

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN  
DE AREAS DE PRODUCCIÓN EN LABORATORIOS  
FARMACÉUTICOS**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECÁNICO**

**MANUEL HUMBERTO AZAHUANCHE ASMAT**

PROMOCIÓN 2001-II

LIMA-PERÚ

2006

# ÍNDICE

	Pag.
PROLOGO.....	1
<b>CAPITULO I</b>	
INTRODUCCION.....	4
<b>CAPITULO II</b>	
<b>FUNDAMENTO TEÓRICO PARA EL SISTEMA DE CLIMATIZACION</b>	
2.1 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	7
2.1.1 Flujograma para el cálculo de carga térmica.....	8
2.2 PSICOMETRÍA.....	9
2.2.1 Definición.....	9
2.2.2 Composición del aire seco.....	9
2.2.3 Composición del aire húmedo.....	9
2.2.4 Presión atmosférica en función a la altitud.....	10
2.2.5 Ley de Dalton de las presiones parciales.....	10
2.2.6 Presión de saturación del vapor de agua, mediante ecuaciones.....	11
2.2.7 Parámetros de humedad.....	12

2.2.8	Relaciones matemáticas de gas perfecto para el aire seco y el aire húmedo.....	14
2.2.9	Cálculos numéricos de las propiedades del aire húmedo.....	15
2.2.10	Líneas de proceso en la carta psicrometrica.....	17
2.2.11	Cálculo del calor sensible .....	18
2.2.12	Cálculo del calor latente.....	18
2.2.13	Cálculos de procesos sensibles y latentes combinados.....	19
2.2.14	Mezcla adiabática de dos corrientes de aire.....	19
2.2.15	Determinación de las condiciones del aire de suministro.....	22
2.2.16	Relación de calor sensible.....	25
2.2.17	Línea RSHF o línea de condiciones.....	28
2.2.18	Línea de proceso del serpentín.....	29
2.2.19	Factor de contacto y Factor de bypass.....	30
2.2.20	Temperatura superficial efectiva del serpentín.....	31
2.2.21	Cálculo de la capacidad del equipo de aire acondicionado.....	34
2.2.22	Equipos involucrados en un proceso de deshumidificación....	42
2.3	<b>DESHUMIDIFICACIÓN QUÍMICA.....</b>	<b>43</b>
2.3.1	Sorbente.....	43
2.3.2	Adsorbente.....	43
2.3.3	Absorbente.....	43
2.3.4	Calor de reacción.....	43
2.3.5	Calor de reactivación.....	43
2.3.6	Calor de regeneración.....	43
2.3.7	Adsorción.....	43
2.3.8	Deshumidificadores por adsorción.....	45

2.3.9	Proceso de adsorción en la carta psicrometrica.....	46
2.3.10	Aplicaciones de los deshumidificadores químicos.....	50
2.3.11	Cálculo y selección de un deshumedecedor de silicagel.....	50
2.4	<b>CÁLCULO DE LOS CAUDALES QUE PERMITAN MANTENER LAS PRESIONES DIFERENCIALES EN LOS AMBIENTES.....</b>	<b>58</b>
2.4.1	Presurización.....	58
2.4.2	Ecuación para el cálculo de los caudales de presurización.....	58
2.4.3	Diseño de ambientes con presiones diferenciales .....	60
2.5	<b>DISEÑO DE DUCTOS MEDIANTE ECUACIONES.....</b>	<b>61</b>
2.5.1	Datos iniciales.....	62
2.5.2	Parámetros asumidos y datos del material del ducto.....	63
2.5.3	Cálculos.....	64
2.5.4	Cálculo de pérdidas secundarias.....	68
2.6	<b>SISTEMAS DE AGUA HELADA.....</b>	<b>70</b>
2.6.1	Diseño de tuberías de agua helada.....	70
2.6.2	Demostración del factor 2.4 GPM / ton.....	77
2.6.3	Dimensionamiento de tuberías de agua helada.....	79
2.6.4	Cálculo de la capacidad de un chiller.....	79
2.6.5	Selección de bombas para un chiller.....	80
2.6.6	Sala de maquinas y sus accesorios.....	83
2.6.7	Manejadoras de aire.....	93
2.6.8	Diseño de bases flotantes para los chillers y las bombas.....	96
2.6.9	Diseño del sistema de condensación.....	96

2.7	SELECCIÓN DE TUBERÍAS DE COBRE PARA LOS EQUIPOS DE EXPANSIÓN DIRECTA.....	101
2.7.1	Recomendaciones generales.....	101
2.7.2	Tuberías de liquido.....	104
2.7.3	Tuberías de succión.....	106
2.7.4	Tablas de tuberías de liquido y succión.....	109
2.7.5	Longitud equivalente de accesorios.....	109
2.8	CUARTOS LIMPIOS.....	109
2.8.1	Terminología.....	109
2.8.2	Clasificación del aire en los cuartos limpios.....	116
2.8.3	Aplicaciones de los cuartos limpios.....	117
2.8.4	Fuentes de generación y control de partículas.....	119
2.8.5	Tipos de flujo del aire.....	121
2.8.6	Evaluación de cuartos limpios.....	123
2.8.7	Espacios limpios farmacéuticos y de biomanufactura.....	124
2.8.8	Recomendaciones de diseño para cuartos limpios farmacéuticos.....	126
2.8.9	Puesta en marcha y calificación de los cuartos limpios farmacéuticos.....	131
2.9	SISTEMAS DE FILTRACIÓN DE AIRE.....	135
2.9.1	Polvo atmosférico.....	135
2.9.2	Limpieza por ventilación de aire.....	136
2.9.3	Evaluación de los limpiadores de aire.....	138
2.9.4	Mecanismos de colección de partículas.....	142
2.9.5	Tipos de limpiadores de aire.....	144

2.9.6	Tipo de filtros y su funcionamiento.....	145
2.9.7	Selección y mantenimiento de los filtros.....	153
2.9.8	Instalación de los filtros.....	154
2.9.9	Normas de seguridad.....	156
2.9.10	Colectores de polvo.....	157

## **CAPITULO III**

### **NORMAS DE REFERENCIA**

3.1	Buenas practicas de manufactura (BPM).....	159
3.2	Sociedad americana de ingenieros en refrigeración, calefacción y aire acondicionado (ASHRAE) .....	160
3.3	Sociedad nacional de contratistas de ductos y aire acondicionado (SMACNA).....	160
3.4	Asociacion para el movimiento y control del aire(AMCA).....	161
3.5	Instituto de refrigeración y aire acondicionado (ARI).....	161
3.6	Asociación nacional para la proteccion contraincendio (NFPA) .....	161
3.7	Código Nacional de Electricidad (CNE).....	161

## **CAPITULO IV**

### **METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE UN LABORATORIO FARMACEUTICO.**

4.1	INFORMACION GENERAL DEL PROYECTO.....	163
4.2	IDENTIFICACIÓN DE AREAS.....	163

4.3	NIVELES DE PRESIÓN, SENTIDO DE FLUJOS DE AIRE, EXTRACCIÓN DE POLVOS Y NUMERACIÓN DE PUERTAS.....	164
4.4	DATOS PARA EL CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	165
4.5	CÁLCULO DE LOS CAUDALES POR NÚMERO DE RENOVACIONES.....	165
4.6	CÁLCULO DE CAUDALES A TRAVÉS DE PUERTAS PARA MANTENER LAS PRESIONES DIFERENCIALES.....	166
4.7	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	166
4.7.1	Relación de ambientes con su respectiva carga térmica.....	166
4.8	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS POR CARGA TÉRMICA.....	166
4.8.1	Relación de los ambientes con su respectiva capacidad de equipos por carga térmica.....	167
4.9	BALANCE CAUDALES DEL SISTEMA.....	167
4.9.1	Relación de ambientes con caudales de insuflamiento, retorno, polvos y extracción de aire.....	171
4.10	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES DE AIRE.....	171
4.11	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS INVOLUCRADOS EN UN PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN.....	172
4.11.1	Condiciones del aire.....	172
4.11.2	Aire de insuflamiento.....	174
4.11.3	Aire en el ducto de by pass.....	174
4.11.4	Flujo de masa de insuflamiento ( $m_i$ ).....	175
4.11.5	Volumen de proceso ( $V_p$ ).....	175

4.11.6	Capacidad del equipo "A" de aire acondicionado.....	175
4.11.7	Capacidad del equipo "B" de aire acondicionado.....	176
4.11.8	Selección del deshumidificador.....	179
4.12	RELACIÓN DE LOS AMBIENTES CON SU RESPECTIVA CAPACIDAD DE EQUIPOS CALCULADOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES O CARGA TÉRMICA, DE ACUERDO CON EL BALANCE DE CAUDALES.....	181
4.13	CAUDAL DE LOS COLECTORES DE POLVO.....	182
4.14	CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, CAUDALES DE LOS INYECTORES Y EXTRACTORES DE AIRE SEGÚN ZONIFICACION DE AMBIENTES AFINES.....	182
4.15	SELECCIÓN Y ANALISIS DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO VIABLES.....	183
4.15.1	Ambientes con sistemas de agua helada.....	183
4.15.2	Ambientes con sistemas de Expansión directa.....	183
4.16	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL CHILLER.....	184
4.17	SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	184
4.18	DISEÑO DE SISTEMAS.....	185
4.18.1	Cálculo y diseño de ductos.....	185
4.18.2	Cálculo y selección de difusores y rejillas.....	186
4.18.3	Selección de tuberías de cobre.....	186
4.18.4	Diseño de tubería para agua helada y condensado.....	187
4.18.5	Esquemas de principio de cada equipo ó sistema.....	187
4.19	ELABORACIÓN DE PLANOS.....	188
4.19.1	Planos de planta y corte.....	188



4.19.2	Planos de detalles.....	188
4.20	CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN DUCTOS.....	189
4.20.1	Pérdidas primarias.....	189
4.20.2	Pérdidas secundarias.....	189
4.21	CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN TUBERÍAS.....	189
4.22	RELACION DE CAUDALES, CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA Y POTENCIA DE LOS VENTILADORES DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, INYECCIÓN DE AIRE, EXTRACCIÓN DE AIRE Y COLECTORES DE POLVO.....	190
4.23	SELECCIÓN DE BOMBAS PARA AGUA HELADA Y CONDENSACIÓN.....	191
4.23.1	Bombas para agua helada.....	191
4.23.2	Bombas para ele sistema de condensación.....	191
4.23.3	Diseño de la sala de maquinas.....	191
4.24	RELACION DE EQUIPOS CON SUS CARACTERÍSTICAS MECANICASELECTRICAS.....	192
4.25	METRADOS.....	194
4.26	COSTOS Y PRESUPUESTOS.....	194
4.27	MEMORIAS DESCRIPTIVAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	194
4.27.1	Memoria Descriptiva.....	194
4.27.2	Especificaciones Técnicas.....	196
4.28	PLANOS FINALES CON TABLA DE EQUIPOS, DETALLES Y NOTAS.....	197

4.29 IMPRESIONES Y PLOTEO DE PLANOS.....	197
4.30 FIN DEL PROYECTO.....	198

## **CAPITULO V**

### **APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICINADO DEL LABORATORIO FARMACÉUTICO “CORPORACIÓN MÉDICA”.**

5.1 INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO.....	199
5.1.1 Condiciones internas de cada zona .....	199
5.1.2 Áreas generadoras de polvo y sus caudales de extracción....	200
5.2 IDENTIFICACIÓN DE AREAS.....	201
5.3 NIVELES DE PRESIÓN, SENTIDO DE FLUJOS DE AIRE, EXTRACCIÓN DE POLVOS Y NUMERACIÓN DE PUERTAS .....	202
5.4 DATOS PARA EL CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	202
5.5 CÁLCULO DE LOS CAUDALES POR NÚMERO DE RENOVACIONES.....	202
5.6 CÁLCULO DE CAUDALES A TRAVÉS DE PUERTAS PARA MANTENER LAS PRESIONES DIFERENCIALES.....	203
5.7 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	203
5.7.1 Relación de ambientes con su respectiva carga térmica.....	203
5.8 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS POR CARGA TÉRMICA.....	203
5.8.1 Relación de los ambientes con su respectiva capacidad de equipos por carga térmica.....	205

5.9	BALANCE DE CAUDALES DEL SISTEMA.....	206
5.9.1	Relación de ambientes con caudales de insuflamiento, retorno, polvos y extracción de aire.....	210
5.10	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES DE AIRE.....	211
5.11	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS INVOLUCRADOS EN UN PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN.....	215
5.11.1	Condiciones del aire.....	215
5.11.2	Aire de insuflamiento.....	217
5.11.3	Aire en el ducto de By Pass.....	217
5.11.4	Flujo de masa de insuflamiento ( $m_i$ ) .....	217
5.11.5	Volumen de proceso ( $V_p$ ) .....	217
5.11.6	Capacidad del equipo "A" de aire acondicionado.....	218
5.11.7	Capacidad del equipo "B" de aire acondicionado.....	218
5.11.8	Selección del deshumidificador.....	219
5.12	RELACIÓN DE LOS AMBIENTES CON SU RESPECTIVA CAPACIDAD DE EQUIPOS CALCULADOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES O CARGA TÉRMICA, DE ACUERDO CON EL BALANCE DE CAUDALES.....	221
5.13	CAUDAL DE LOS COLECTORES DE POLVO.....	222
5.14	CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONCIONADO, CAUDALES DE LOS INYECTORES Y EXTRACTORES DE AIRE SEGÚN ZONIFICACION DE AMBIENTES AFINES.....	223
5.15	SELECCIÓN Y ANALISIS DE LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO VIABLES.....	223

5.16	CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL CHILLER.....	224
5.17	SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	227
5.18	DISEÑO DE SISTEMAS.....	228
5.18.1	Cálculo y diseño de ductos.....	228
5.18.2	Cálculo y selección de difusores y rejillas.....	230
5.18.3	Selección de tuberías de cobre.....	231
5.18.4	Diseño de tuberías para agua helada y condensado.....	232
5.18.5	Esquemas de principio de cada equipo ó sistema.....	233
5.19	ELABORACIÓN DE PLANOS.....	234
5.19.1	Planos de planta y corte.....	234
5.19.2	Planos de detalles.....	234
5.20	CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN DUCTOS.....	234
5.20.1	Pérdidas primarias.....	235
5.20.2	Pérdidas secundarias.....	236
5.21	CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN TUBERIAS.....	244
5.21.1	Caídas de presión en sistemas de agua helada.....	244
5.21.2	Caídas de presión en sistemas de agua de condensado.....	244
5.22	RELACION DE CAUDALES, CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA Y POTENCIA DE LOS VENTILADORES DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, INYECCIÓN DE AIRE, EXTRACCIÓN DE AIRE Y COLECTORES DE POLVO.....	245
5.23	SELECCIÓN DE BOMBAS PARA AGUA HELADA Y CONDENSACIÓN.....	245
5.23.1	Bombas para agua helada.....	245

5.23.2	Bombas para el sistema de condensación.....	246
5.23.3	Diseño de la sala de máquinas.....	246
5.24	RELACION DE EQUIPOS CON SUS CARACTERÍSTICAS MECANICAS ELECTRICAS.....	247
5.25	METRADOS.....	247
5.26	COSTOS Y PRESUPUESTOS.....	247
5.27	MEMORIAS DESCRIPTIVAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS....	248
5.28	PLANOS FINALES CON TABLA DE EQUIPOS, DETALLES Y NOTAS.....	248
5.29	IMPRESIONES Y PLOTEO DE PLANOS.....	248
5.30	FIN DEL PROYECTO.....	248

## **CAPITULO VI**

### **COSTOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION.**

6.1	METRADO.....	249
6.2	COSTOS UNITARIOS Y TOTALES.....	249

<b>CONCLUSIONES</b>	.....	250
---------------------	-------	-----

<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	.....	258
---------------------	-------	-----

<b>PLANOS</b>	.....	259
---------------	-------	-----

<b>APÉNDICES</b>	.....	260
------------------	-------	-----

## PROLOGO

En la presente tesis se desarrolla una metodología de cálculo para el sistema de aire acondicionado de un laboratorio farmacéutico, así mismo se comprueba a través del cálculo y diseño respectivo del laboratorio farmacéutico "Corporación Medica".

