16"

2 1/4" x 79"  
14  
14.9 Sq. Ft.

## MODEL 140 FC

## FLAT FILTER

CFM	Cell FV	Filter Vol
5400	400	389
7000	500	484
8400	600	583
9900	700	687
11200	800	783

6 - 16" x 25" x 2"

Flat Filter Static Pressure	TA	LV	RV
.15	.07	.08	
	.10	.11	
	.08	.08	
	.09	.10	

## ANGLE FILTER

CFM	Cell FV	Filter Vol
5400	400	371
7000	500	458
8400	600	546
9900	700	633
11200	800	720

9 - 16" x 25" x 2"

Angle Filter Static Pressure	TA	LV	RV
.09	.04	.04	
.17	.08	.08	
.17	.08	.08	
.19	.09	.10	

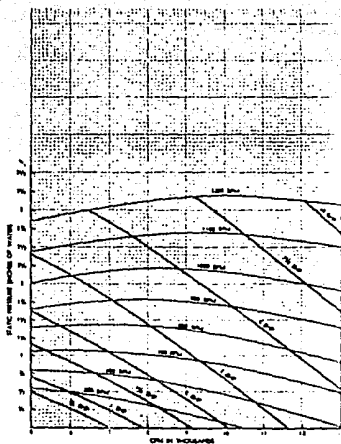
## MULTIZONE

Heating Coil

W x L  
Tubes  
Face Area15" x 79"  
8  
8.22 Sq. Ft.

CFM	Cell FV	Zone Output Static Pressure
5400	400	.05
7000	500	.13
8400	600	.15
9900	700	.20

Max. No. of Zones — 18



## FANS AND DIAMETER

COILS—W x L  
Tubes  
Face Area

2 - 12"

2 1/4" x 79"  
14  
14.9 Sq. Ft.MODEL 140  
AIRFOIL

## FLAT FILTER

CFM	Cell FV	Filter Vol
5400	400	389
7000	500	484
8400	600	583
9900	700	687
11200	800	783

6 - 16" x 25" x 2"

Flat Filter Static Pressure	TA	LV	RV
.15	.07	.08	
	.10	.11	
	.08	.08	
	.09	.10	

## ANGLE FILTER

CFM	Cell FV	Filter Vol
5400	400	371
7000	500	458
8400	600	546
9900	700	633
11200	800	720

9 - 16" x 25" x 2"

Angle Filter Static Pressure	TA	LV	RV
.09	.04	.04	
.17	.08	.08	
.17	.08	.08	
.19	.09	.10	
	.11	.11	

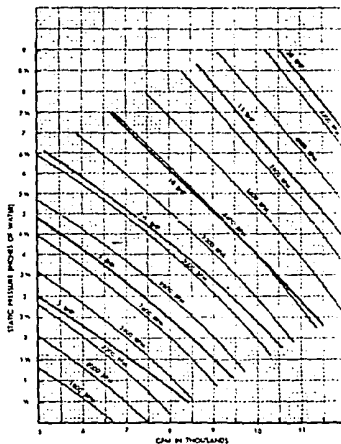
## MULTIZONE

Heating Coil

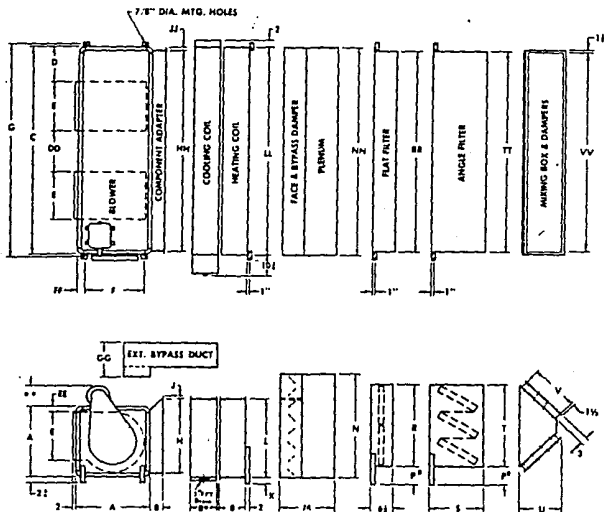
W x L  
Tubes  
Face Area15" x 79"  
8  
8.22 Sq. Ft.

CFM	Cell FV	Zone Output Static Pressure
5400	400	.05
7000	500	.13
8400	600	.15
9900	700	.20

Max. No. of Zones — 18



# AH UNITS 140 THRU 720



**DIMENSION CHART**

	A	B	C	D	DO	E	EE	F	G	H	HH	I	J	K	KA	L	LA	M	N	P	PP	Q	QQ	R	S	T	U	V	Z
AH 140 (75%)	42	70	118	118	1	23	23	64	127	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 180 (75%)	54	82	130	130	1	27	27	76	152	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	
AH 240 (75%)	66	94	142	142	1	31	31	88	168	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 300 (75%)	78	106	154	154	1	35	35	100	184	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 360 (75%)	90	118	166	166	1	39	39	112	200	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 420 (75%)	102	130	178	178	1	43	43	124	216	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 480 (75%)	114	142	190	190	1	47	47	136	232	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 540 (75%)	126	154	202	202	1	51	51	148	248	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 600 (75%)	138	166	214	214	1	55	55	160	264	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 660 (75%)	150	178	226	226	1	59	59	172	280	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
AH 720 (75%)	162	190	238	238	1	63	63	184	296	24	80	8	11	11	11	11	11	47	11	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27

UNITS 140 THRU 720 HAVE SAME DIMENSIONS FOR AH AND AB  
 \* 1" IN 6 ROWS \* 6 ROWS = 1 1/2" \* 8 ROWS = 1 3/4"  
 † WHEN ENTER COIL IS USED WITHOUT FACE & BYPASS DAMPERS, USE DIMENSION R LESS 1 1/2"

**\*\* MOTOR CLEARANCE**

MOTOR POWER	1	1 1/2	2	3	3 1/2	5	7 1/2	10	15	20	25	30	35	40
MOTOR FRAME	187	188	184	213	219	240	252	280	280	320	320	320	360	360
MAXIMUM CLEARANCE	12%	12%	12%	16	16	16	16	16	17%	17%	18%	18%	18%	18%

FOR MAXIMUM MOTOR FRAME SIZE (FIELD BASE 3 PHASE DP) AVAILABLE ON FAN DISCHARGE SIDE, SEE A.  
 A. \* DIMENSIONS ARE APPROXIMATE AND SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.  
 † TYPE AH IS FORWARD CURVED LOW PRESSURE UNIT.  
 ‡ TYPE AB IS RIGID, MEDIUM PRESSURE UNIT.