Forman parte de esta tesis los siguientes capítulos:

- **Introducción.-** Se indican los propósitos de la tesis y bajo que contextos se decide realizarla.
- **Fundamento teórico para el sistema de climatización.-** Se presenta toda la teoría necesaria para los cálculos de sistemas de aire acondicionado, desde cálculos de carga térmica, psicometría, diseño de ductos y tuberías, hasta diseño de salas de maquinas para chillers.
- **Normas de referencia.-** Se indica una relación de normas que se deben tener en cuenta para la realización de proyectos de aire acondicionado de ambientes de laboratorios farmacéuticos.
- **Metodología de cálculo para el diseño del sistema de aire acondicionado de un laboratorio farmacéutico.-** Se desarrolla una metodología, que en

forma lógica y secuencial nos permita elaborar proyectos de aire acondicionado de laboratorios farmacéuticos.

- Aplicación de la metodología de cálculo para el diseño del sistema de aire acondicionado del Laboratorio farmacéutico “Corporación Medica”. - En este capítulo se hace la aplicación de la metodología desarrollada en el capítulo anterior.
- Costos del sistema de climatización.-En este capítulo se presenta un metrado detallado de los equipos y accesorios necesarios para la implementación del sistema de aire acondicionado, así mismo se indican costos y precios de ventas de cada uno de estos elementos.
- Conclusiones.- Se indican los resultados obtenidos de la presente tesis como una consecuencia lógica de su elaboración.
- Bibliografía.- Se indican los libros y textos leídos que han servido de base para la elaboración de la presente tesis.
- Planos.- En este capítulo se incluyen los planos correspondientes al sistema de aire acondicionado del laboratorio farmacéutico “Corporación Medica”.
- Apéndices.- Aquí se incluyen tablas de datos, gráficos, catálogos, programas, etc., que complementan la comprensión de la presente tesis.

Es importante mencionar que en el ambiente laboral las unidades de medidas que se utilizan en refrigeración y aire acondicionado no son únicas, es decir en los catálogos, las bibliografías y en la comunicación entre profesionales se utilizan indistintamente unidades inglesas, métricas e

internacionales; en tal sentido el ingeniero tiene que estar capacitado para manejarse dentro de cualquier sistema de unidades, por lo tanto dejamos en claro que esta tesis no utiliza un único sistema de unidades.

Finalmente quisiéramos manifestar nuestro eterno agradecimiento al ingeniero Daniel Herencia Quispe, por habernos mostrado profesionalmente el camino a seguir, así mismo reafirmamos nuestro compromiso de desarrollar nuestra profesión con uno de los valores que siempre nos inculcó la "Honradez".



# **CAPITULO I**

## **INTRODUCCION**

En objetivo de la presente tesis es desarrollar una metodología de cálculo para el sistema de aire acondicionado de un laboratorio farmacéutico, así mismo comprobarla a través del cálculo y diseño correspondiente al laboratorio farmacéutico "Corporación Medica", ubicado en la Av. Venezuela 1545 – Distrito de San Miguel – Departamento de Lima - Perú.

Es importante mencionar que el aire acondicionado es una aplicación de la refrigeración, y básicamente esta orientado a generar condiciones de confort para las personas y/o condiciones ambientales especiales para la fabricación de ciertos productos.

Así mismo podemos indicar en forma general que el profesional que se dedica a esta disciplina deberá tener conocimientos sólidos de termodinámica, mecánica de fluidos, transferencia de calor, turbo maquinas, electricidad y principalmente la capacidad de diseñar y crear sistemas mecánicos que se complementen con las otras disciplinas de la ingeniería.

En el ejercicio de mi vida profesional se presentó la oportunidad de diseñar el sistema de aire acondicionado para todas las áreas de producción de un

laboratorio farmacéutico, hasta ese entonces todos los sistemas que había diseñado eran de aplicación comercial y para el confort de las personas, el tema del laboratorio era una aplicación industrial de lo que venía realizando, tenía ciertas nociones y principios, pero no eran suficientes para calcular y diseñar todo el sistema de aire acondicionado del laboratorio.

Cuando empiezo a involucrarme en el desarrollo de proyecto me encuentro con conceptos como presiones diferenciales escalonadas, equipos 100% de aire exterior, sistemas de filtrado absoluto, deshumidificación química, clases de aire, colección de polvo, contaminación cruzada etc. Entonces comienzo a buscar información de cómo hacer estos cálculos y me doy con la ingrata sorpresa de que la información técnica es escasa, desordenada y que pocos profesionales conocen cabalmente los cálculos a aplicar.

En cierta bibliografía del diseño de escaleras presurizadas se encuentra la fórmula que te permite calcular los caudales a través de las puertas que permiten mantener las presiones diferenciales entre ambientes, la deshumidificación química se calcula aplicando psicometría en conjunto con las características constructivas del deshumidificador, el capítulo 15 de ASHRAE indica todo sobre cuartos limpios, el tema de filtros se puede aprender de la Asociación Nacional de Filtros de Aire (NAFA) etc.

Bajo este contexto es que decido desarrollar una metodología de cálculo que nos permita diseñar en forma lógica y secuencial cualquier proyecto de aire

acondicionado de laboratorios farmacéuticos, para lo cual en esta tesis e acopiado toda la bibliografía y catálogos necesarios.

Así mismo quiero indicar que se han aplicado cálculos matemáticos para la solución de ciertos problemas de ingeniera donde comúnmente se usan tablas y/o ábacos, en esta tesis por ejemplo se calculan mediante ecuaciones las propiedades del aire para cualquier altitud, es decir la carta psicrométrica mediante ecuaciones, se calculan diámetros de tuberías para agua helada y de ductos para aire mediante un sistema de ecuaciones basadas en la mecánica de fluidos, se ha realizado programas en Excel para el cálculo de carga térmica, balance de flujos de aire en ambientes, cálculos de capacidades de equipos, cálculo de flujos de aire a través de puertas.

## **CAPITULO II**

### **FUNDAMENTO TEÓRICO PARA EL SISTEMA DE CLIMATIZACION**

#### **2.1 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA**

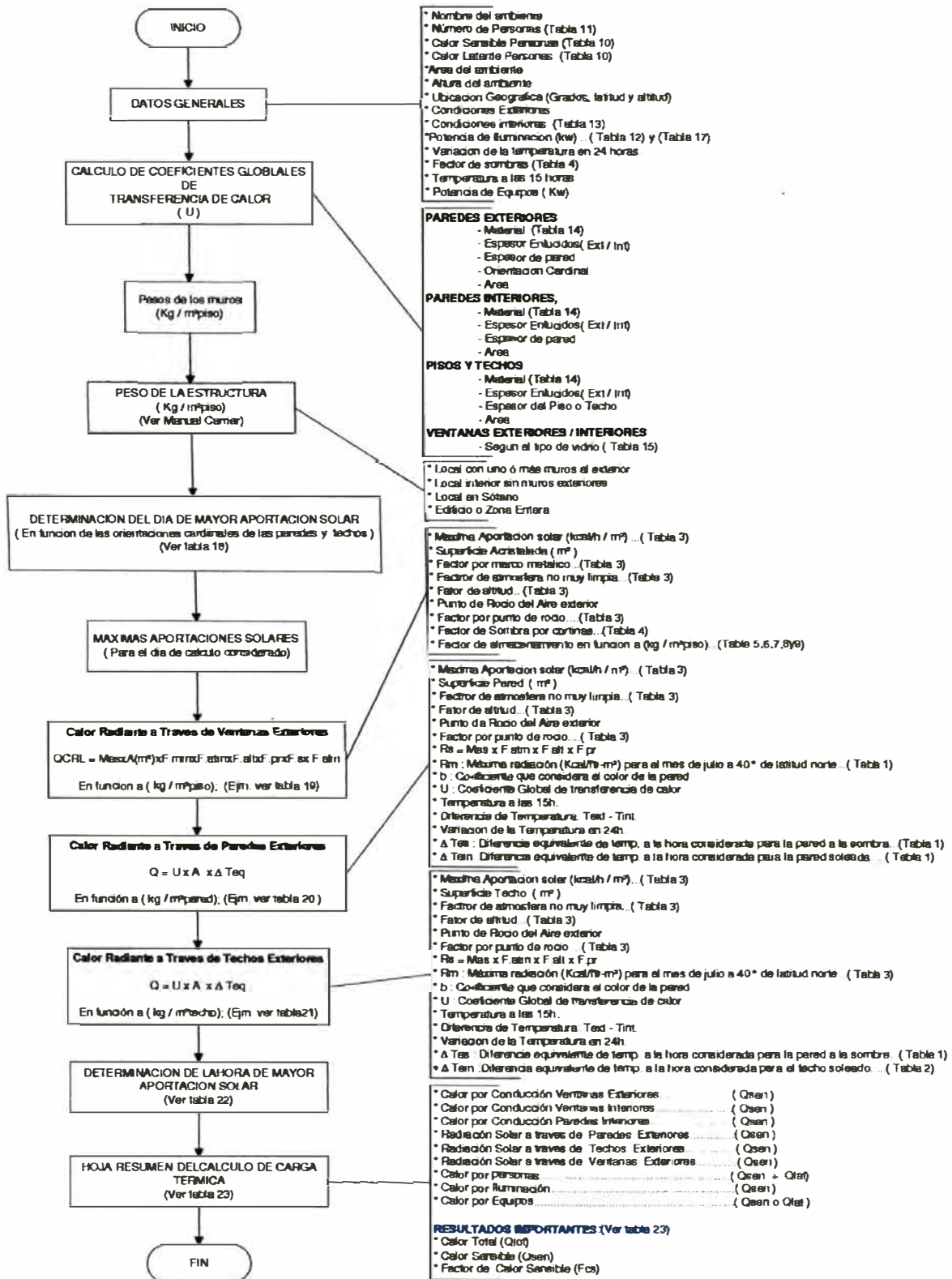
Siendo la radiación solar y la diferencia de temperaturas variables durante el día, la intensidad de flujo de calor también lo será, lo cual hace complicado su cálculo por ser un sistema no permanente.

Para el cálculo del flujo de calor se ha recurrido al concepto de **DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA**, definida como la diferencia entre las temperaturas del aire exterior e interior que produce el mismo flujo de calor al local que la originada por los dos fenómenos en forma simultanea, es decir la variación de la radiación solar y la variación de la temperatura exterior.

##### **2.1.1 Flujograma para el cálculo de carga térmica**

Los cálculos de carga térmica se han realizado mediante un programa hecho en Excel el cual tiene como base el siguiente flujograma:

## FLUJOGRAMA PARA EL CALCULO DE CARGA TERMICA MEDIANTE EL METODO DE DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA



## 2.2 PSICROMETRIA

### 2.2.1 Definición

Trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano.

### 2.2.2 Composición del aire seco

La composición porcentual en volumen del aire seco es la siguiente: Nitrógeno 78.084%, Oxígeno 20.9476%, Argón 0.934%, Dióxido de carbono 0.0314%, Neon 0.001818%, Helio 0.000524%, Metano 0.00015%, Dióxido Sulfúrico de 0 a 0.0001%, Hidrógeno 0.00005%, y componentes menores como Kriptón, Xenón y Ozono, 0.0002%.

El peso molecular del aire seco es 28.9645, basado en la escala del carbono-12. La constante particular del aire seco es:

$$Rda = \frac{1545.32}{28.9345} = 53.352 \left( \frac{ft \times Lb}{Lb \times ^\circ R} \right) \quad (E2-1)$$

### 2.2.3 Composición del aire húmedo

Es una mezcla mecánica de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua en el aire húmedo varía desde cero hasta un máximo que depende de la temperatura y la presión, las condiciones máximas se refieren a la saturación, estado

neutral de equilibrio entre el aire húmedo y la fase de agua condensada.

El peso molecular del agua es 18.01528, basado en la escala del carbono-12. La constante particular del vapor de agua es:

$$R_w = \frac{1545.32}{18.01528} = 85.778 \left( \frac{ft \times Lb}{Lb \times ^\circ R} \right) \quad (E2-2)$$

#### 2.2.4 Presión atmosférica en función a la altitud

La siguiente formula calcula la presión atmosférica en función a la altitud y es precisa entre  $-5,000m$  y  $+11,000m$ .

$$P = P_o \times \left( 1 - 2.25577 \times 10^{-6} \times msnm \right)^{5.2559} \quad (E2-3)$$

$P_o$  = Presión Atmosférica al nivel del mar = 14.696 Psia.

#### 2.2.5 Ley de Dalton de las presiones parciales

Esta ley establece que en cualquier mezcla mecánica de gases y vapores (aquellas que no se combinan químicamente); cada gas o vapor en la mezcla ejerce una presión parcial individual que es igual a la presión que el gas ejercería si éste sólo ocupase todo el volumen, la presión total de la mezcla gaseosa es igual a la suma de las presiones parciales.

El aire obedece a la ley de Dalton, debido a que es una mezcla de gases y vapor de agua. Por lo tanto, la presión barométrica total siempre será igual a la suma de las presiones parciales ejercidas por los gases secos y por el vapor de agua.

### 2.2.6 Presión de saturación del vapor de agua, mediante ecuaciones.

Es la presión parcial que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenido en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire.

Presión de saturación (−148°F hasta +32°F):

$$\ln(P_{ws}) = \left( \frac{C_1}{T} \right) + C_2 + C_3 \times T + C_4 \times T^2 + C_5 \times T^3 + C_6 \times T^4 + C_7 \times \ln(T) \quad (\text{E2-4})$$

Presión de saturación (+32°F hasta +392°F):

$$\ln(P_{ws}) = \left( \frac{C_8}{T} \right) + C_9 + C_{10} \times T + C_{11} \times T^2 + C_{12} \times T^3 + C_{13} \times \ln(T) \quad (\text{E2-5})$$

Donde:

$$\begin{aligned} C_1 &= -1.0214165E + 04 & C_2 &= -4.8932428E + 00 \\ C_3 &= -5.3765794E - 03 & C_4 &= +1.9202377E - 07 \\ C_5 &= +3.5575832E - 10 & C_6 &= -9.0344688E - 14 \\ C_7 &= +4.1635019E + 00 & C_8 &= -1.0440397E + 04 \\ C_9 &= -1.1294650E + 01 & C_{10} &= -2.7022355E - 02 \end{aligned}$$



$$C_{11} = +1.2890360E - 05 \quad C_{12} = -2.4780681E - 09$$

$$C_{13} = +6.5459673E + 00.$$

$P_{ws}$  = Presión de saturación, (Psia)

$T$  = Temperatura absoluta, ( $^{\circ}R$ ).  $^{\circ}R = ^{\circ}F + 459.67$

## 2.2.7 Parámetros de humedad.

$M_w$  : Masa de vapor de agua.

$M_{da}$  : Masa de aire seco.

$V$  : Volumen total de la muestra.

### 2.2.7.1 Razón de humedad.

$$W = \frac{M_w}{M_{da}} \quad (E2-6)$$

### 2.2.7.2 Humedad específica ( $\gamma$ )

$$\gamma = \frac{M_w}{(M_w + M_{da})} \quad (E2-7)$$

En términos de la razón de humedad

$$\gamma = \frac{W}{(1+W)} \quad (E2-8)$$

### 2.2.7.3 Humedad absoluta ( $dv$ )

También se le denomina densidad del vapor de agua, y es la razón entre la masa de vapor de agua y el volumen total de la muestra.

$$dv = \frac{M_w}{V} \quad (E2-9)$$

#### 2.2.7.4 Densidad del aire húmedo ( $\rho$ )

$$\rho = \frac{(M_{da} + M_w)}{V} \quad (E2-10)$$

#### 2.2.7.5 Razón de humedad saturada $W_{s(t,p)}$

Es la razón de humedad del aire húmedo saturado respecto al agua (o hielo) a las mismas condiciones de temperatura (t), y presión (p).