**TABLA 3 CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO ( Sección Condensadora solamente )**

MODELO	TEMPERATURA DE SUCCION Y PRESION EN EL COMPRESOR		TEMPERATURA DEL AIRE EN EL CONDENSADOR °C (°F)											
			18.3(65)		23.8(75)		29.4(85)		35.0(95)		40.5(105)		46.1(115)	
	°C / °F	Kgs/Cm. <sup>2</sup> (Lbs./Psi.)	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*
CA-91	-1.1 (30)	3.8(55.2)	85	6.4	80	6.8	76	7.3	72	7.7	66	8.2	60	8.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	95	6.7	89	7.2	84	7.7	79	8.2	73	8.7	66	9.2
	4.4 (40)	4.8(69.0)	106	7.0	98	7.6	92	8.1	86	8.7	79	9.2	72	9.7
	7.2 (45)	5.3(76.6)	116	7.4	107	8.0	100	8.5	93	9.1	86	9.6	78	10.1
	10.0 (50)	5.9(84.7)	126	7.8	117	8.4	109	9.0	100	9.5	92	10.1	84	10.7
CA-98	-1.1 (30)	3.8(55.2)	90	9.7	82	9.9	72	10.1	62	10.3	50	10.5	34	10.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	100	10.1	94	10.3	84	10.5	74	10.7	64	10.9	48	11.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	112	10.7	104	10.9	96	11.1	88	11.3	76	11.7	64	12.1
	7.2 (45)	5.3(76.6)	124	11.3	116	11.5	108	11.7	100	11.9	90	12.3	78	12.9
	10.0 (50)	5.9(84.7)	134	11.7	128	11.9	120	12.1	112	12.5	100	12.9	92	13.5
CA-121	-1.1 (30)	3.8(55.2)	125	9.3	117	9.8	107	10.2	97	10.6	92	11.0	87	11.5
	1.6 (35)	4.3(61.9)	138	9.8	129	10.3	122	10.8	116	11.2	106	11.7	97	12.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	152	10.3	142	10.9	133	11.4	124	11.9	116	12.4	108	12.8
	7.2 (45)	5.3(76.6)	166	10.8	155	11.4	146	11.9	136	12.5	128	13.1	120	13.6
	10.0 (50)	5.9(84.7)	185	11.2	169	12.0	159	12.6	149	13.2	140	13.8	131	14.4
CA-181	-1.1 (30)	3.8(55.2)	194	13.1	177	14.4	165	15.6	152	16.6	140	17.4	128	18.4
	1.6 (35)	4.3(61.9)	215	13.9	196	15.2	181	16.5	169	17.6	156	18.5	143	19.1
	4.4 (40)	4.8(69.0)	237	14.8	216	16.1	201	17.4	186	18.5	172	19.5	158	20.8
	7.2 (45)	5.3(76.6)	260	15.7	232	17.0	219	18.3	205	19.4	189	20.6	174	22.0
	10.0 (50)	5.9(84.7)	281	16.6	257	17.9	240	19.2	223	20.3	207	21.7	191	23.1
CA-240	-1.1 (30)	3.8(55.2)	238	15.7	223	16.7	208	18.7	194	19.7	179	19.7	164	20.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	264	17.7	248	18.7	232	19.7	216	20.7	200	21.7	184	22.7
	4.4 (40)	4.8(69.0)	296	18.7	274	19.7	256	20.7	238	22.7	221	23.7	204	24.7
	7.2 (45)	5.3(76.6)	315	19.7	301	20.7	282	21.7	262	23.7	244	24.7	225	26.7
	10.0 (50)	5.9(84.7)	342	20.7	328	21.7	307	22.7	286	24.7	266	25.7	246	27.7
CA-360	-1.1 (30)	3.8(55.2)	336	26.4	317	27.6	297	29.4	275	31.4	247	32.8	236	34.0
	1.6 (35)	4.3(61.9)	377	27.6	355	28.2	333	31.0	309	33.0	288	34.8	265	36.4
	4.4 (40)	4.8(69.0)	419	28.6	394	30.4	368	32.8	343	35.0	319	36.8	294	38.4
	7.2 (45)	5.3(76.6)	460	30.1	433	31.6	404	34.2	377	36.6	350	38.8	324	40.2
	10.0 (50)	5.9(84.7)	500	31.6	471	33.6	439	36.2	410	38.8	380	40.8	353	42.0
CA-480	-1.1 (30)	3.8(55.2)	480	36.1	450	38.4	420	40.7	392	43.0	364	45.4	336	47.8
	1.6 (35)	4.3(61.9)	528	38.2	496	40.6	464	43.0	434	45.5	404	48.0	372	50.5
	4.4 (40)	4.8(69.0)	580	40.3	544	42.8	510	45.4	478	48.0	444	50.6	410	53.2
	7.2 (45)	5.3(76.6)	634	42.4	596	45.1	558	47.8	526	50.5	488	53.2	452	55.9
	10.0 (50)	5.9(84.7)	692	44.6	650	47.4	612	50.2	612	53.0	536	55.8	494	58.6
CA-600	-1.1 (30)	3.8(55.2)	603	40.8	593	44.9	553	48.3	513	51.3	473	55.1	431	58.5
	1.6 (35)	4.3(61.9)	693	42.2	649	46.5	608	50.4	564	54.5	521	58.5	477	62.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	756	44.2	711	48.2	664	52.9	619	57.0	572	61.9	525	66.5
	7.2 (45)	5.3(76.6)	821	46.0	773	50.4	724	55.4	675	59.9	624	64.8	575	70.1
	10.0 (50)	5.9(84.7)	888	47.9	837	52.7	785	58.1	733	62.8	680	68.1	627	73.2
CA-720	-1.1 (30)	3.8(55.2)	713	52.1	673	54.5	632	57.0	585	59.4	525	62.0	498	64.3
	1.6 (35)	4.3(61.9)	803	53.2	754	53.2	708	58.8	657	61.6	613	64.5	557	66.5
	4.4 (40)	4.8(69.0)	893	54.9	836	54.9	783	60.8	730	63.9	678	67.0	618	70.1
	7.2 (45)	5.3(76.6)	980	56.0	919	56.0	859	62.6	802	66.1	745	69.5	681	72.3
	10.0 (50)	5.9(84.7)	1066	57.7	1000	57.7	934	64.6	872	68.4	808	72.0	742	75.4

\* KW = Energía absorbida por motor(es) de compresor(es).