#### 2.2.7.6 Grado de saturación $\mu$

A las mismas condiciones de temperatura (t), y presión (p).

$$\mu = \left[ \frac{W}{W_s} \right]_{t,p} \quad (E2-11)$$

#### 2.2.7.7 Humedad relativa $\phi$

$$\phi = \left( \frac{P_w}{P_{ws}} \right)_{p,t} \quad (E2-12)$$

#### 2.2.7.8 Temperatura de punto de rocío mediante ecuaciones $Td$ .

Para temperaturas comprendidas entre 32°F hasta 200°F:

$$td = C_{14} + C_{15} \times \alpha + C_{16} \times \alpha^2 + C_{17} \times \alpha^3 + C_{18} \times (P_w)^{0.1984} \quad (E2-13)$$

Para temperaturas bajo 32°F:

$$td = 90.12 + 26.142 \times \alpha + 0.8927 \times \alpha^2 \quad (E2-14)$$

Donde:

$$C_{14} = 100.45$$

$$C_{15} = 33.193$$

$$C_{16} = 2.319$$

$$C_{17} = 0.17074$$

$$C_{18} = 1.2063$$

td = Temperatura de punto de rocío (°F).

$$\alpha = \ln(P_w) \quad (E2-15)$$

## 2.2.8 Relaciones matemáticas de gas perfecto para el aire seco y el aire húmedo.

**Aire Seco:**

$$p_{da} \times V = m_{da} \times R_{da} \times T = 53.3 \times m_{da} \times T \quad (E2-16)$$

**Vapor de Agua:**

$$p_w \times V = m_w \times R_w \times T = 85.7 \times m_w \times T \quad (E2-17)$$

Donde:

$P_{da}$  : Presión Parcial del Aire Seco (Psi)

$P_w$  : Presión Parcial del vapor de agua (Psi)

$V$  : Volumen total de la mezcla (Pie<sup>3</sup>)

$m_{da}$  : Masa de aire seco (Lb)

$m_w$  : Masa de vapor de agua (Lb)

$R_{da}$  : Constante Particular del Aire  $53.3 \left( \frac{ft \cdot Lbf}{Lbmol \cdot ^\circ R} \right)$

$R_w$  : Constante Particular del Agua  $85.7 \left( \frac{ft \cdot Lbf}{Lbmol \cdot ^\circ R} \right)$

$T$  : Temperatura de la Mezcla (°R);  $^\circ R = ^\circ F + 459.67$

## 2.2.9 Cálculos numéricos de las propiedades del aire húmedo

### 2.2.9.1 Datos:

Temperatura de Bulbo Seco : TBS

Temperatura de Bulbo Húmedo : TBH

Altitud : msnm

### 2.2.9.2 Presión de saturación evaluada a la TBS

Con la ecuación E2-4 ó E2-5 se puede calcular:

$$\text{Presión de Saturación a la TBS} = P_{ws(TBS)} \quad (\text{E2-18})$$

### 2.2.9.3 Presión de Saturación a la TBH

Con la ecuación E2-4 ó E2-5 se puede calcular:

$$\text{Presión de Saturación a la TBH} = P_{ws(TBH)} \quad (\text{E2-19})$$

### 2.2.9.4 Presión Atmosférica

Con la ecuación E2-3 calculamos la presión atmosférica "P":

$$P = P_0 \times \left(1 - 2.25577 \times 10^{-6} \times \text{msnm}\right)^{5.2559} \quad (\text{E2-20})$$

### 2.2.9.5 Presión Parcial de Vapor (Pw)

$$P_w = P_{ws(TBH)} + \frac{(P_{atm} - P_{ws(TBH)}) \times (TBS - TBH)}{2830 - 1.43 \times TBS} \dots [\text{Psia}] \quad (\text{E2-21})$$

### 2.2.9.6 Presión Parcial del Aire Seco (Pda):

$$P_{da} = P_{atm} - P_w \dots \dots \dots [\text{Psia}] \quad (\text{E2-22})$$

**2.2.9.7 Relación de Humedad (W)**

$$W = \frac{m_w}{m_{da}} = 0.622 \times \left( \frac{P_w}{P_{da}} \right) \dots\dots\dots [\text{Psia}] \quad (\text{E2-23})$$

**2.2.9.8 Masa de Aire Seco ( $m_{da}$ )**

$$m_{da} = \left( \frac{m_{aire}}{1 + w} \right) \dots\dots\dots [\text{Lb}] \quad (\text{E2-24})$$

**2.2.9.9 Masa de vapor de agua ( $m_w$ ):**

$$m_w = \left( \frac{w}{1 + w} \right) \times (m_{aire}) \dots\dots\dots [\text{Lb}] \quad (\text{E2-25})$$

**2.2.9.10 Humedad Relativa (HR):**

$$HR = \left( \frac{P_w}{P_{ws(TBS)}} \right) \times 100 \dots\dots\dots [\%] \quad (\text{E2-26})$$

**2.2.9.11 Volumen específico del aire seco ( $V_{da}$ )**

$$V_{da} = \frac{53.3 \times (^\circ F + 459.67)}{144 \times P_{da}} \dots\dots\dots [\text{Pie}^3 / \text{Lb}] \quad (\text{E2-27})$$

**2.2.9.12 Entalpia Especifica del Aire Húmedo ( h )**

$$h = C_p \times T + W \times (1061 + 0.444 \times T) \dots\dots \left[ \frac{\text{Btu}}{\text{Lb}_{da}} \right] \quad (\text{E2-28})$$

Donde:

$$C_p = C_1 \times T^4 + C_2 \times T^3 + C_3 \times T^2 + C_4 \times T + C_5$$

$$C_1 = -2.0921943 \times 10^{-14} \quad C_2 = 2.5588383 \times 10^{-11}$$

$$C_3 = 1.2900877 \times 10^{-8} \quad C_4 = 5.8045267 \times 10^{-6}$$

$$C_5 = 0.23955919; \quad T = [^\circ F]$$

### 2.2.9.13 Punto de Rocío (DP)

Se calcula según las formulas E2-13 ó E2-14.

### 2.2.10 Líneas de proceso en la carta psicrométrica

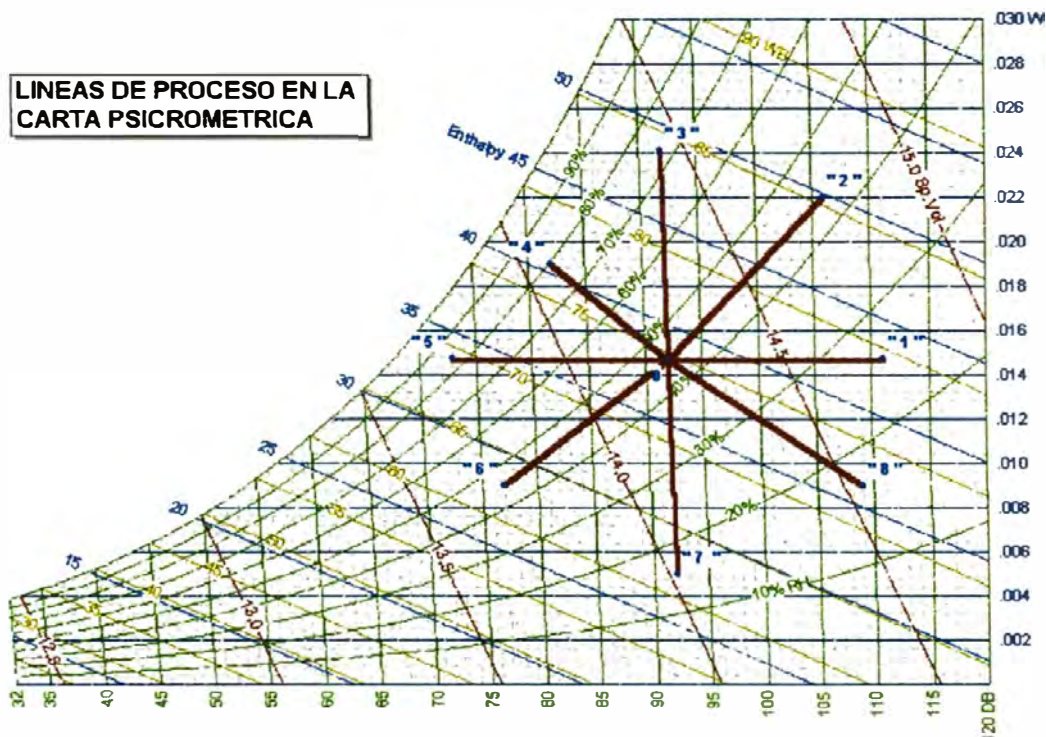


FIG. 1 : LINEAS DE PROCESO EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.

**Tabla 24 PROCESOS EN LA CARTA PSICROMETRICA**

Proceso	Nombre	DB	WB	HR	h	W	V	Dp
0 - 1	Calentamiento Sensible	A	A	D	A	C	A	C
0 - 2	Calentamiento con Humidificación	A	A	A ó D	A	A	A	A
0 - 3	Humidificación	C	A	A	A	A	A	A
0 - 4	Enfriamiento con Humidificación	D	A ó D	A	A ó D	A	A ó D	A
0 - 5	Enfriamiento Sensible	D	D	A	D	C	D	C
0 - 6	Enfriamiento con Deshumidificación	D	D	A ó D	D	D	D	D
0 - 7	Deshumidificación	C	D	D	D	D	D	D
0 - 8	Calentamiento con Deshumidificación	A	D	D	D	D	A	D

#### Legenda:

DB: Temperatura de Bulbo Seco

WB: Temperatura de Bulbo Húmedo

HR: Humedad Relativa

h : Entalpía

W : Relación De Humedad

V : Volumen Especifico.

Dp: Temperatura de Punto de Rocío

A : Aumenta

C : Constante

D : Disminuye.

### 2.2.11 Cálculo del calor sensible

$$Q_s = m_a \times \Delta h_s \quad (E2-29)$$

$Q_s$  : Calor Sensible ( Kcal/h).

$m_a$  : Flujo de masa del aire seco ( Kg/h).

$\Delta h_s$  : Variación de entalpía sensible ( Kcal / kg.aire seco)

### 2.2.12 Cálculo del calor latente

$$Q_L = m_a \times \Delta h_L \quad (E2-30)$$

$Q_L$  : Calor Latente (Kcal/h).

$m_a$  : Flujo de masa del aire seco (Kg/h).

$\Delta h_L$  : Variación de entalpía Latente (Kcal / kg.aire seco)

### 2.2.13 Cálculos de Procesos Sensibles y Latentes Combinados.

$$\text{Calor Total} = \text{Calor Sensible} + \text{Calor Latente} \quad (\text{E2-31})$$

$$Q_T = Q_s + Q_L \quad (\text{E2-32})$$

$$Q_T = \dot{m}_a \times \Delta h_s + \dot{m}_a \times \Delta h_L = \dot{m}_a \times (\Delta h_s + \Delta h_L) = \dot{m}_a \times \Delta h_T \quad (\text{E2-33})$$

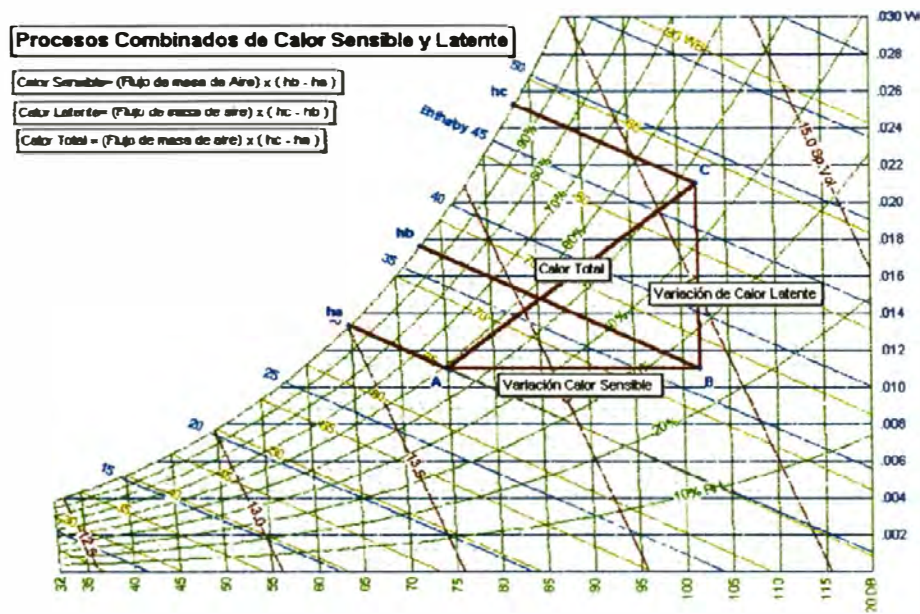


FIG. 2 : PROCESOS COMBINADOS

### 2.2.14 Mezcla adiabática de dos corrientes de aire

El proceso del mezclado de aire es aquél en el cual dos corrientes de aire se mezclan para formar una tercera corriente, este proceso se da con frecuencia en el acondicionamiento de aire, en especial cuando se mezcla aire del exterior (**E**) con aire del retorno (**R**) proveniente de los recintos.



Si se conoce las condiciones de las dos corrientes que se mezclan, se pueden calcular las condiciones después de mezclarlas (**M**).

La mezcla adiabática de dos corrientes de aire esta gobernada por 3 ecuaciones que se basan en los principios de conservación de la energía y la masa respectivamente.

#### Conservación de la Energía:

Energía Aire Exterior + Energía Aire Retorno = Energía Aire Mezcla

$$\dot{m}_E \times h_E + \dot{m}_R \times h_R = \dot{m}_M \times h_M \quad (\text{E1-34})$$

#### Conservación de la masa para el aire seco:

Masa Aire Seco Exterior + Masa Aire Seco Retorno = Masa Aire Seco Mezcla

$$\dot{m}_E + \dot{m}_R = \dot{m}_M \quad (\text{E2-35})$$

#### Conservación de la masa para el vapor de agua:

Masa Vapor Exterior + Masa Vapor Retorno = Masa Vapor Mezcla

$$\dot{m}_{WE} + \dot{m}_{WR} = \dot{m}_{WM} \quad (\text{E2-36})$$

$$W_E \times \dot{m}_E + W_R \times \dot{m}_R = W_M \times \dot{m}_M \quad (\text{E2-37})$$

De las ecuaciones (E1-34), (E1-35) y (E1-36) tenemos:

$$\frac{h_R - h_M}{h_M - h_E} = \frac{W_R - W_M}{W_M - W_E} = \frac{m_E}{m_R} \quad (\text{E2-38})$$

Desarrollando la ecuación (E2-38) y despejando tenemos:

$$h_M = h_R + \left( \frac{m_E}{m_E + m_R} \right) \times (h_E - h_R) \quad (\text{E2-39})$$

A la expresión  $\left( \frac{m_E}{m_E + m_R} \right)$  se le denomina porcentaje de aire

exterior, entonces tenemos:

$$h_M = h_R + (\% \text{ Aire Exterior}) \times (h_E - h_R) \quad (\text{E2-40})$$

$$W_M = W_R + (\% \text{ Aire Exterior}) \times (W_E - W_R) \quad (\text{E2-41})$$

$$T_M = T_R + (\% \text{ Aire Exterior}) \times (T_E - T_R) \quad (\text{E2-42})$$

Con estas ecuaciones (E2-40, E2-41 y E2-42) quedan determinadas las condiciones del punto de mezcla (M).

Es importante mencionar que cuando grafiquemos estos puntos "E", "R" y "M" en la carta psicrométrica; el punto "M" es un punto perteneciente a la línea recta que une los puntos "E" y "R", su ubicación relativa en la recta depende de la relación de masas de aire seco de "E" y "R".