A continuación se indican los KW para motor(es) de Abanico(s) del Condensador:

MODELO	CA-91	CA-98	CA-121	CA-181	CA-240	CA-360	CA-480	CA-600	CA-720
KW	0.7	0.7	0.9	1.4	2.3	3.1	4.7	5.8	8.3



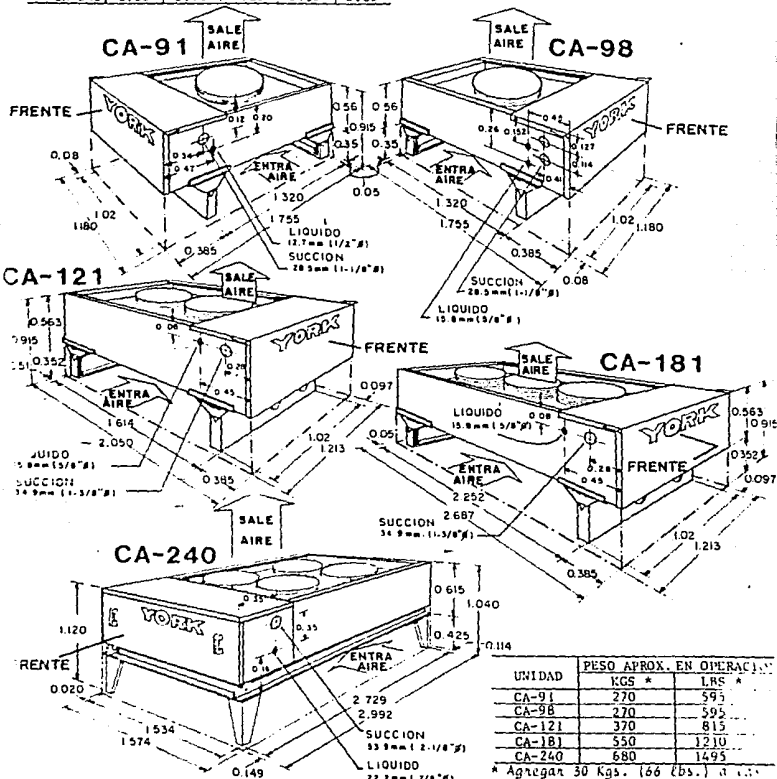
# DIMENSIONES (Acols. en Metros)

## CLAROS MINIMOS REQUERIDOS - MTS.

UNIDAD	ARRIBA	FRENTE	LADO **		POST.
			DER.	IZQ.	
CA-91	3.00	0.76	0.30	0.30	0.025
CA-98	3.00	0.76	0.30	0.30	0.025
CA-121	3.00	0.76	0.30	0.30	0.025
CA-181	3.00	0.76	0.30	0.30	0.025
CA-240	3.00	0.76	0.30	0.30	0.025

\* Entrada de aire por dos lados: CA91, 98, 121 y 181, por cuatro lados: CA240.

\*\* Si se hace necesario colocar junto a la pared uno de los lados de la unidad deberá aumentarse 30 cms. a la altura de las patas de soporte para obtener el flujo de aire adecuado.



UNIDAD	PESO APROX. EN OPERACION	
	KGS *	LBS *
CA-91	270	595
CA-98	270	595
CA-121	370	815
CA-181	550	1210
CA-240	680	1495

\* Agregar 30 Kgs. (66 lbs.) a las unidades a 110 Voltios.

**DATOS ELECTRICOS**

MODELO	C L A V E	COMPRESOR				MOTOR ABANICO CONDENSADOR			ALIBRE MINIMO RECOMENDADO ANG 75°C - 27 CAIDA DE TENSION						CAPACIDAD INTERRUPTIVA	
		CARACTERISTICAS ELECTRICAS	C.P. NOMINAL	CORRIENTE		CARACTERISTICAS ELECTRICAS	C.P.	CORR. APC c/u	LONGITUD DEL CIRCUITO (MTS)						MIN	MAX
				APC c/u	ARB c/u				20	30	40	50	55	60		
CA-91	25M	220-3-60	7.5	32.0	12.4	220-1-60	0.5	4.0	6	6	4	4	3	3	40	65
	25C			31.1	14.5										40	50
	46M			440-3-60	7.5										17.0	6.2
CA-98	25T	220-3-60	(2)4.0	15.0	10.4	220-1-60	0.5	4.0	6	6	4	4	4	4	40	50
	25C			17.9	9.0										50	65
CA-121	25M	220-3-60	10.0	44.0	15.3	220-1-60	(2)	4.0	4	4	3	2	2	2	60	70
	25C			47.5	20.8										70	85
	46M			440-3-60	10.0										22.0	7.7
46C	22.5	10.4														
CA-181	25M	220-3-60	15.0	64.0	24.0	220-1-60	(3)	4.0	1	1	1/0	1/0	1/0	1/0	90	100
	25C			71.4	30.8										100	120
	46M			440-3-60	15.0										32.0	12.0
46C	35.5	15.2														
CA-240	25M	220-3-60	20.0	90.0	30.0	220-1-60	(4)	4.0	2/0	2/0	2/0	2/0	2/0	2/0	130	150
	25C			88.5	42.8											
	46M			440-3-60	20.0										45.0	15.0
46C	44.3	21.4														
CA-360	25M	220-3-60	30.0	130.0	44.0	220-3-60	(4)	3.6	4/0	4/0	4/0	4/0	4/0	4/0	175	200
	25C			135.0	56.5										180	220
	46M			440-3-60	30.0										65.0	22.0
46C	67.5	28.3														
CA-480**	25M	220-3-60	(2)20	90.0	30.0	220-3-60	(6)	3.6	1/0	1/0	1/0	1/0	2/0	2/0	120	150
	25C			88.5	42.8										c/u	c/u
	46M			440-3-60	(2)20										45.0	15.0
46C	44.3	21.4	c/u			c/u										
CA-600**	25M	220-3-60	#1 (1)20	90.0	30.0	220-3-60	(6)	3.6	2/0	2/0	2/0	2/0	2/0	2/0	130	160
	25C			88.5	42.8											
	25M			#2 (1)30	(1)30										130.0	44.0
25C	135.0	56.5	170			200										
CA-600**	46M	440-3-60	#1 (1)20	45.0	15.0	440-3-60	(6)	1.8	4	4	4	4	4	4	70	80
	46C			44.3	21.4											
	46M			#2 (1)30	(1)30										65.0	22.0
46C	67.5	28.3														
CA-720**	25M	220-3-60	(2)30	130.0	44.0	220-3-60	(8)	3.6	4/0	4/0	4/0	4/0	4/0	4/0	180	200
	25C			135.0	56.5										185	215
	46M			440-3-60	(2)30										65.0	22.0
46C	67.5	28.3														

\* Los calibres y la capacidad interruptiva corresponden a cada uno de los circuitos de acuerdo al alambrado de la unidad (al circuito 1 corresponde el compresor de 20 T.R., los motores del condensador y los elementos de protección; al circuito 2 - corresponde el compresor de 30 T.R.) - Ver forma A7G1122-83 sobre selección de conductores y protección térmica.