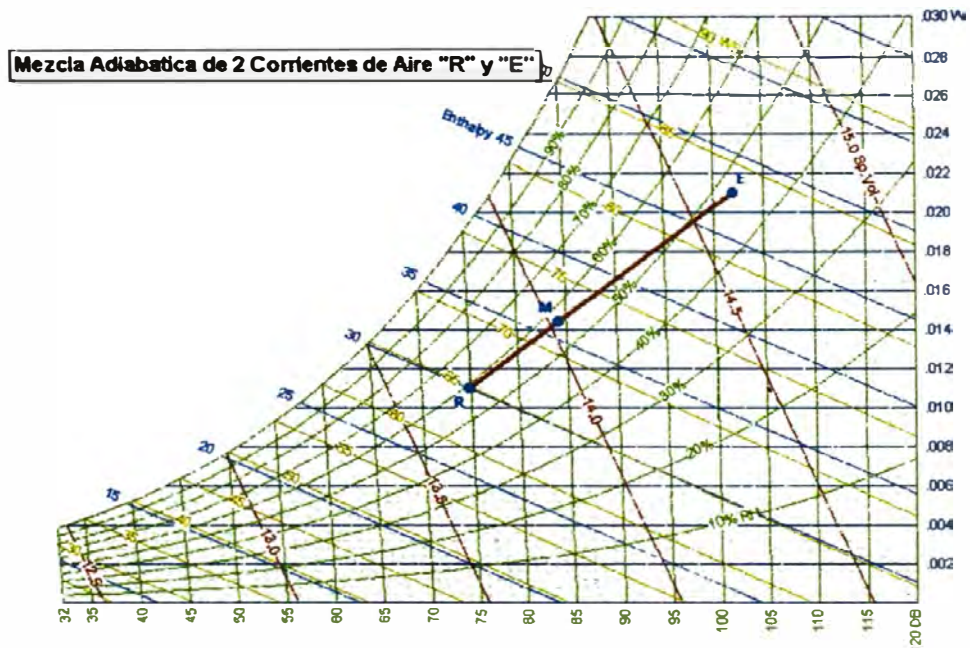


FIG. 3 : MEZCLA ADIABÁTICA DE 2 CORRIENTES DE AIRE

### 2.2.15 Determinación de las condiciones del aire de suministro

Para mantener la temperatura y humedad del ambiente en los valores confortables planificados (condiciones de sala), se deben eliminar en forma simultánea los calores sensible y latente de cada ambiente; cuando se acondiciona un ambiente mediante aire, se logra esta eliminación de calor suministrando una cierta cantidad de aire a una temperatura y humedad menores a las del aire del recinto.

#### Valores Conocidos:

- **Condiciones de Sala "S"** : Valores de temperatura y humedad relativa recomendados según el tipo de aplicación del recinto.

- **Calor Sensible  $Q_s$  y Calor Latente  $Q_L$** : Son valores obtenidos anteriormente mediante el cálculo carga térmica.

$$Q_s = \dot{m}_a \times \Delta h_s = \dot{m}_a \times (h_x - h_i) \quad (\text{E2-43})$$

$$Q_L = \dot{m}_a \times \Delta h_L = \dot{m}_a \times (h_s - h_x) \quad (\text{E2-44})$$

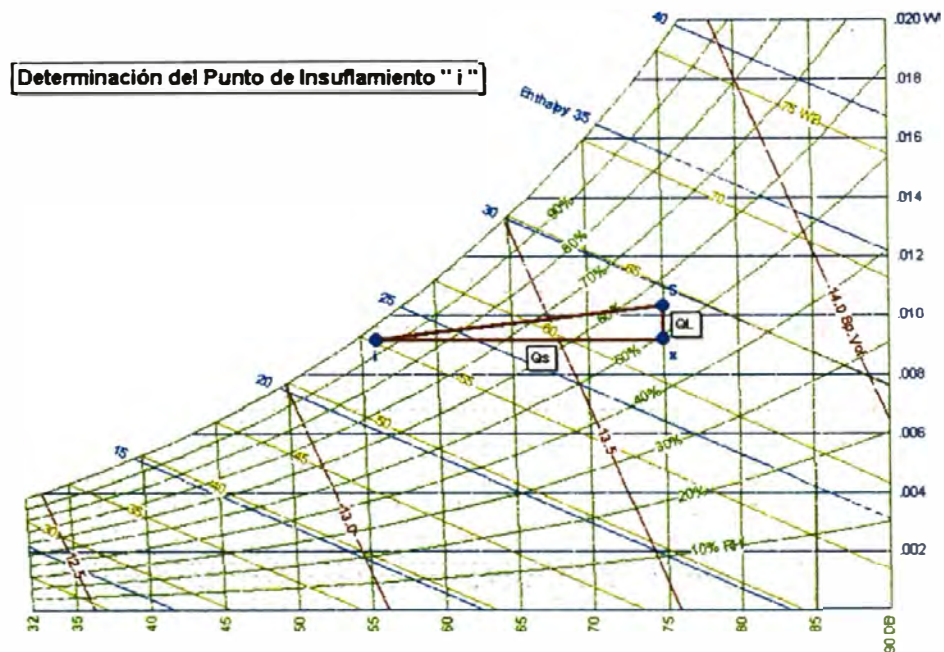
$$Q_T = \dot{m}_a \times \Delta h_T = \dot{m}_a \times (h_s - h_i) \quad (\text{E2-45})$$

Despejando de las ecuaciones E2-43, 44, y 45 tenemos:

$$h_i = h_s - \left( \frac{Q_T}{\dot{m}_a} \right) \quad (\text{E2-46})$$

$$h_x = h_s - \left( \frac{Q_L}{\dot{m}_a} \right) \quad (\text{E2-47})$$

Con las ecuaciones anteriores E2-46 y E2-47 se determinan las condiciones necesarias en el aire de suministro (Punto "i") para compensar las ganancias de calor sensible y latente en un recinto.



**FIG. 4 : DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE INSUFLAMIENTO**

El punto "i" queda determinado cuando se conocen los siguientes valores:  $h_i$  y  $W_i$ , donde  $W_i = W_x$ .

El punto "x" queda determinado cuando se conocen los siguientes valores:  $h_x$  y  $TBS_x$ , donde  $TBS_x = TBS_s$ .

Al examinar la ecuación del calor sensible (E2-43) se observa que podemos escoger diferentes combinaciones de  $\dot{m}$  y  $\Delta h$ , siendo todas ellas satisfactorias. Se debe escoger primero una, a partir de la cual se calcula la otra.

A veces se escoge el flujo de masa primero, por que el recinto necesita una cierta cantidad de aire para su adecuada ventilación, otras veces se escoge primero la variación de

entalpía del aire de suministro, por que este valor traerá consigo la mejor selección del equipo de acondicionamiento de aire.

### 2.2.16 Relación de calor sensible

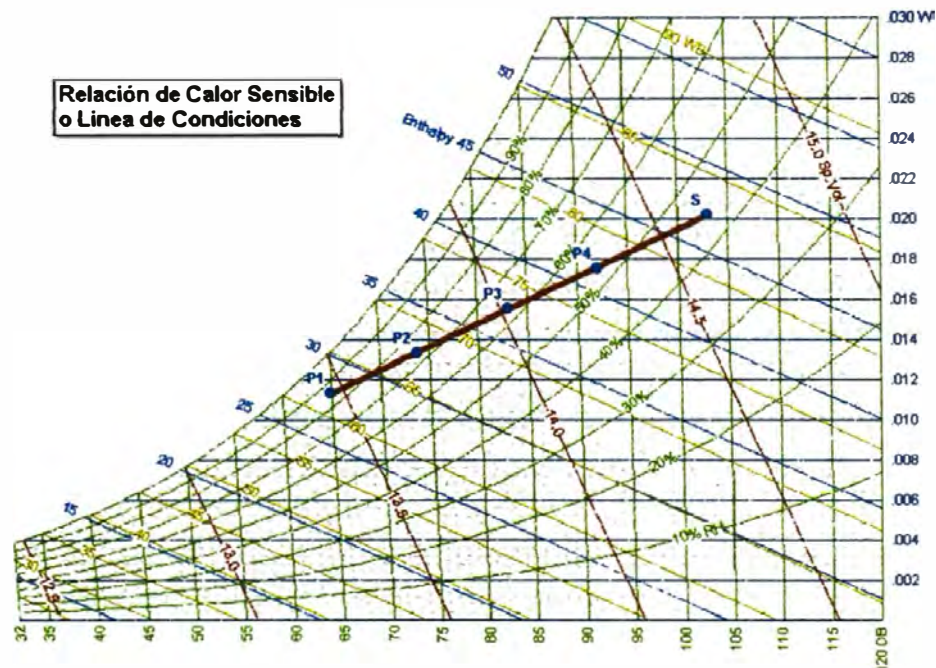
Si calculamos las condiciones necesarias del aire de suministro para cantidades diferentes de  $\dot{m}$ , las condiciones "i" que obtendremos serán diferentes naturalmente.

Si estas condiciones satisfactorias del aire de suministro se grafican en la carta psicrométrica, como se muestra en la figura 5, se observa que todos los puntos quedan en una recta, y además, esta línea también atraviesa la condición del aire del recinto "S".

Realizando un cuadro teniendo como dato inicial cantidades diferentes de  $\dot{m}$  obtenemos condiciones de insuflamiento "i":

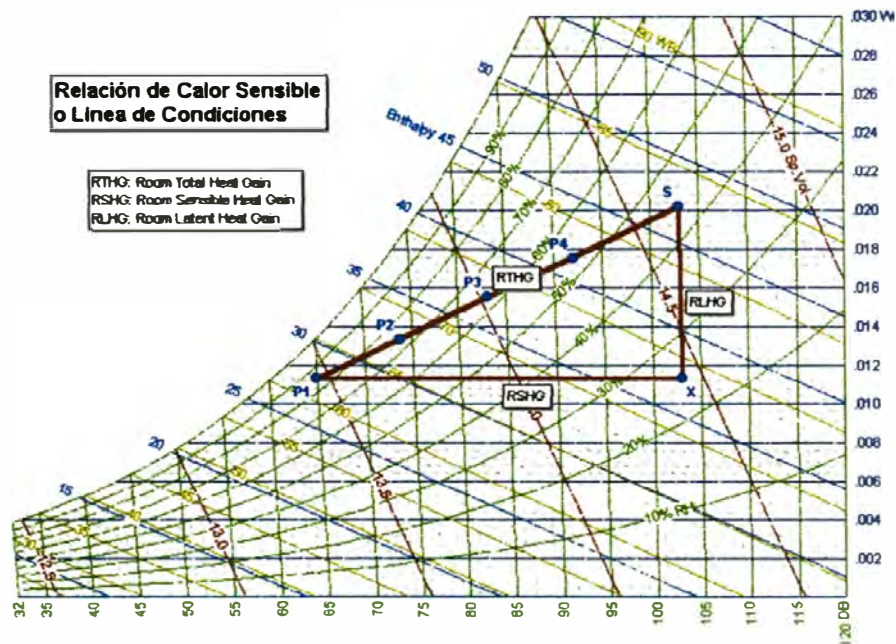
Flujo de masa	Entalpia	Relación de Humedad	Condiciones ( i )
$\dot{m}_1$	$h_1$	$w_1$	$P_1$
$\dot{m}_2$	$h_2$	$w_2$	$P_2$
$\dot{m}_3$	$h_3$	$w_3$	$P_3$
$\dot{m}_4$	$h_4$	$w_4$	$P_4$

Donde:  $\dot{m}_1 > \dot{m}_2 > \dot{m}_3 > \dot{m}_4$



**FIG. 5 : LINEA DE CONDICIONES**

Esta línea tiene un significado importante. Si tuviéramos que suponer todavía otras relaciones del suministro de aire, y calculáramos las condiciones necesarias del aire de suministro, encontraríamos que todas quedarían en esta misma línea. Esto no es una coincidencia. Cualquier condición del suministro de aire que elimine en forma satisfactoria la cantidad adecuada de ganancias de calor sensible y latente del recinto, quedará sobre esta línea, y además, cualquier condición del aire de suministro que no quede sobre esta línea no será adecuada.



**FIG. 6 : RELACION DE CALOR SENSIBLE O LINEA DE CONDICIONES**

Notaremos en la **figura 6** que para un suministro de aire en P1 o en P3, la relación de calor sensible con el calor total eliminados,  $\Delta h_{sensible} / \Delta h_{total}$  es la misma para los dos casos, también será válida para cualquier otro punto sobre la línea S-P1, lo que se puede demostrar mediante la geometría de triángulos semejantes. La pendiente de la recta " S – P1", que se define como la relación de los segmentos  $\frac{\overline{P_1X}}{\overline{P_1S}}$  es igual también a  $\Delta h_{sensible} / \Delta h_{total}$  lo cual se puede demostrar geoméricamente.

En resumen:

$$\frac{\overline{P_1X}}{\overline{P_1S}} = \frac{\Delta h_{sensible}}{\Delta h_{total}} = \frac{RSHG}{RTHG} \quad (E2-48)$$



A la relación  $\frac{RSHG}{RTHG}$  se le llama factor de calor sensible del recinto, RSHF, esto es:

$$RSHF = \frac{RSHG}{RTHG} \quad (E2-49)$$

### 2.2.17 Línea RSHF o línea de condiciones

Se define la línea RSHF a la que se traza a través de las condiciones del recinto ó sala y que tiene la pendiente de la relación de calor sensible RSHG/RTHG.

En la mayor parte de las cartas psicrométricas se muestra una escala para pendientes de relación de calor sensible, con el fin de facilitar el trazado de líneas con esa pendiente.

La importancia de la línea de relación de calor sensible del recinto (RSHF) es la línea sobre la cual debe quedar cualquier condición satisfactoria del aire de suministro. La razón de ello es que tiene la pendiente que representa la proporción correcta de eliminación de calores sensibles y latentes. Por lo tanto, si la condición del aire de suministro queda sobre la línea, eliminará la proporción correcta de ganancias de calores sensibles y latentes del recinto.

Para seleccionar el equipo de acondicionamiento de aire, la práctica normal es graficar la línea RSHR y a continuación escoger una condición del aire de suministro que quede en esa línea. Este procedimiento se describirá más adelante.

### **2.2.18 Línea de proceso del serpentín**

Se puede trazar una línea en la carta psicrométrica que represente los cambios en las condiciones del aire a medida que va pasando por el serpentín enfriamiento y deshumidificación. A esta se le llama la línea del proceso del serpentín. Esta línea depende de la configuración del serpentín, la velocidad, el aire y la temperatura del refrigerante.

Es una línea curva, y es difícil de localizar, sin embargo, es posible localizar una recta en la carta la cual, aunque no sea la línea verdadera del proceso del serpentín, nos permitirá seleccionar un serpentín o verificar el funcionamiento de uno existente. A esta línea se le llamará línea de proceso del serpentín. La línea del proceso del serpentín se define, entonces, como la recta que se traza entre las condiciones del aire que entra y que sale del serpentín, como se muestra en la **figura 7**.

La capacidad necesaria del serpentín, a la que se le llama carga del serpentín de enfriamiento, o carga de refrigeración, se puede determinar a partir de la línea de proceso del serpentín.