\*\* Los calibres y la capacidad interruptiva indicados corresponden a cada uno de los 2 circuitos formados por un compresor y 1 ó 4 motores de 1 - abanicos



wheel	13 in diameter — 3.93 ft dia
inlet	1.44 sq. ft. area — 16 1/2 in
outlet	1.26 sq. ft. area — 15" x 11 1/2 in
max RPM	class I—2711      class II—3210

See Page 3  
Fan Starting  
Requirements

$$\text{Max. HP} = .195 \left( \frac{\text{CFM}}{1000} \right)^3$$

# SIZE 3015 SWSI

## Design B

### Classes I and II

Volume (CFM)	Outlet Velocity (FPM)																		
	2" S P		2 1/2" S P		3" S P		3 1/2" S P		4" S P		4 1/2" S P		5" S P		5 1/2" S P		6" S P		
	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	
1023	800	765	0.09	825	0.11	882	0.13	937	0.16	989	0.19								
1087	850	798	0.10	855	0.12	910	0.15	963	0.17	1013	0.20								
1151	900	831	0.11	886	0.14	939	0.16	989	0.19	1038	0.22	1085	0.25						
1215	950	864	0.13	918	0.15	969	0.18	1017	0.21	1065	0.24	1110	0.27	1154	0.30				
1279	1000	897	0.14	950	0.17	999	0.19	1046	0.22	1091	0.25	1136	0.29	1179	0.32				
1407	1100	965	0.17	1016	0.20	1062	0.23	1106	0.26	1149	0.30	1190	0.33	1231	0.36	1309	0.44		
1535	1200	1034	0.21	1083	0.25	1127	0.28	1168	0.31	1208	0.34	1247	0.38	1286	0.42	1360	0.49	1432	0.57
1663	1300	1102	0.26	1150	0.30	1193	0.33	1233	0.37	1271	0.40	1308	0.44	1344	0.47	1414	0.55	1482	0.64
1791	1400	1172	0.31	1218	0.35	1260	0.39	1298	0.43	1335	0.46	1370	0.50	1404	0.54	1472	0.62	1535	0.71
1919	1500	1241	0.37	1287	0.41	1327	0.45	1365	0.50	1400	0.54	1434	0.58	1467	0.62	1530	0.70	1597	0.79
2047	1600	1304	0.43	1356	0.48	1395	0.53	1432	0.57	1466	0.62	1499	0.66	1531	0.70	1591	0.79	1651	0.88
2175	1700	1373	0.50	1425	0.56	1464	0.61	1500	0.65	1533	0.70	1565	0.75	1596	0.79	1654	0.88	1711	0.98
2303	1800	1437	0.57	1494	0.64	1533	0.70	1568	0.75	1601	0.80	1632	0.85	1662	0.90	1719	0.99	1773	1.09
2431	1900	1502	0.65	1562	0.74	1602	0.79	1636	0.85	1669	0.90	1699	0.95	1728	1.01	1784	1.11	1836	1.21
2559	2000	1568	0.74	1628	0.83	1671	0.90	1705	0.96	1737	1.01	1767	1.07	1795	1.13	1850	1.24	1901	1.34
2687	2100	1701	0.94	1757	1.04	1808	1.14	1843	1.21	1874	1.27	1903	1.33	1931	1.40	1983	1.52	2032	1.64
2815	2200	1816	1.18	1888	1.29	1939	1.40	1981	1.50	2013	1.57	2044	1.64	2068	1.71	2118	1.85	2166	1.98
2943	2400	1972	1.47	2020	1.58	2067	1.70	2114	1.82	2150	1.92	2179	2.00	2205	2.07	2255	2.22	2301	2.37
3071	2600	2110	1.81	2154	1.91	2199	2.04	2242	2.17	2284	2.30	2317	2.40	2344	2.49	2392	2.64	2437	2.80
3200	2700	2248	2.18	2289	2.30	2333	2.43	2373	2.56	2413	2.71	2451	2.84	2482	2.95	2530	3.13	2574	3.30
3329	2800	2388	2.61	2426	2.74	2465	2.87	2504	3.01	2542	3.16	2581	3.31	2616	3.45	2668	3.67	2711	3.85
3458	2900																		
3587	3000																		
3716	3100																		
3845	3200																		
3974	3300																		
4103	3400																		
4232	3500																		
4361	3600																		
4490	3700																		
4619	3800																		

Bold figures in each column approximate maximum static efficiency selection.

The Standard AMCA pressure range is shown by the shaded area. Fans may be used up to the maximum RPM listed above for each fan class. For further information, refer to page 2.

Performance shown is for Silent and fans with an outlet duct. HP does not include belt drive losses.

Wheel 1 1/2 in. diameter — 2 1/2 in. dia.  
 Inlet 3 1/2 in. ft. area — 20 V in.  
 Outlet 3 1/2 in. ft. area — 19 1/2 in. dia. in.  
 max RPM Class I—2178  
 Class II—3150  
 Class III—3550  
 Class IV—4000  
 Max. HP — 545 (17 1/2 in. dia.)  
 See Page 3 for Maximum Recommendations

# SIZE 2018 SWSI

## Design B

Classes I, II, III, IV

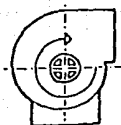
Volume (CFM)	Inlet Velocity (FPM)	Class I		Class II		Class III		Class IV	
		Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency
1519	800	590	0.11	651	0.15	709	0.19	761	0.23
1614	850	611	0.12	671	0.16	720	0.20	778	0.25
1709	900	633	0.14	691	0.18	744	0.23	794	0.27
1804	950	655	0.15	711	0.20	763	0.24	813	0.29
1899	1000	678	0.17	731	0.21	783	0.26	839	0.31
2008	1100	725	0.21	774	0.25	827	0.30	867	0.35
2279	1200	775	0.25	819	0.30	864	0.35	908	0.41
2465	1300	827	0.30	865	0.35	907	0.41	948	0.47
2650	1400	879	0.36	916	0.41	957	0.47	991	0.53
2847	1500	933	0.43	964	0.48	999	0.54	1035	0.60
3044	1600	987	0.50	1018	0.56	1047	0.61	1081	0.69
3229	1700	1042	0.58	1069	0.64	1097	0.71	1128	0.78
3413	1800	1097	0.67	1123	0.74	1149	0.81	1176	0.88
3608	1900	1152	0.77	1177	0.84	1201	0.92	1227	0.96
3799	2000	1208	0.89	1231	0.96	1255	1.04	1278	1.11
4179	2100	1319	1.15	1341	1.23	1362	1.31	1384	1.39
4559	2400	1423	1.45	1452	1.54	1471	1.63	1491	1.73
4939	2600	1543	1.81	1563	1.91	1581	2.01	1599	2.10
5319	2800	1668	2.23	1675	2.34	1693	2.44	1709	2.55
5699	3000	1772	2.71	1788	2.82	1804	2.94	1820	3.05
6079	3200	1886	3.26	1901	3.38	1916	3.50	1931	3.62

Volume (CFM)	Outlet Velocity (FPM)	Class I		Class II		Class III		Class IV	
		Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency
2659	1400	1353	1.26						
2849	1500	1385	1.38						
3039	1600	1418	1.51	1523	1.81				
3229	1700	1452	1.64	1556	1.97	1653	2.25		
3413	1800	1484	1.78	1589	2.12	1684	2.47		
3608	1900	1520	1.92	1624	2.29	1717	2.65	1805	3.02
3799	2000	1565	2.08	1660	2.46	1751	2.84	1837	3.23
4179	2200	1645	2.43	1735	2.84	1821	3.25	1903	3.67
4559	2400	1728	2.81	1816	3.26	1897	3.71	1976	4.16
4939	2600	1813	3.26	1897	3.72	1977	4.20	2052	4.69
5319	2800	1903	3.76	1982	4.25	2058	4.75	2132	5.27
5699	3000	1998	4.29	2071	4.84	2147	5.30	2217	5.91
6079	3200	2095	4.95	2162	5.49	2230	6.04	2306	6.57
6459	3400	2195	5.67	2250	6.21	2316	6.79	2400	7.29
6839	3600	2295	6.46	2342	7.02	2405	7.58	2500	8.00
7219	3800	2403	7.37	2433	7.90	2502	8.51	2602	8.81
7599	4000	2509	8.38	2534	8.87	2606	9.56	2658	10

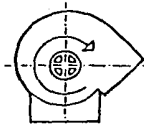
Volume (CFM)	Outlet Velocity (FPM)	Class I		Class II		Class III		Class IV	
		Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency	Pressure	Efficiency
4939	2600	2328	8.16						
5319	2800	2389	8.81	2706	10.3				
5699	3000	2459	9.64	2770	11.1	2880	12.2		
6079	3200	2535	10.48	2833	12.0	2944	13.3	3047	14.5
6459	3400	2617	11.4	2906	13.1	3016	14.4	3117	15.7
6839	3600	2703	12.4	2977	14.3	3080	15.6	3170	17.0
7219	3800	2805	14.0	3053	15.8	3151	16.8	3248	18.4
7599	4000	3023	15.5	3136	17.6	3235	18.8	3310	19.7
7979	4200	3110	17.4	3211	19.4	3304	19.8	3384	21.7
8359	4400	3194	19.4	3291	21.4	3384	21.7	3471	23.7
8739	4600	3280	21.0	3377	23.4	3464	23.8	3551	25.8
9119	4800	3367	22.8	3466	25.4	3544	25.8	3633	28.1

E.P. — Pressure in each column approximate maximum static efficiency selection.  
 The shaded area is the range of design conditions shown by the shaded areas. Fans may be used up to the maximum FPM shown for each fan class, for further explanation, refer to page 2.

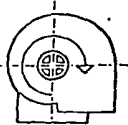
DESIGNACION DE LA POSICION ... DESCARGA Y ROTACION



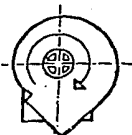
Superior Horizontal



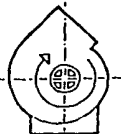
Superior Angular  
Hacia Abajo



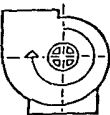
Vertical Hacia  
Abajo



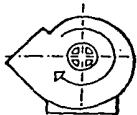
Inferior Angular  
Hacia Abajo



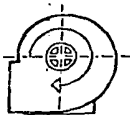
Superior Angular  
Hacia Arriba



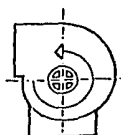
Vertical  
Horizontal



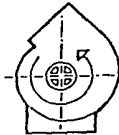
Inferior Angular  
Hacia Arriba



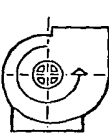
Inferior Horizontal



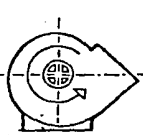
Superior Horizontal



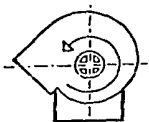
Superior Angular  
Hacia Arriba



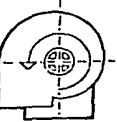
Superior Angular  
Hacia Arriba



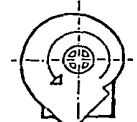
Inferior Angular  
Hacia Arriba



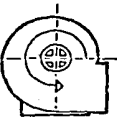
Superior Angular  
Hacia Abajo




Vertical Hacia  
Abajo




Inferior Angular  
Hacia Abajo



Inferior Horizontal

 - Rotación con el sentido de las Manecillas del Reloj  
(Clockwise-CW)

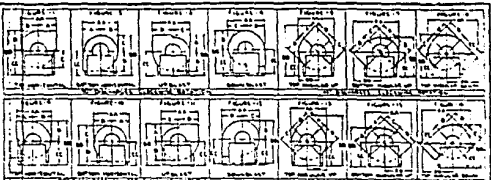
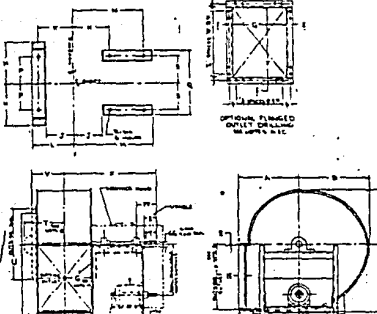
 - Rotación contraria con el sentido de las Manecillas del Reloj  
(Counter Clockwise-CCW)