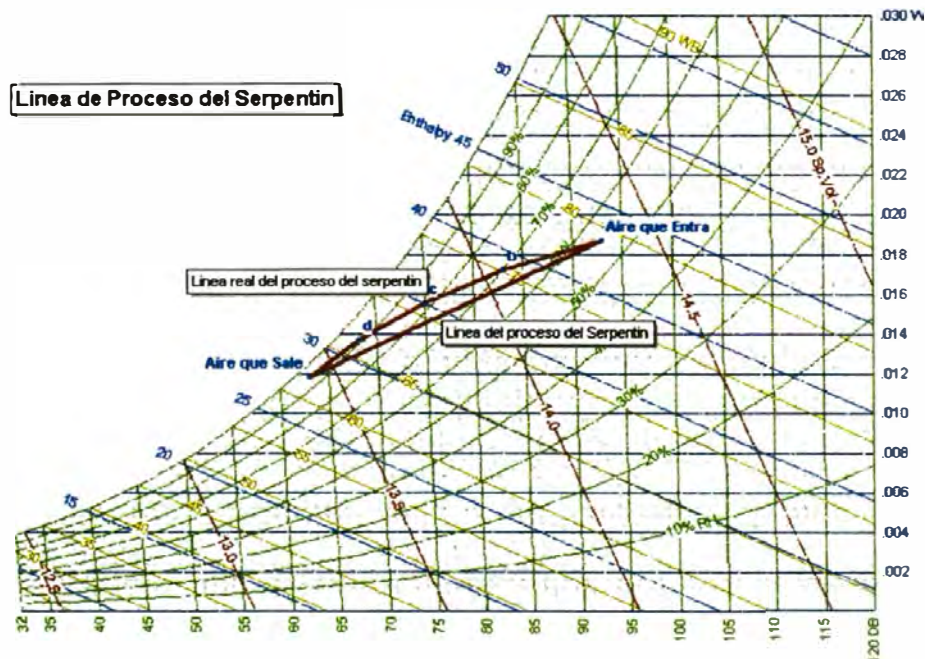


FIG. 7 : Línea de proceso del serpentín

### 2.2.19 Factor de contacto y Factor de bypass

Cuando pasa aire por la superficie exterior de un serpentín, sólo parte del es la que en realidad toca la superficie y se enfría. Lo anterior es de esperarse, ya que hay espaciamiento entre los tubos.

El **factor de contacto (FC)** se define como la parte del aire que pasa por el serpentín, que toca la superficie de enfriamiento y se enfría por este mecanismo.

El factor de derivación, **bypass** (FD) se define como la parte del aire que no toca la superficie y por lo tanto no se enfría por este mecanismo, es decir deja el serpentín en las mismas condiciones que tenía cuando entró; de estas definiciones vemos que:

$$FC + FD = 1 \quad (E2-50)$$

### 2.2.20 Temperatura superficial efectiva del serpentín

La temperatura de la superficie exterior de un serpentín de enfriamiento no es la misma de todos los lugares a lo largo del tubo de este, varía debido a varios factores, que no necesitamos describir aquí. Sin embargo, podemos imaginarnos que existe una temperatura superficial promedio del serpentín, a la que llamaremos temperatura superficial efectiva (TSE), se puede considerar que ésta es la temperatura a la cual se enfría el aire que toca la superficie, se llama también punto de rocío del aparato.

De la definición se deduce que si todo el aire que pasa sobre el serpentín hiciera contacto con la superficie ( $FC = 1$ ), saldría a una temperatura igual a la superficie efectiva. Este aire estaría saturado cuando dicha temperatura fuera menor que el punto de rocío del aire, porque se está eliminando humedad, la **figura 8** muestra este proceso.

Es claro que no es posible que un serpentín tenga un  $FC = 1$ , porque algo del aire que pasa debe circundar la superficie. Por lo tanto, el aire que deja el serpentín nunca puede estar saturado. La cantidad de aire que circunda o deriva la superficie depende del tamaño y espaciamiento de los tubos, de la velocidad superficial del aire, y del número y disposición de los tubos sucesivos.

Los factores  $FC$  y  $FD$  se pueden medir para un serpentín a cada velocidad superficial. Una vez que se conocen, se puede predecir el desempeño del serpentín basado en el siguiente hecho:

El factor de contacto ( $FC$ ) para un serpentín es la relación de la longitud de la línea de proceso del serpentín con la longitud de dicha línea prolongada hasta la temperatura superficial efectiva, a lo largo de la línea de saturación. La **figura 9** muestra lo anterior.

$$\text{Factor de contacto} = \frac{(M - i)}{M - TSE} \quad (\text{E2-51})$$

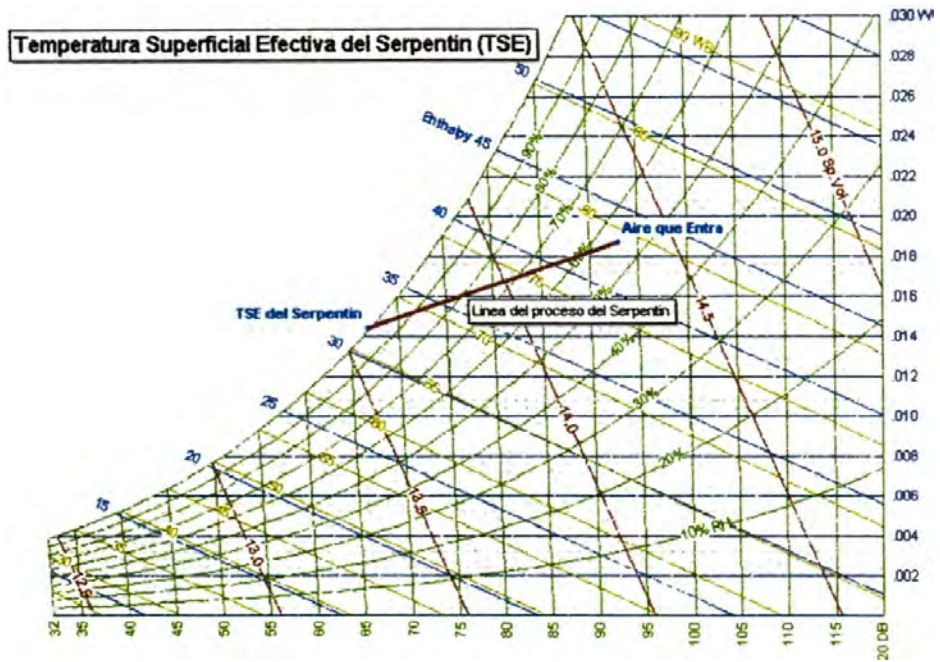


FIG. 8 : TEMPERATURA SUPERFICIAL EFECTIVA DEL SERPENTIN

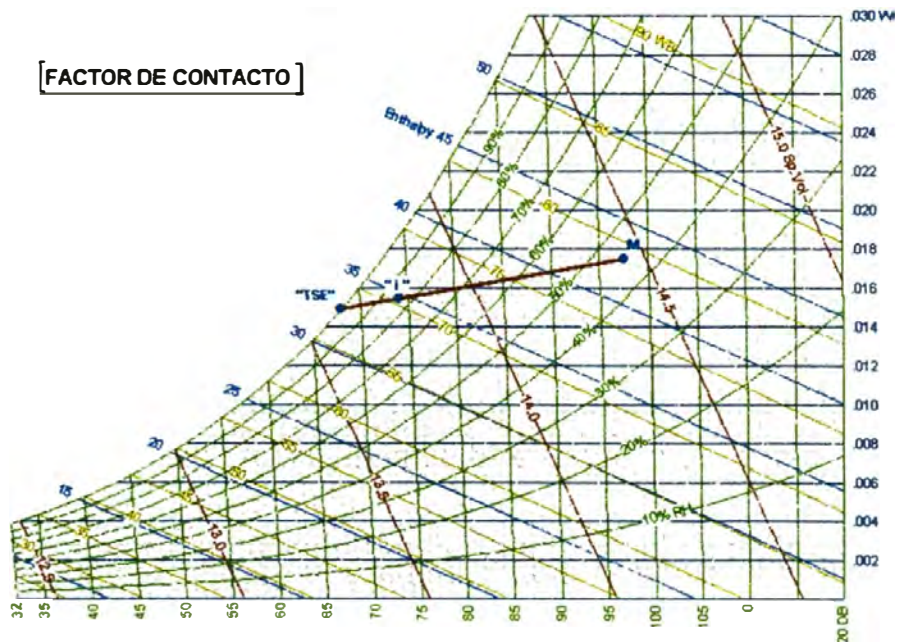


FIG. 9 : FACTOR DE CONTACTO

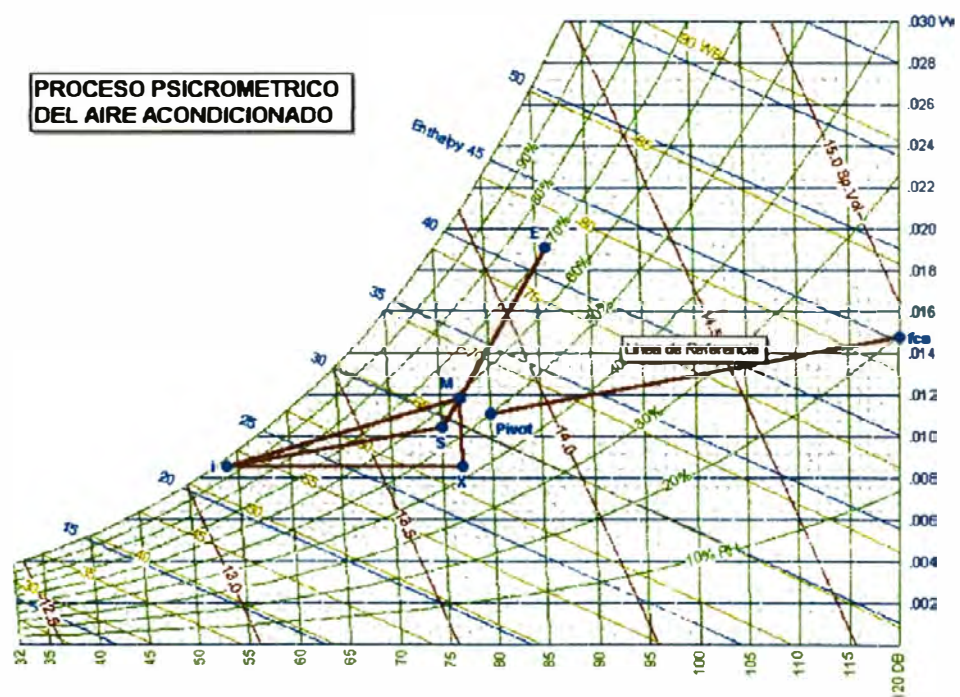
## 2.2.21 Cálculo de la capacidad del equipo

### 2.2.21.1 Capacidad del equipo por carga térmica

Para realizar el cálculo de la capacidad del equipo es necesario contar con una carta psicrométrica donde esté graficado el factor de calor sensible y el punto de pivot, y seguir los siguientes 5 pasos y los cálculos respectivos.

#### Datos Previos

- Calor Sensible
- Calor Latente
- Condiciones Exteriores (Punto "E")
- Condiciones Interiores o de Sala (Punto "S")



**FIG. 10 : PROCESO PSICROMETRICO DEL AIRE ACONDICIONADO**

**PASO 1:** Graficar en la carta, los puntos correspondientes a las condiciones exteriores e interiores y unirlos mediante una línea recta.

**PASO 2:** calcular el factor de calor sensible con la siguiente formula:

$$fcs = \frac{Q_{sens.}}{Q_{total}} \quad (E2-52)$$

Donde:

Fcs : Factor de calor sensible

Qsen : Calor sensible

Qtotal : Calor total = Calor Sensible + Calor Latente.

**PASO 3:** Ubicar el punto correspondiente al factor de calor sensible en la carta psicrométrica, una vez ubicado unir con una línea recta el punto de fcs y el punto de pivot, a esta recta la llamaremos recta de referencia.

**PASO 4:** Trazar una recta paralela a la recta de referencia, que pase por el punto de sala "S", y prolongarlo hasta un punto cercano a la línea de saturación (100% HR).

**PASO 5:** El punto de insuflamiento de aire acondicionado, debe estar ubicado en la recta trazada en el paso 4, debe



tener una humedad relativa perteneciente al siguiente rango  $\langle 90\% - 100\% \rangle$  y a la vez cumplir con el siguiente rango de temperatura:

$$15^{\circ}\text{F} \leq (T_{\text{sala}} - T_{\text{insuf}}) \leq 30^{\circ}\text{F}, \text{ es decir } 8.3^{\circ}\text{C} \leq (T_{\text{sala}} - T_{\text{insuf}}) \leq 16.6^{\circ}\text{C}.$$

Cuando se determina el punto de insuflamiento de esta manera, se está garantizando que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del equipo varíe entre (0.8 – 0.9), lo cual implica tener un serpentín económico y comercial.

### CALCULOS:

Para realizar los cálculos es recomendable llenar la **tabla 25** (Anexo 1):

**Tabla 25 DATOS PARA CALCULOS DE CAPACIDAD DE EQUIPOS**

Estado	Entalpía (h)	Temperatura (T)	Volumen Especifico ( $\nu$ )
<b>Valores Obtenidos Gráficamente</b>			
Exterior (E)	$h_E$		$\nu_E$
Sala (S)	$h_S$	$T_S$	
Insuflamiento (i)	$h_i$	$T_i$	$\nu_i$
<b>Valores Obtenidos después de ciertos Cálculos</b>			
Mezcla (M).....*	$h_M$	$T_M$	
Punto (x).....(**)	$h_x$		

\* Los valores de Punto de Mezcla se hallan luego de haber calculado el porcentaje de aire exterior y la temperatura correspondiente al punto de mezcla ( $T_M$ ).

\*\* Los valores del punto "X" se hallan luego de haber determinado el punto "M"

**Flujo de masa de insuflamiento ( $\dot{m}_i$ )**

$$\dot{m}_i = \frac{Q_t \left[ \frac{kcal}{h} \right]}{(h_s - h_i) \left[ \frac{kcal}{kg} \right]} \dots \dots \dots \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad (E2-53)$$

**Caudal de insuflamiento ( $\dot{V}_i$ )**

$$\dot{V}_i = \dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times v_i \left( \frac{m^3}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (E2-54)$$

**Caudal de aire exterior ( $\dot{V}_E$ )**

$$\dot{V}_E = \text{Max}(\text{Area}_{m^2} \times F_1, \dots, \# \text{Personas} \times F_2) \dots \dots \dots \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (E2-55)$$

$F_1$  y  $F_2$  Son factores sacados de la **tabla 16** (Anexo 1) caudales de aire exterior.

**Flujo de masa de aire exterior ( $\dot{m}_E$ )**

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{V}_E \left( \frac{m^3}{h} \right)}{v_E \left( \frac{m^3}{kg} \right)} \dots \dots \dots \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad (E2-56)$$

**Porcentaje de aire exterior (%AE)**

$$\%AE = \frac{\dot{m}_E \left( \frac{kg}{h} \right)}{\dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right)} \times 100 \dots \dots \dots [\%] \quad (E2-57)$$

**Temperatura del punto de mezcla ( $T_M$ )**

$$T_M = T_s + \%AE \times (T_E - T_s) \quad (E2-58)$$

**Capacidad Total del Equipo ( $Q_T$ )**

$$Q_T = \dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times (h_m - h_i) \left( \frac{kcal}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right] \quad (E2-59)$$

**Capacidad Sensible del Equipo ( $Q_s$ )**

$$Q_s = \dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times (h_x - h_i) \left( \frac{kcal}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right] \quad (E2-60)$$

**Caudal de Agua helada ( $\dot{V}_{H_2O}$ )**

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{Q_T \left( \frac{kcal}{hr} \right)}{\rho_{H_2O} \times C_p \times \Delta T} \dots \dots \dots \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (E2-61)$$

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{Q_T \left( \frac{kcal}{hr} \right)}{1000 \times 1 \times \left( \frac{10}{1.8} \right)} \dots \dots \dots \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (E2-62)$$

**2.2.21.2 Capacidad del equipo en función al número de renovaciones por hora.**

Hay ambientes donde se tiene que cumplir con un cierto número de renovaciones por hora (N), así como con un cierto porcentaje de aire exterior (%AE); Es decir (N) y (%AE) son datos.

$$N = \frac{\dot{V} \left( \frac{m^3}{h} \right)}{V_{sala} (m^3)} \quad (E2-63)$$

Donde:

$N$ : Número de cambios por hora

$\dot{V}^o$ : Caudal de aire necesario  $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

$V_{sala}$ : Volumen de la sala.  $(m^3)$

**Caudal de aire necesario  $\dot{V}^o$ :**

$$\dot{V}^o = N \times V_{sala} \dots \dots \dots \left(\frac{m^3}{h}\right) \quad (E2-64)$$

Sea  $V_i$  el caudal de Insuflamiento hallado anteriormente mediante el cálculo de carga térmica y  $V$  el caudal de aire necesario para cumplir con el número de renovaciones, entonces tenemos las siguientes opciones:

\* **Si  $V_i \geq V$** .- La capacidad del equipo, esta determinada por el método de carga térmica, es decir no hay que hacer cálculos adicionales y tomar estos resultados como capacidad del equipo.

\* **Si  $V_i < V$  entonces.**- Hay que calcular nuevamente la capacidad del equipo, haciendo uso de este nuevo caudal  $V$  y del porcentaje de aire exterior (%AE).

En realidad el trabajo consiste en hallar un nuevo punto de insuflamiento perteneciente a la recta de condiciones del aire de suministro, tal que cuando se calcule el nuevo caudal de insuflamiento ( $V_i$ ) este valor sea mayor ó igual al caudal de aire necesario ( $V$ ) para cumplir con el número de renovaciones ( $N$ ).

#### Determinación del nuevo punto de insuflamiento.

Haciendo uso de las ecuaciones E2-53 y E2-54 tenemos el caudal de insuflamiento en función  $h_i$  y  $v_i$ :

$$\dot{V}_i = \frac{Q_t \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]}{(h_s - h_i) \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]} \times v_i \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \dots \dots \dots \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (\text{E2-65})$$

Se debe evaluar tantos puntos de insuflamiento como sea necesario hasta lograr que  $V_i \geq V$ , estos datos se deban llenar en la **tabla.26**. Generalmente como máximo al tercer intento se logra hallar el nuevo punto de insuflamiento. Es importante mencionar que el caudal de insuflamiento aumenta en la medida que nos acercamos o desplazamos hacia el punto de sala (S).



## 2.2.22 Equipos involucrados en un proceso de deshumidificación.

En laboratorios el proceso de deshumidificación química se realiza cuando se requiere en la sala humidades relativas menores a 40%.

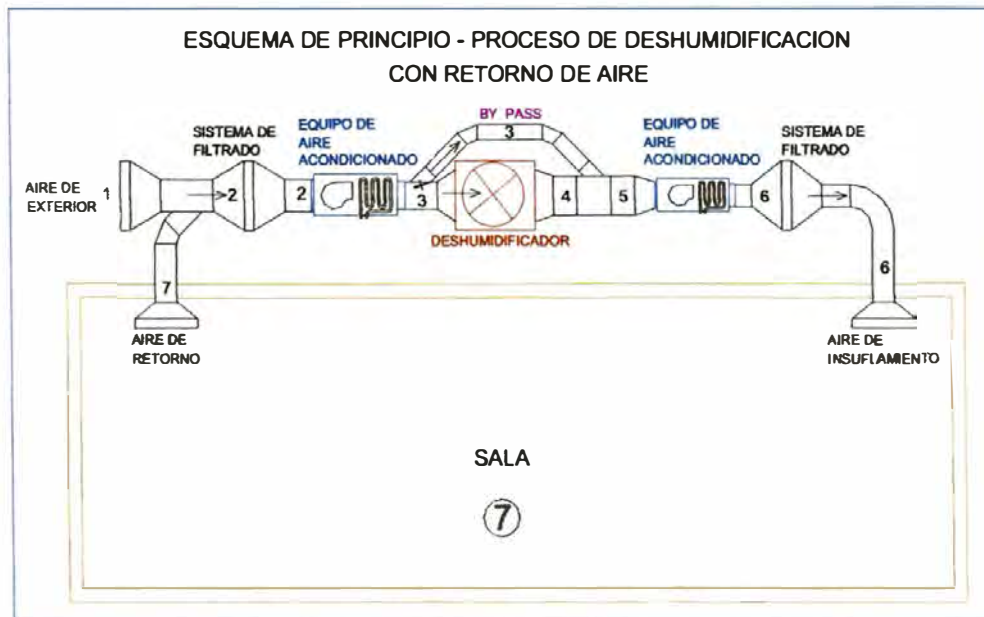


FIG.12 : PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN CON RETORNO DE AIRE

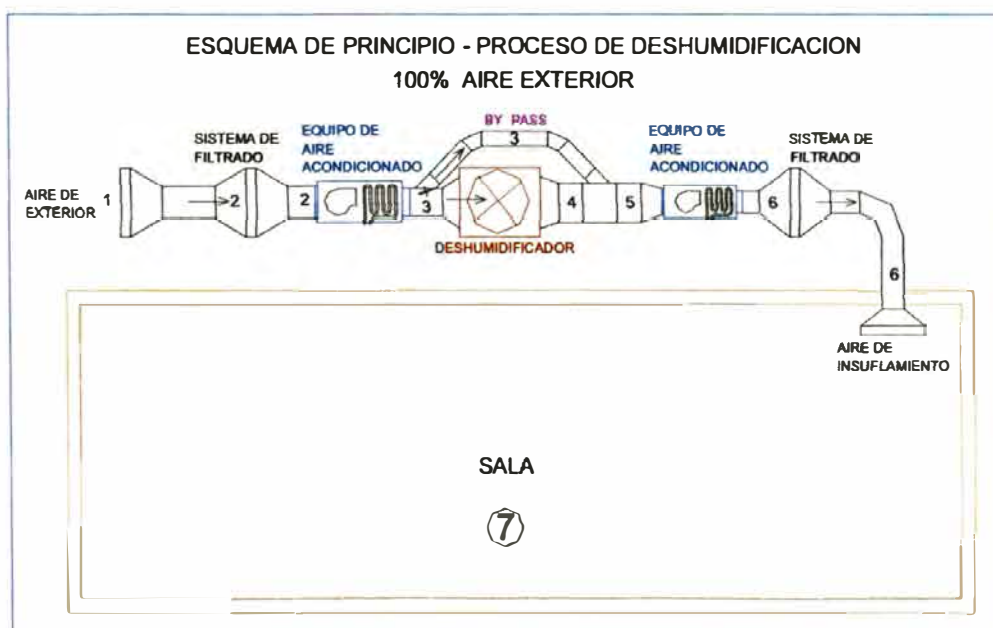


FIG. 13 : PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN - 100% AIRE EXTERIOR.

## 2.3 DESHUMIDIFICACIÓN QUÍMICA

La deshumidificación mediante el uso de químicos no es ampliamente aplicada a sistemas de aire acondicionado de confort, sin embargo en ciertos procesos industriales donde se requiere una baja temperatura de punto de rocío se aplica la deshumidificación química.

- 2.3.1 **Sorbente.-** Un sorbente es una sustancia capaz de extraer o liberar vapor de agua del aire en cantidades relativamente grandes respecto de su peso y volumen.
- 2.3.2 **Adsorbente.-** Es un sorbente que no cambia físicamente o químicamente cuando extrae ó libera el vapor de agua.
- 2.3.3 **Absorbente.-** Es un sorbente que cambia físicamente o químicamente cuando extrae ó libera el vapor de agua.
- 2.3.4 **Calor de reacción.-** La cantidad de calor liberado cuando cierta sustancia química se pone en contacto con otra.
- 2.3.5 **Calor de reactivación.-** Es el calor que se suministra a un adsorbente para expulsar la humedad contenida en él, de tal forma que este adsorbente se pueda reutilizar.
- 2.3.6 **Calor de regeneración.-** Es el calor que se suministra a una solución “absorbente-agua” para evaporar algo de agua de tal forma que el absorbente se pueda reutilizar.
- 2.3.7 **Adsorción.-** Silicagel, Aluminio activado y carbón activado son los adsorbentes más comunes. Estos materiales también



se les denominan desecantes. Usualmente el término desecante está reservado para el uso de pequeñas cantidades de adsorbente en depósitos cerrados.

El silicagel es un material vídrioso granular que tiene una apariencia similar a la arena cristalina. Se comercializa en diferentes tamaños cuyo tamiz puede variar desde 1/4 hasta 40 Pulgadas.

La porosidad del silicagel es impresionante, y depende de su tamaño, la superficie total (externa más interna) es tan grande que puede llegar a ser 1,200 veces la superficie externa. El silicagel puede llegar a adsorber vapor de agua hasta en un porcentaje equivalente a 40% de su propio peso. Algunos fabricantes tratan al silicagel de tal forma que se torna azul cuando está cerca de la saturación y después de la reactivación se torna rosada, esto permite fácilmente diferenciar las fases de adsorción y reactivación respectivamente.

La adsorción es un proceso de migración de moléculas de vapor de agua desde el aire hacia el adsorbente, esto debido a una alta presión de vapor de agua en el aire respecto de los poros del adsorbente.

Algunos de los adsorbentes son selectivos con relación a los vapores que ellos atraen; por ejemplo el silicagel expuesto a una mezcla de vapores invariablemente adsorberá el vapor de agua de la mezcla, en ese sentido el silicagel es especialmente utilizado para la deshumidificación, por otro lado el carbón activado invariablemente adsorberá olores, es por esta razón que se utiliza para la purificación del aire por ejemplo olores corporales y en mascarar de gas.

Un adsorbente debe tener las siguientes cualidades: Alta capacidad de adsorción para condiciones usuales de operación; estabilidad física, de tal manera que no se quiebre con el manipuleo del material y no se derrita con el calor de reactivación; estabilidad química, de tal manera que no reaccione con los contaminantes del aire, y finalmente un costo razonable.

### **2.3.8 Deshumidificadores por adsorción**

Los componentes básicos de un deshumidificador por adsorción son los siguientes:

- Una bandeja para contener el adsorbente
- Un ventilador para forzar el paso del aire húmedo
- Una fuente de calor para reactivar el adsorbente.

En una maquina de adsorción de silicagel, la cama de silicagel esta formada por un tambor que rota a una velocidad de 5 a 8 revoluciones por hora.

Un motor eléctrico impulsa a 2 ventiladores, un ventilador para impulsar el aire húmedo a través de la cama de silicagel y descargar el aire deshumidificado al sistema de distribución; el otro ventilador impulsa aire previamente calentado por la fuente de calor a través de la cama de silicagel para la reactivación y extracción de la humedad contenida en el silicagel; el proceso de reactivación deja la cama de silicagel a una alta temperatura, sin embargo a menos que el proceso de deshumidificación requiera de aire caliente para deshidratación, es común que el aire caliente que sale del deshumidificador se someta a un proceso previo de enfriamiento con el objeto de no agregar calor de reactivación al aire acondicionado.

### **2.3.9 Proceso de adsorción en la carta psicrométrica**

Como se mencionó anteriormente, el proceso de adsorción libera el calor de condensación y el calor de reacción.

Estas cantidades de calor latente son convertidas en calor sensible el cual calienta el aire que pasa a través del

adsorbente, por lo tanto el calor latente perdido por la mezcla aire-vapor es igual al calor sensible ganado por el aire.

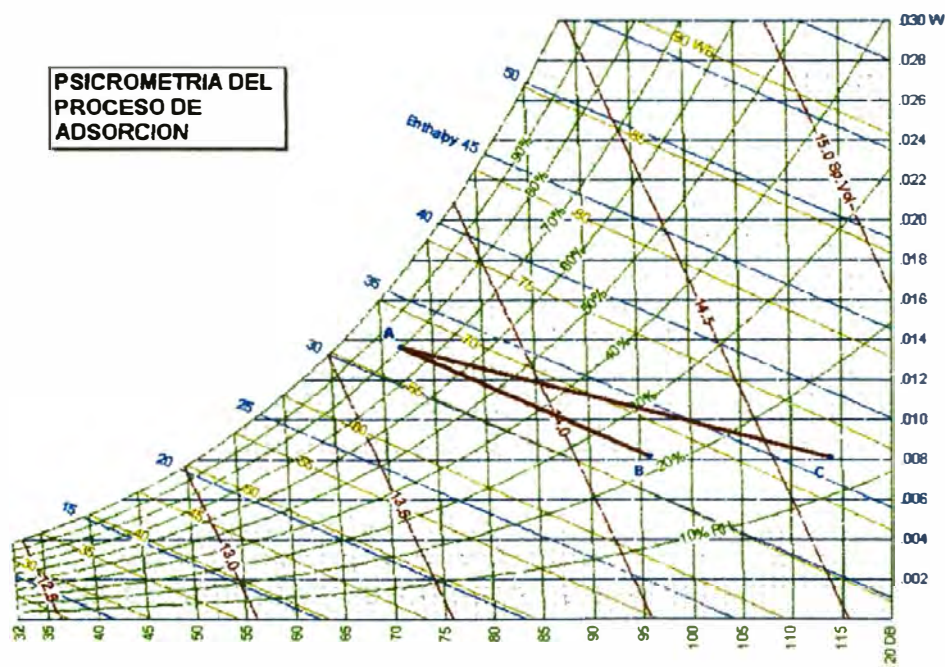
Teóricamente, la temperatura de bulbo húmedo final del aire saliendo de un deshumidificador por adsorción debe ser igual a su temperatura inicial de bulbo húmedo, el proceso entonces se verá en la carta psicrométrica como una línea recta AB (**figura 14**), coincidiendo con la temperatura de bulbo húmedo inicial del aire.

Mientras el aire es deshumidificado su temperatura se incrementa y teóricamente sale del deshumidificador en la condición representado por el punto B. La ubicación exacta del punto B depende de las características constructivas y del ciclo de operación del deshumidificador. Mientras más baja sea la temperatura de punto de rocío del aire que sale del deshumidificador más alta será la temperatura final de bulbo seco.

En condiciones reales de operación el proceso de adsorción no sigue exactamente la línea de temperatura de bulbo húmedo constante. Las 2 razones principales para este fenómeno son las siguientes:

- El calor de adsorción es más grande que el calor de condensación (por una cantidad igual al calor de reactivación)
- La fase de enfriamiento del ciclo rara vez abandona la cama de silicagel a la misma temperatura que estaba antes de la reactivación.

Puesto que el aire toma estas cantidades adicionales de calor mientras fluye a través del deshumidificador, la temperatura de bulbo seco es realmente más alta de lo que se espera para una temperatura de punto de rocío dada. La temperatura final de bulbo seco podría ser el punto C (Fig. 14), en vez del teórico punto B; por lo tanto la línea AC representa el proceso de adsorción real.



**FIG. 14 : PSICROMETRIA DEL PROCESO DE ADSORCION**

Los cambios en las condiciones del aire mientras pasa a través del deshumidificador se muestran en las siguientes figuras.