SERIES 3000 & 8000 — Size 12-37, Classes I & II  
 Fixed Discharge — Arrangement 10, SWSI

D. B. 10-21729-1  
 Sheet 12

with a separate  
 flame control

REFERENCE DRAWING 8120711



CLASS I	CLASS II	PLUGGED OUTLET DRAWING	CLASS I	CLASS II	PLUGGED OUTLET DRAWING
W	H	C	D	E	F
11	12	13	14	15	16
17	18	19	20	21	22
23	24	25	26	27	28
29	30	31	32	33	34
35	36	37	38	39	40
41	42	43	44	45	46
47	48	49	50	51	52
53	54	55	56	57	58
59	60	61	62	63	64
65	66	67	68	69	70
71	72	73	74	75	76
77	78	79	80	81	82
83	84	85	86	87	88
89	90	91	92	93	94
95	96	97	98	99	100

- NOTES**
- Class I and II drawings shown on this sheet are for the burner only. The burner is to be installed in a gas burner unit which is a separate drawing. The burner is to be installed in a gas burner unit which is a separate drawing.
  - Class II burner shall be installed in a gas burner unit which is a separate drawing. The burner is to be installed in a gas burner unit which is a separate drawing.
  - Class I burner shall be installed in a gas burner unit which is a separate drawing. The burner is to be installed in a gas burner unit which is a separate drawing.
  - Class II burner shall be installed in a gas burner unit which is a separate drawing. The burner is to be installed in a gas burner unit which is a separate drawing.

D. B. 10-21729-1  
 Sheet 11

with a separate  
 flame control

SELENTVARK FANS  
 SERIES 3000 & 8000 — Size 12-37, Classes I & II  
 Fixed Discharge — Arrangement 10, SWSI

FAN TYPE	FOR ALL DISCHARGES															CLASS I	CLASS II	PLUGGED OUTLET DRAWING																																																																							
W	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	IT	CT	ET	FT	GT	HT	IT	JT	KT	LT	MT	NT	OT	PT	QT	RT	ST	TT																																													
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

FAN TYPE	FOR ALL DISCHARGES															CLASS I	CLASS II	PLUGGED OUTLET DRAWING																																																																							
	W	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N				O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z																																																											
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

Supersede D. B. 11229-1  
 Sheet 10, Dated May 1976



EFFECTIVE OCTOBER 1974  
 PRINTED IN U.S.A.

## High capacity blower heaters

2 to 20 kW

120 to 600V (1 or 3 phase)

U.L. Listed for wall or ceiling mounting

Type UB

### Applications

- Primary or supplemental space heating for factories, warehouses, garages or any other area requiring a high volume of forced air heat.
- Freeze protection of machinery or equipment

**Features (general, all units regardless of kW size.)**

**Fintube elements.** Famous, fast, heat-responsive Chromalox Fintubular heating elements provide a long life dependable heat source.

**Rugged construction.** All model UB heaters are constructed of heavy gauge sheet metal. Heating elements, motor and built-in controls are securely mounted internally to withstand shock and vibration loads. Rectangular sub-base contains provisions for field wiring.

**High rate of air circulation.** Heavy duty motor and fan deliver a high volume of air for efficient uniform heating of large areas.

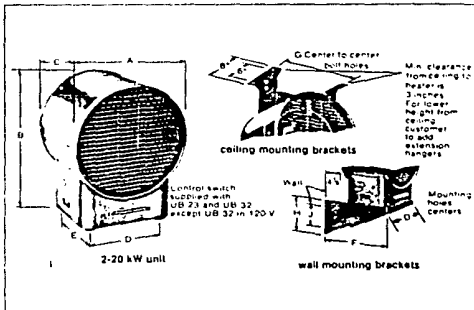
**Adjustable louvered outlet grille** to direct air flow up or down.

**Heavy gauge rear wire grille** protects against accidental contact with the rapidly rotating fan blade.

**Dynamically balanced fan** for smooth, quiet operation. Aluminum blades.

**Overheat protection** by built-in fast responding automatic reset thermal cutout.

**Finish.** All sheet metal housing surfaces are finished with heat-resistant green Hammerhead<sup>®</sup> paint. High heat aluminum paint protects the front and rear grilles.



### Dimensions-Inches

Catalog Number	A	B	C	D	E	F	G	H	J
<b>2-20 kW</b>									
UB 23	10 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	13 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	8	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6	2
UB 32	10 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	13 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	8	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6	2
UB 502	13 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	13	8 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	8	2
UB 752	13 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	13	8 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	8	2
UB 1002	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	20 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	12 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	10	2
UB 1252	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	20 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	12 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	10	2
UB 1502	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	20 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	12 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	10	2
UB 2002	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	20 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	12 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	10	2

For	Catalog Number	PCA
<b>Wall mounting brackets, 2-20 kW packed and priced separately</b>		
UB 23 and 32	WUB 1	
UB 502 and 752	WUB 3	
UB 1002, 1252, 1502 and 2002	WUB 4	
<b>Ceiling mounted brackets, 2-20 kW packed and priced separately</b>		
UB 23 and 32	1-44419	
UB 502 and 752	2-44419	
UB 1002, 1252, 1502 and 2002	3-44419	

Note: For 25 to 50 kW units see pg. F15



## High capacity blower heaters

Features (specific, 2 thru 20 kW units only.)

Fan-only operation. UB-23 and UB-32, with the exception of the 120V UB-32, have a separate fan control switch for circulating air during summer months.

Totally enclosed fan motor. Continuous duty with built-in automatic reset thermal overload protection operates on same voltage as supplied to the heater. Exception is on 480 and 550 volt units where motor is either 115 or 230 volts. All motors are single phase with sleeve bearings.

Wall or ceiling mounting brackets are provided separately for field installation depending on mounting arrangement desired.

Caution: Not intended for use where flammable vapors, gases, liquids, or other combustible atmospheres are present.