### PROCESO TEORICO DE DESHUMIDIFICACION

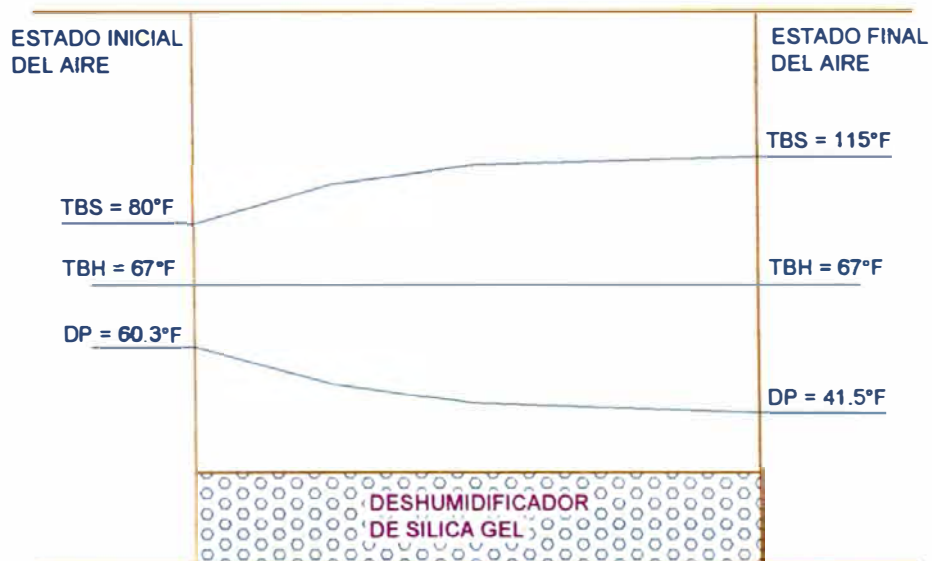


FIG. 15 : PROCESO TEORICO DE DESHUMIDIFICACIÓN

### PROCESO REAL DE DESHUMIDIFICACION

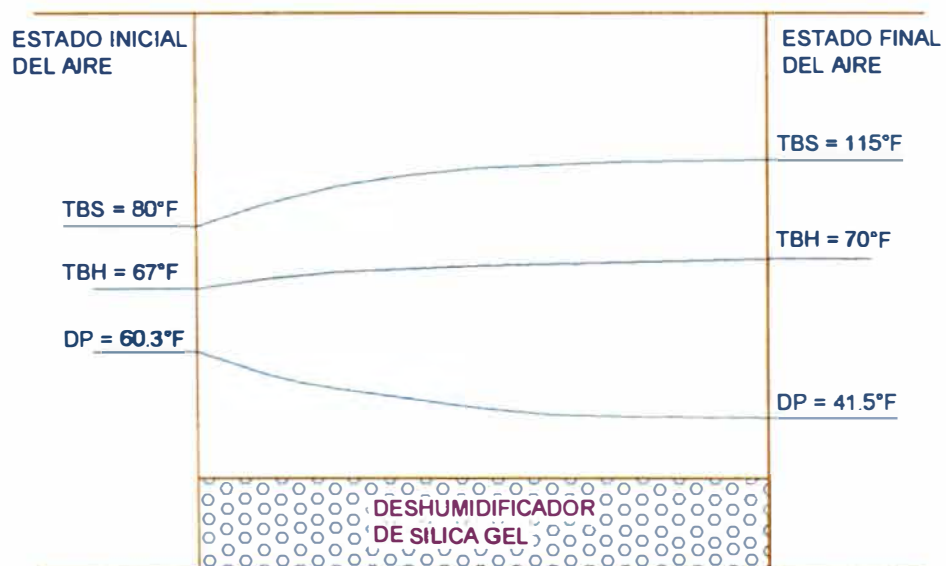


FIG. 16 : PROCESO REAL DE DESHUMIDIFICACIÓN

### **2.3.10 Aplicaciones de los deshumidificadores químicos**

En general es más económico usar deshumidificadores químicos para mantener simultáneamente temperaturas bajas de bulbo seco y puntos de rocío.

Por esta razón y debido a los problemas asociados con la formación de hielo y escarcha en los serpentines de refrigeración, estos últimos fueron eliminados para procesos de deshumidificación a bajas temperaturas.

Los deshumidificadores químicos son particularmente aplicables para mantener bajas humedades; el control preciso dentro de ciertos rangos que pueden ser alcanzados por estos deshumidificadores los hace particularmente deseables en industrias farmacéuticas, productos de papel, equipos electrónicos, vidrios de seguridad, plásticos, preparación de lacas, aceites, cueros, etc.

### **2.3.11 Cálculo y selección de un deshumedecedor de silicagel**

El problema principal en el cálculo de un proceso de deshumidificación mediante un deshumidificador de silicagel, es encontrar las condiciones psicrométricas del aire a la salida del proceso de deshumidificación, es decir el punto "B" de la **FIG.14**.

Como se mencionó anteriormente este punto "B", depende de las características constructivas del deshumidificador, en otras palabras depende de la marca del deshumidificador. El método de cálculo y selección que aquí mostraremos corresponde a los equipos de la fábrica Norte Americana CARGOCAIRE MUNTERS INCENTIVE GROUP (Bulletin 325).

Es importante mencionar que si bien es cierto que este es un método particular de la empresa CARGOCAIRE, este emplea conceptos y términos de uso universal para la selección de este tipo de equipos.

En la **tabla 27** (Anexo 1) se muestran los rangos y medidas de los deshumidificadores estándar de la marca CARGOCAIRE.

En la **FIG. 17**, se muestra el funcionamiento en el proceso de secado de los deshumidificadores CARGOCAIRE para diferentes condiciones psicrométricas del aire de ingreso al equipo deshumidificador (razón de humedad  $W$ , entre 5 y 65 Granos/Lb y temperaturas de ingreso al deshumidificador comprendidas entre 35°F y 75°F) y a lo largo de un rango de temperaturas de reactivación (entre 190°F y 300°F) y velocidades del aire sobre la cara del tambor de la cama de



silicagel comprendidas entre 300 FPM y 600 FPM, esto basado en un volumen del aire de proceso dado.

#### FUNCIONAMIENTO DE LA ELIMINACION DE HUMEDAD

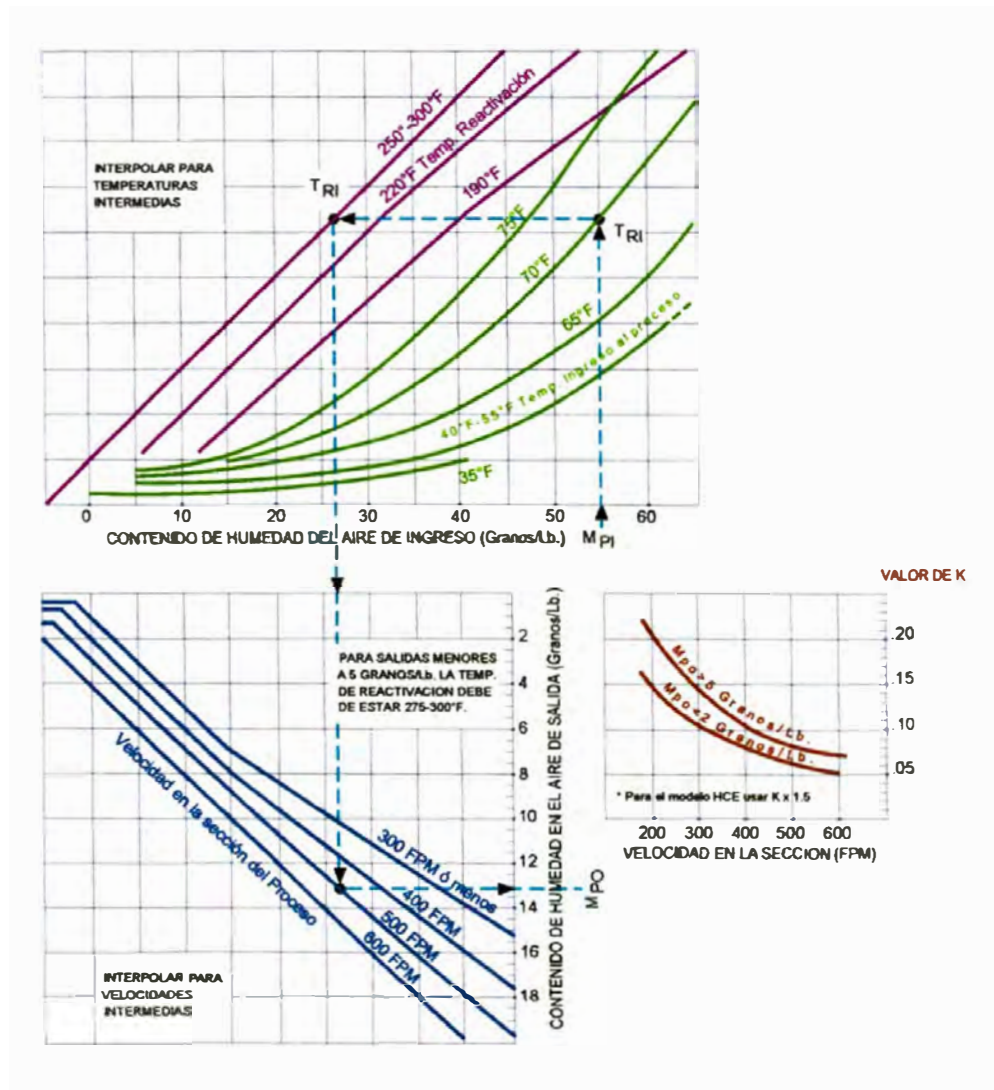


FIG. 17 : CURVAS DE SELECCIÓN DE DESHUMIDIFICADORES CARGOCAIRE

#### Consideraciones Básicas:

- Para cualquier unidad, se logra una buena y común eliminación de humedad (Lb/hr) cuando la velocidad sobre la cara del tambor es de 600 FPM.

- El contenido mas bajo de humedad a la salida del equipo se alcanza cuando la velocidad sobre la cara del tambor es de 300 FPM
- Se recomienda una temperatura de reactivación entre 250°F y 275°F para operaciones optimas del equipo en términos de la cantidad de humedad eliminada por BTU de energía de reactivación.
- Para procesos cuya salida del aire sea 5 granos o menos, usualmente se recomienda una temperatura de reactivación comprendida entre 275°F y 300°F.
- Con la **FIG. 17**, se determinará la performance de los equipos cuando se usen temperaturas bajas de reactivación, así como para los casos donde se usen vapor de baja presión o agua caliente como fuentes de calor para la reactivación.

El uso de temperaturas bajas de reactivación requiere volúmenes de aire adicionales, que como consecuencia, implican el uso de unidades deshumidificadores más grandes.

Usando una temperatura de reactivación dada, calcularemos un volumen de aire de reactivación que asegure que contiene suficiente energía disponible tanto para la reactivación así

como para mantener una temperatura de salida del aire de reactivación de 120°F o más. Esta temperatura de salida de 120°F, asegura el alcanzar la performance de secado y elimina cualquier posibilidad de pérdida de disecante durante periodos de operación con humedades de ingreso altos al proceso de reactivación.

- Como se muestra en la **Tabla 27** (Anexo 1), para cada tipo de deshumidificador existe unos límites mínimos y máximos de volúmenes de aire de reactivación, estos límites están basados en consideraciones reales de operación, así como en las dimensiones de los ventiladores disponibles.

Cuando el volumen de aire de reactivación calculado es inferior al volumen mínimo, se debe usar el valor del volumen mínimo de la tabla, si el volumen de aire de reactivación calculado es mayor al volumen máximo, primero considerar si la temperatura de reactivación se puede incrementar; esto generalmente es posible con unidades de vapor o unidades eléctricas; con este incremento de temperatura se reducirá el volumen de reactivación requerido. La temperatura de reactivación máxima permitida es de 300 °F. Si aún con el incremento de la temperatura de reactivación no se logra nada, entonces es necesario o reducir el volumen de aire del

proceso ó aumentar el tamaño del deshumidificador seleccionado.

### Formulas de Cálculo

Una selección completa de un deshumidificador involucra realizar cálculos para determinar:

- 1.- Volúmenes de aire
- 2.- Requerimientos de energía de reactivación y.
- 3.- Condiciones psicrométricas del aire de ingreso y salida de los procesos de deshumidificación y de reactivación.

**Volumen de aire de Proceso ( $V_p$ ).**-Es el flujo de aire que será procesado para bajarle la humedad, en otras palabras es el aire que pasará por el deshumidificador.

$$V_p = \text{No min al Face Area (ft}^2\text{)} \times \text{Face Velocity (fpm)} \dots [\text{CFM}] \quad (\text{E2-66})$$

### Razón de Eliminación de Humedad ( $W$ ) [Lbs/hr]

$$W = \frac{4.5 \times V_p \times (M_{PI} - M_{PO})}{7,000} \dots (\text{Lbs / hr}) \quad (\text{E2-67})$$

$M_{PI}$  = Humedad del aire de ingreso al proceso ( Gr / Lb)

$M_{PO}$  = Humedad del aire de salida del proceso ( Gr / Lb)

$V_p$  = Flujo de aire de proceso (CFM)

El aire de proceso que ingresa al equipo deshumidificador, según la **FIG. 17** debe tener una humedad ( $M_{PI}$ ) entre 5 y 65

Gr/Lb; así como una temperatura ( $T_{PI}$ ) comprendida entre 35°F y 75°F. Si por alguna razón el aire de proceso que ingresará al deshumidificador no tiene estas características, entonces será necesario hacerle un tratamiento previo con un equipo de aire acondicionado de tal manera que lo llevemos a estas condiciones. Así mismo observamos que podemos elegir tres rangos de temperatura de reactivación ( $T_{RI}$ ) 190°F, 200°F y (250°F a 300°F), esto según la humedad final que deseemos obtener en Lbs/hr. Adicionalmente este grafico nos la velocidad de la cara del tambor la cual esta comprendida entre 300 FPM y 600 FPM.

Una vez elegidos los valores de  $M_{PI}$ ;  $T_{PI}$ ;  $T_{RI}$ ; y la velocidad en la cara del tambor podremos obtener el valor de ( $M_{PO}$ ).

#### **Incremento de temperatura del aire de proceso ( $\Delta T$ )**

$$\Delta T = T_{PO} - T_{PI} = 0.625 \times (M_{PI} - M_{PO}) + K \times (T_{RI} - T_{PI}) \quad (E2-68)$$

$M_{PI}$  = Humedad del aire de ingreso al proceso ( Gr / Lb): Pto.3 – Fig.12 y Fig.13.

$M_{PO}$  = Humedad del aire de salida del proceso ( Gr / Lb): Pto.43 – Fig.12 y Fig.13.

$K$  = Valor obtenido de la **figura 17**. En función a la velocidad en la cara del tambor y la humedad final deseada.

$T_{RI}$  = Temperatura del aire que ingresa al proceso de reactivación, generalmente es 190°F, 220°F ; (250°F-300°F); un buen valor es 250°F.

$T_{PI}$  = Temperatura del aire que ingresa al proceso de deshumidificación, (Pto.3) – Fig.12 y Fig.13.

### Volumen de aire de Reactivación ( $V_R$ )

$$V_R = \frac{V_P}{(T_{RI} - T_{RO})} \times (T_{PO} - T_{PI}) \dots \dots \dots (\text{CFM}) \quad (\text{E2-69})$$

$T_{RO}$  = Temperatura del aire de salida del proceso de reactivación (°F); (120°F mínimo)

### Energía de Reactivación ( $Q_R$ )

$$Q_R = 1.08 \times V_R \times (T_{RI} - T_{RU}) \dots \dots \dots (\text{BTUH}) \quad (\text{E2-70})$$

$T_{RU}$  = Temperatura del aire de ingreso al proceso de reactivación, generalmente es temperatura atmosférica (°F).

### Cantidad de vapor necesario ( $m_{\text{vapor}}$ )

$$m_{\text{vapor}} = \frac{Q_R \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)}{h_{fg} \left( \frac{\text{Btu}}{\text{Lb}} \right)} \dots \dots \dots \left( \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \right) \quad (\text{E2-71})$$

$Q_R$  : Calor de reactivación (Btu/h)

$h_{fg}$  : De las tablas de vapor, evaluado a la presión "P".

"P" es la presión de la línea de vapor que en realidad depende de la disponibilidad del vapor en la planta, sin embargo es recomendable que no sea mayor a 6bar.

## 2.4 CÁLCULO DE LOS CAUDALES QUE PERMITAN MANTENER LAS PRESIONES DIFERENCIALES EN LOS AMBIENTES

### 2.4.1 Presurización

La presurización tiene como objetivo controlar la dirección del flujo de aire a través de las puertas y/o vías de comunicación entre ambientes contiguos.

Si un ambiente tiene **presión positiva**, esto implica que el aire estará siempre saliendo de este ambiente hacia el ambiente contiguo.

Si un ambiente tiene **presión negativa**, esto implica que el aire estará siempre entrando a este ambiente desde el ambiente contiguo.

### 2.4.2 Ecuación para el cálculo de los caudales de presurización.

En el análisis de la presurización, la ecuación del orificio puede ser usada para la estimación del flujo de aire a través de las rendijas de las puertas y/o vías de comunicación entre los ambientes.

$$Q = 776 \times C \times A \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}} \quad (\text{E2-72})$$

$Q$  = Flujo de aire (CFM)

$C$  = Coeficiente de flujo

$A$  = Area del flujo ó área de fuga (  $ft^2$  )

$\Delta P$  = Diferencia de presión entre ambientes contiguos (in.w);

Esta diferencia de presión varia dentro del siguiente rango: 0.05 y 0.08 Pulgadas de columna de agua.