Volts					Air									
kW	Elem.	Mtu.	Re-lay	Transformer	Ph-ase	Output Btu/hr	Temp. Rise °F	Velocity F/Min	Volume CFM	Hor. Throw Ft	Catalog No.	Status	PCN	WL lbs.
2	120	115	--	--	1	6824	21	657	316	10	UB-23	NS	261403	13 1/2
2	208	208	--	--	1	6824	21	657	316	10	UB-23	NS	261411	13 1/2
2	240	230	--	--	1	6824	21	657	316	10	UB-23	NS	261420	13 1/2
3	120	115	--	--	1	10236	31	657	316	10	UB-32	NS	261438	13 1/2
3	208	208	--	--	1	10236	31	657	316	10	UB-32	NS	261446	13 1/2
3	240	230	--	--	1	10236	31	657	316	10	UB-32	NS	261454	13 1/2
5	120	115	--	--	1	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	AS	261462	43
5	208	208	--	--	1	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	261489	43
5	240	230	--	--	1	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	261500	43
5	550*	230	--	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	265368	43
5	240	230	240	--	1	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502R	NS	264250	43
5	550*	115	--	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	AS	262685	43
5	208	208	--	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	261497	43
5	240	230	--	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	261519	43
5	240	230	240	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502R	AS	263755	43
5	480	115	--	--	1	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	AS	261526	43
5	480	230	--	--	1	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	AS	269114	43
5	480	115	--	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	261534	43
5	480	115	--	480/240-120	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502L	NS	269704	51
5	480	230	--	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502	NS	265199	43
5	480	115	120	--	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502R	AS	264266	43
5	480	230	--	480/240-120	3	17060	40	430	405	12 1/2	UB-502L	NS	264233	51
7.5	120	115	--	--	1	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	261542	43
7.5	208	208	--	--	1	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	261529	43
7.5	208	208	--	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	261577	43
7.5	240	230	--	--	1	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	261586	43
7.5	240	230	--	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752	AS	261593	43
7.5	240	230	240	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752R	NS	264276	43
7.5	480	115	--	--	1	25590	37	640	590	13	UB-752	AS	261606	43
7.5	480	230	--	--	1	25590	37	640	590	13	UB-752	AS	269122	43
7.5	480	115	--	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	261614	43
7.5	480	230	--	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	265228	43
7.5	480	230	230	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752R	AS	264292	43
7.5	480	115	--	480/240-120	3	25590	37	640	590	13	UB-752L	NS	265374	51
7.5	480	115	120	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752R	AS	264284	43
7.5	480	230	--	480/240-120	3	25590	37	640	590	13	UB-752L	NS	264271	51
7.5	550*	115	--	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752	NS	264693	43
7.5	550	230	--	--	3	25590	37	640	590	13	UB-752	AS	285376	43

Wheat Class: <b>W</b>	27 inches	<b>CLASS I</b> 1680     Light Background <b>CLASS II</b> 2110     Shaded Background <b>CLASS III</b> 2560     Light Background <b>CLASS IV</b> —            See <span style="margin-left: 200px;">Heavy Duty Fans</span>	<b>8027</b> <b>DWDI</b> AIRFOIL BLADING
Outlet Area:     7.60 sq ft			
Tip Speed:     7.07 x RPM			
Maximum HP:    4.64 x $\left(\frac{RPM}{1000}\right)^3$			
Minimum motor size required: See page 7, Fan Starting Requirements			

Volume (CFM)	Outlet Velocity (FPM)	2 1/2' S.P.		3' S.P.		3 1/2' S.P.		4' S.P.		4 1/2' S.P.		5' S.P.		5 1/2' S.P.	
		rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp
6000	800	432	3h	470	4h	505	6.5	542	7.2	576	8.5	600	9.2	630	1.23
8340	800	441	4h	480	5h	510	6.5	544	7.4	564	8.4	594	9.0	624	1.28
8640	800	460	4h	504	5h	530	7.1	564	8.4	594	9.2	624	1.28		
9540	800	484	5h	519	5h	551	7.7	582	9.1	612	1.05	642	1.30	672	1.69
7600	1000	502	5h	536	6h	567	5.4	597	9.6	625	1.13	652	1.44	682	1.76
8360	1100	539	6h	570	8.2	600	9.8	628	1.14	654	1.30	677	1.62	727	1.98
1200	1200	577	7h	605	9.6	634	1.14	660	1.31	686	1.49	715	1.82	742	2.20
1310	1300	614	9h	642	1.17	669	1.31	694	1.50	719	1.69	746	2.08	810	2.45
15670	1400	653	1.08	679	1.20	704	1.51	728	1.71	752	1.91	778	2.23	819	2.74
1670	1600	717	1.50	741	1.73	764	1.93	787	2.16	809	2.41	829	2.61	869	3.05
1790	1700	756	1.71	779	1.96	802	2.20	821	2.44	843	2.90	862	3.19	919	3.84
1810	1800	795	1.94	816	2.24	838	2.46	858	2.73	898	3.22	935	3.73	972	4.42
1410	1900					855	2.51	875	2.78	904	3.32	924	3.58	969	4.10
1410	1900					893	2.80	912	3.12	931	3.40	948	3.66	1001	4.50
1410	2000					931	3.13	949	3.49	968	3.76	1003	4.36	1.20	4.95
1410	2200							1019	4.20	1045	4.59	1076	5.15	11.07	5.97
1410	2400											1153	6.28	1182	7.02
1410	2600											1228	7.46	1255	8.22
2210	2800											1305	8.67	1333	9.60
2210	3000											1411	11.1	1434	12.0
2410	3200													1512	13.7

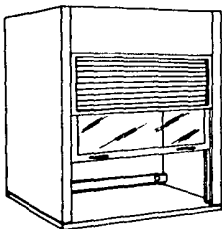
Volume (CFM)	Outlet Velocity (FPM)	3' S.P.		3 1/2' S.P.		4' S.P.		4 1/2' S.P.		5' S.P.		5 1/2' S.P.	
		rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp
1800	1100	855	2.73										
1800	1100	875	2.99	918	3.40								
1800	1300	927	3.26	930	3.70								
1800	1400	960	3.58	962	4.07	1040	4.96	1130	6.37	1216	7.94		
1800	1500	948	3.91	984	4.38	1081	5.35						
1800	1600	976	4.31	1009	4.79	1084	5.77						
1800	1700	1007	4.73	1049	5.23	1108	6.23	1175	7.22	1258	8.46	1300	9.64
1800	1800	1037	5.16	1071	5.69	1125	6.73	1196	7.84	1286	9.01	1319	10.2
1800	1900	1070	5.62	1101	6.19	1164	7.29	1233	8.41	1283	9.62	1341	10.8
1800	2000	1101	6.11	1134	6.71	1193	7.87	1259	9.04	1307	10.3	1364	11.57
1800	2200	1169	7.18	1199	7.81	1255	9.14	1308	10.4	1391	11.7	1413	13.0
1800	2400	1249	8.41	1267	9.09	1320	10.5	1372	11.9	1441	13.3	1469	14.6
1800	2600	1311	9.75	1337	10.5	1386	12.0	1438	13.5	1444	15.1	1526	16.6
2210	2800	1383	11.3	1408	12.1	1455	13.7	1504	15.3	1519	17.0	1596	18.7
2210	3000	1458	13.0	1482	13.8	1527	15.6	1573	17.3	1646	19.1	1658	20.8
2210	3200	1535	14.7	1557	15.7	1601	17.6	1647	19.5	1683	21.4	1729	23.3
2210	3400			1631	17.9	1674	19.8	1715	21.8	1755	23.9	1796	25.8
2210	3600							1780	24.3	1826	26.5	1868	28.6
2410	3800											1936	31.6
2410	4000											2006	34.9

Volume (CFM)	Outlet Velocity (FPM)	3' S.P.		3 1/2' S.P.		4' S.P.		4 1/2' S.P.		5' S.P.		5 1/2' S.P.	
		rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp
1810	2000	1525	15.6	1576	17.0								
1810	2200	1565	17.2	1616	18.8	1718	21.8						
1810	2400	1613	19.1	1660	20.8	1750	23.9	1836	27.2				
1810	2600	1665	21.1	1705	22.8	1794	26.1	1878	30.4				
1810	2800	1719	23.5	1760	25.5	1860	28.6	1944	32.7	2001	35.8	2060	39.7
1810	3000	1779	26.1	1818	27.9	1896	31.3	1988	35.1	2045	38.9	2132	42.8
2410	3200	1842	28.9	1878	30.7	1952	34.3	2018	38.3	2043	42.1	2106	46.2
2410	3400	1907	31.8	1944	33.8	2014	37.8	2080	41.8	2144	45.7	2216	49.9
2410	3600	1973	34.9	2006	37.1	2074	41.8	2141	45.2	2207	49.6	2270	53.9
2810	3800	2040	38.1	2074	40.5	2140	45.0	2202	49.5	2267	53.9	2328	58.3
2810	4000	2109	41.7	2142	44.0	2202	49.9	2266	53.7	2330	58.2	2386	62.9
2810	4200	2182	45.7	2208	48.1	2270	53.0	2334	58.0	2391	62.5	2446	67.4
2810	4400	2251	49.8	2280	51.4	2338	56.9	2398	61.7	2455	67.7	2510	73.1
2810	4600			2350	56.8	2408	62.1	2466	67.5	2520	73.0		
2810	4800			2420	61.6	2480	67.2	2534	72.7				
2810	5000					2550	72.6						

Bold figures in each column approximate maximum static efficiency selection.  
 The Standard AMCA pressure range is shown by the shaded areas. Fans may be used up to the maximum RPM listed above for each fan class.

Performance shown is for SilentVane fans with an outlet duct. HP does not include belt drive losses.

## CAMPANAS PARA HUMOS-SERIE 200

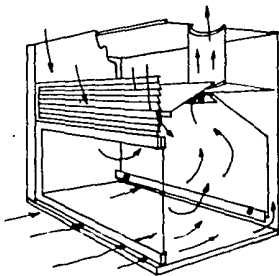
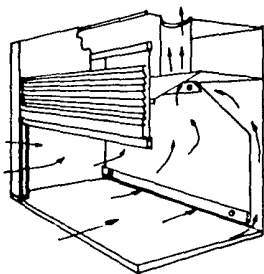


La serie 200 proporciona una mayor eficiencia de trabajo que la serie 100 al poseer un rango de trabajo entre 24.4 y 31.5 (IMPM) metros por minuto con regulación manual de la velocidad del aire dentro de la campana por medio de deflectores interiores y rejillas al frente que proporcionan un menor flujo de aire en la parte inferior de la puerta de guillotina. Estos valores varían según la forma de operación, localización de la campana, flujos de aire en el inmueble y en el sistema de extracción.

CAT. Nº	DIMENSIONES EXTERIORES (CM)			TIPO ACERO	ÁREA DE LA PUERTA (M <sup>2</sup> )
	FRENTE	ALTO	FONDO		
02160	125	140	65	304	*0.666
02161	125	140	65	316	*0.666

\*Metros cuadrados con la puerta abierta

Fabricada totalmente en acero inoxidable calibre N° 20, tipos 304 ó 316. Consta de puerta de guillotina con marco en acero inoxidable, contrapesos de plomo en los postes frontales, ventana en cristal inastillable de 6 mm y difusores en acero inoxidable.



Las campanas Lux-Lab serie 200 están diseñadas para operar a 35.3 (IMPM) metros por minuto con la puerta abierta, y cerrándola se reducen los (M<sup>2</sup>) metros cuadrados en el área abierta de la puerta y se produce un incremento en la velocidad del aire que circula dentro de la campana.

## CAMPANAS PARA HUMOS-CALCULO

La velocidad en la puerta de la campana es un parámetro variable, seleccionable según los actuales y futuros tipos de contaminantes a usar dentro de las campanas de humos.

Esta es la velocidad que *capturará y contendrá* con seguridad los contaminantes en la campana, evitando fugas. El cuadro inferior proporciona sugerencias de velocidades en la puerta en función de los materiales a utilizar dentro de la campana. Es importante checar con el proyectista del edificio o un ingeniero mecánico la compensación del aire extraído por la campana para evitar flujos de aire (corrientes) en el local.

NOTA: Favor de revisar las reglamentaciones sanitarias existentes en la localidad para la expulsión de humos al medio ambiente

NATURALEZA DE LOS MATERIALES MANEJADOS	OPERACIÓN	VELOCIDAD EN LA CORTINA	
		MÁXIMO	MÍNIMO
"A" Altamente tóxicos	Materiales extremadamente tóxicos o peligrosos como tetraóxido de plomo, componentes de bario, carbonos metálicos, carcinógenos volátiles, ácido perclórico, etc.	45.7* 150"	38.1* 125"
"B" Moderadamente tóxicos usados generalmente en laboratorios	Materiales en rango medio de toxicidad o peligrosidad y para los de uso general en laboratorios.	38.1* 125"	30.4* 100"
"C" No tóxicos	Materiales de baja toxicidad como acetona, etanol, etc.	30.4* 100"	24.4* 80"

\*FPM pies por minuto.

\*MPM metros por minuto

La línea de muebles para laboratorio Lux-Lab ofrece diferentes tipos y diseños de muebles y campanas para casi todas las necesidades. Si usted llegara a necesitar algo sumamente especializado, nuestro departamento de ingeniería lo desarrolla.