$\rho$  = Densidad del aire del lado de mayor presión (  $\frac{Lb}{pie^3}$  )

Para calcular el área de flujo o área de fuga " $A$ " a través de las puertas es recomendable considerar las siguientes aberturas perimétricas de las puertas:

- **Puerta Simple:**

Lado	Lateral	Superior	Inferior
Abertura	1/16"	1/16"	7/16"

- **Puerta Doble :**

Lado	Lateral	Superior	Inferior	Central
Abertura	1/16"	1/16"	7/16"	1/8"

El coeficiente de flujo " $C$ ." esta en función de la geometría de la sección transversal por donde pasará el aire, así como del factor de fricción y la turbulencia, en este contexto este coeficiente tiene un rango que varia entre 0.6 y 0.7, podemos tomar el promedio es decir  $C=0.65$ . Entonces la formula anterior quedara de la siguiente manera:



$$Q = 504.4 \times A \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}} \quad (\text{E2-73})$$

Donde:

$Q$  = Flujo de aire (CFM)

$A$  = Area del flujo ó área de fuga (  $ft^2$  )

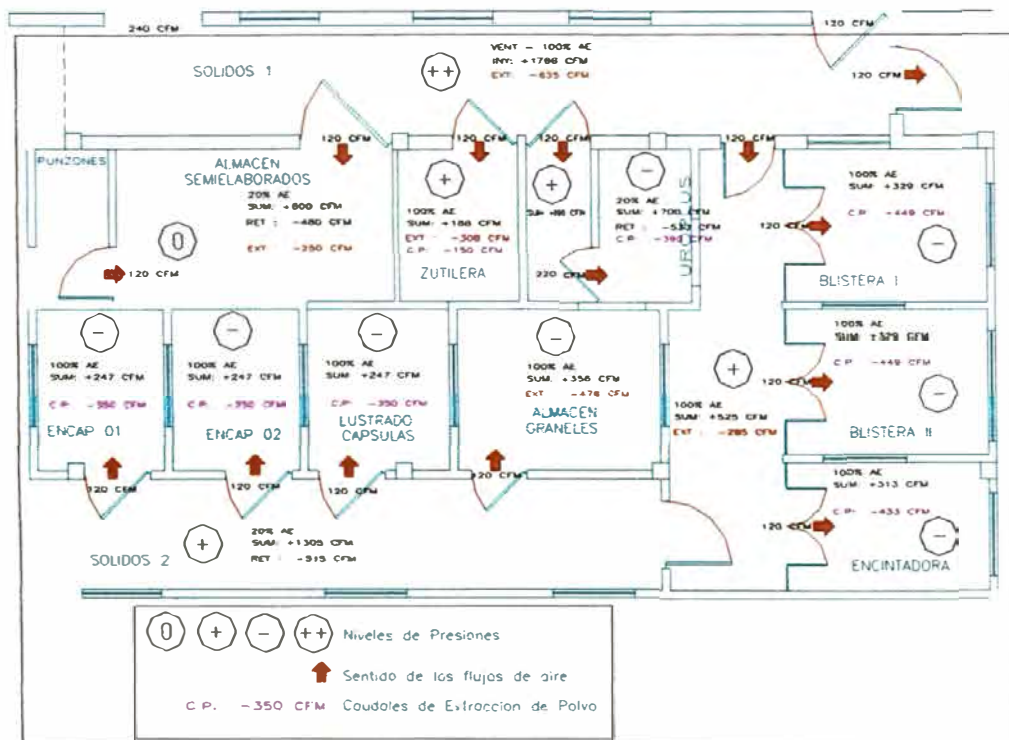
$\Delta P$  = [ 0.05 a 0.08 ] in.w

$\rho$  = Densidad del aire del lado de mayor presión (  $\frac{lb}{pie^3}$  ).

### 2.4.3 Diseño de ambientes con presiones diferenciales.

Cuando se tiene varios ambientes con presiones escalonadas la diferencia de presión  $\Delta P$  entre ambientes contiguos debe estar dentro del siguiente rango: 0.05 y 0.08 Pulgadas de columna de agua.

Así mismo se recomienda indicar con flechas la dirección del flujo de aire entre los ambientes y con los símbolos "+" y "-" los niveles de presión. Ver el siguiente grafico; **Fig.18**.



**FIG. 18: SIMBOLOGIA DE SENTIDOS DE FLUJOS DE AIRE Y NIVELES DE PRESION**

## 2.5 DISEÑO DE DUCTOS MEDIANTE ECUACIONES

Diseñar un ducto significa hallar las dimensiones de su sección transversal tal que sea capaz de transportar adecuadamente un cierto flujo de aire, para el diseño de ductos se debe tener presente dos parámetros importantes como factores determinantes, la velocidad del aire y la caída de presión estática por unidad de longitud del ducto.

La velocidad del aire influye en los niveles de ruido que se puedan generar por el transporte del aire a través de los ductos y la caída de presión estática influye en la potencia del motor del ventilador.

Así mismo el proyectista para diseñar un ducto debe contar con ciertos datos iniciales, como el caudal de aire a transportar, la temperatura del aire, el material del ducto, la longitud del ducto y la dimensión de un lado del ducto.

Las dimensiones del ducto también obedecen a los espacios disponibles para su instalación, pero en todo momento hay que tratar de respetar las recomendaciones de velocidad y caída de presión estática. Con los datos iniciales, y ciertos parámetros asumidos como velocidad del aire y caída de presión estática, se procederá a realizar todos los cálculos respectivos.

### **2.5.1 Datos Iniciales**

**Caudal de aire.-** Caudal de aire que transportaremos a través del ducto.

**Temperatura del aire.-** Es la temperatura de bulbo seco del aire que será transportado, este valor influye en la densidad del aire.

**Material del ducto.-** El material con que se fabricara el ducto, nos brinda de manera indirecta la rugosidad del ducto, que nos sirve para hallar en cálculos posteriores el factor de fricción.

**Longitud del ducto.-** La longitud del ducto es un dato que se puede sacar de planos o de medidas reales tomadas en campo. Así mismo este valor nos sirve para hallar la caída de presión estática total a través del ducto.

**Dimensión de un lado del ducto.-** En muchas oportunidades por razones de espacio por donde pasará el ducto debemos diseñarlos con una altura máxima, es decir tenemos definido un lado del ducto (que puede ser su altura "h") y por lo tanto los cálculos se realizarían para hallar el otro lado del ducto.

## **2.5.2 Parámetros asumidos y datos del material del ducto.**

### **Velocidad**

Se determina según la el uso que va ha tener el ambiente a acondicionar, ver **tabla 28** (Anexo 1).

### **Caída de presión estática**

Es recomendable que los ductos se diseñen con una caída máxima de presión estática de **0.1 mm.c.a / (m. ducto)**.

### **Rugosidad del material del ducto**

La rugosidad del ducto influye en el cálculo del factor de fricción, para planchas de fierro galvanizado:  $\epsilon = 0.09\text{mm}$ .

Para otros materiales la rugosidad se puede obtener de la **tabla 29** (Anexo 1).

### 2.5.3 Cálculos

#### Densidad del aire en función de la temperatura

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{8488.798}{24.012 \times T + 6563.28} \dots\dots \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (\text{E2-74})$$

Donde:  $T = [^{\circ}\text{C}]$

#### Viscosidad absoluta del aire en función de la temperatura.

$$\mu_{\text{aire}} = (1,730 + 4.5 \times T) \times 10^{-8} \dots\dots\dots [\text{Kg} / \text{m.s}] \quad (\text{E2-75})$$

#### Viscosidad cinemática del aire

$$\nu_{\text{aire}} = \frac{\mu}{\rho} \dots\dots\dots [\text{m}^2 / \text{s}] \quad (\text{E2-76})$$

#### Diámetro mínimo del ducto

$$D_{\min} = 24 \times \sqrt{\frac{Q}{\pi \times V_{\max}}} \dots\dots\dots [\text{Pulg}] \quad (\text{E2-77})$$

Donde:  $Q = [\text{CFM}]$ ;  $V_{\max} = [\text{FPM}]$

#### Número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{V_{\max} \times D_{\min}}{\nu} \quad (\text{E2-78})$$

$V_{\max} = [\text{m} / \text{s}]$ ;  $D_{\min} = [\text{m}]$ ;  $\nu = [\text{m}^2 / \text{s}]$

**Cálculo del factor de fricción mediante la formula de Colebrook (formula iterativa)**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times D_{\min}} + \frac{2.51}{\text{Re} \times \sqrt{f}} \right] \quad (\text{E2-79})$$

Donde:  $\varepsilon$ [mm];  $D_{\min}$ [mm]; Despejando  $f$  tenemos:

$$f = \left[ \frac{1}{-2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times D_{\min}} + \frac{2.51}{\text{Re} \times \sqrt{f}} \right]} \right]^2 \quad (\text{E2-80})$$

Con la formula E2-80 el factor  $f$  se calcula por iteraciones sucesivas.

**Diámetro equivalente**

Es el diámetro circular equivalente que genera la misma caída de presión transportando el mismo flujo de masa.

$$Deq = \sqrt[5]{\frac{8 \times f \times Q^2}{g \times \pi^2 \times \left(\frac{\Delta p}{L}\right)}} \dots \dots \dots [m] \quad (\text{E2-81})$$

$(\Delta p)$  Tiene que estar en unidades de longitud del fluido a transportar, en nuestro caso aire ( por ejemplo: metros de aire

y no milímetros de agua). Donde:  $Q$   $\left[\frac{m^3}{hr}\right]$

### Cálculo de las dimensiones del otro lado del ducto.

Por los datos iniciales sabemos que un lado del ducto es “h”, geoméricamente el diámetro equivalente de un ducto rectangular se puede calcular mediante la siguiente la formula:

$$Deq = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(b \times h)^5}{(b+h)^2}} \dots\dots\dots [\text{Pulg}] \quad (\text{E2-82})$$

Donde :  $b = \text{Pulg}$ ;  $h = \text{Pulg}$

De esta formula despejamos “b”, y por medio de iteraciones sucesivas calculamos su valor. Teniendo en cuenta que debemos tomar el valor entero inmediato superior.

$$b = \frac{\left[ \left( \frac{Deq}{1.3} \right) \times (b+h)^{1/4} \right]^{8/5}}{h} \dots\dots\dots [\text{Pulg}] \quad (\text{E2-83})$$

Por lo tanto las dimensiones del ducto serán  $b'' \times h''$

### Diámetro equivalente final.

$$Deq_{final} = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(b \times h)^5}{(b+h)^2}} \dots\dots\dots [\text{Pulg}] \quad (\text{E2-84})$$

Donde :  $b = \text{Pulg}$ ;  $h = \text{Pulg}$

### Velocidad final.

$$V_{final} = \frac{576 \times Q}{\pi \times Deq_{final}^2} \dots\dots [FPM] \quad (\text{E2-85})$$

Donde:  $Q : [CFM]$ ;  $Deq_{final} : [\text{Pulg}]$

**Número de Reynolds final.**

$$Re_{final} = \frac{V_{final} \times Deq_{final}}{\nu} \quad (E2-86)$$

Donde:  $V_{final} = [m/s]$ ;  $Deq_{final} = [m]$ ;  $\nu = [m^2/s]$

**Factor de fricción final.**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times Deq_{final}} + \frac{2.51}{Re_{final} \times \sqrt{f}} \right] \quad (E2-87)$$

Donde:  $\varepsilon [mm]$ ;  $Deq_{final} [mm]$ ; Despejando  $f$  tenemos:

$$f = \left[ \frac{1}{-2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times Deq_{final}} + \frac{2.51}{Re_{final} \times \sqrt{f}} \right]} \right]^2 \quad (E2-88)$$

Con la formula E2-88 el factor  $f$  se calcula por iteraciones sucesivas.

**Caída de presión estática en unidades de longitud de aire por unidad de longitud de ducto.**

$$\left( \frac{\Delta p}{L} \right) = \frac{f \times V_{final}^2}{2 \times g \times Deq_{final}} \dots \dots \dots \left[ \frac{m.aire}{m.ducto} \right] \quad (E2-89)$$

Donde:

$f$  = Factor de fricción.

$V_{final}$  = Velocidad final  $\left[ \frac{m}{s} \right]$



$g = \text{Aceleración de la gravedad} \left[ 9.81 \frac{m}{s^2} \right]$

$Deq_{final} = \text{Diámetro equivalente final} [m]$

**Caída de presión estática en unidades de longitud de agua por unidad de longitud de ducto.**

$$\left( \frac{\Delta P}{L} \right) = \left( \frac{\Delta P}{L} \right)_{\left( \frac{m \text{ aire}}{m \text{ ducto}} \right)} \times \rho_{\text{aire}} \dots \dots \dots \left[ \frac{m.m H_2O}{m \text{ ducto}} \right] \quad (E2-90)$$

**Pérdidas primarias en unidades de columna de agua.**

$$\text{Pérdidas Primarias} = \left( \frac{\Delta P}{L} \right)_{\left( \frac{m.m.c.a.}{m \text{ ducto}} \right)} \times L_{(m)} \dots \dots \dots [m.m.c.a.] \quad (E2-91)$$

Donde:  $L_{(m)} = \text{Longitud total del ducto (m)}$

#### 2.5.4 Cálculo de pérdidas secundarias.

Las pérdidas secundarias se dan por la turbulencia de los flujos de aire causados por ciertos accesorios montados dentro de los ductos, los cuales cambian la dirección del flujo o la sección transversal. Estos accesorios incluyen entradas, salidas, codos, transiciones y uniones etc.

Para calcular las pérdidas secundarias se utilizan las tablas indicadas en el **Anexo 1: 2 Coeficientes de pérdidas secundarias de accesorios de ductos.**

### Coeficientes de pérdida local (C).

El coeficiente adimensional “C” es usado en resistencia de fluidos, por que este coeficiente tiene los mismos valores en corrientes dinámicamente similares (corrientes geométricamente similares e igual número de Reynolds).

El coeficiente “C”, representa la razón de la pérdida de presión total ( $\Delta P$ ) respecto de la presión de velocidad en la sección transversal de referencia. El coeficiente “C” se obtiene de tablas de coeficientes de perdidas en accesorios.

$$C = \frac{\Delta P}{\rho \times \left(\frac{V}{1097}\right)^2} = \frac{\Delta P}{P_v} \quad (\text{E2-92})$$

$C$  : Coeficiente de pérdidas locales (adimensional)

$\Delta P$  : Pérdida de presión total (pulgadas de agua)

$\rho$  : Densidad del aire  $\left(\frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}\right)$ ; aire estándar =  $0.075 \left(\frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}\right)$

$V$  : Velocidad del aire (fpm).

$$V = \frac{\text{CFM} \times 144}{S} \quad (\text{E2-93})$$

$S$  : Area de la sección transversal del ducto ( $\text{pulg}^2$ ).

$P_v$  : Presión de velocidad (pulgadas de agua).

Para todos los accesorios excepto para los accesorios de confluencia (accesorios tipo Y), la pérdida de presión total se calcula mediante la siguiente formula:

$$\Delta P = C_0 \times P_{v_0} \quad (\text{E2-94})$$

Donde el subíndice (0) es la sección transversal en la cual se está calculando la presión de velocidad.

Para accesorios de flujos convergentes y divergentes, la pérdida de presión total a través de la sección recta (Straight) principal se calcula con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = C_{o,s} \times P_{V_c} \quad (\text{E2-95})$$

Para las secciones transversales de los ramales (branch), se utiliza la siguiente fórmula:

$$\Delta P = C_{c,b} \times P_{V_c} \quad (\text{E2-96})$$

Donde los subíndices  $c, s, b$  indican lo siguiente:

- $c$  : Sección común (de mayor caudal)
- $s$  : Sección recta principal (Straight)
- $b$  : Sección del ramal (branch)

## 2.6 SISTEMAS DE AGUA HELADA

### 2.6.1 Diseño de tuberías para agua helada.

Diseñar una tubería para agua helada significa hallar el diámetro adecuado de la tubería, de tal forma que abastezca con el caudal necesario de agua a un equipo de aire acondicionado previamente seleccionado.

El diseño de tuberías también implica determinar este caudal (GPM) y la temperatura del agua a suministrarse.

Más adelante en el **item 2.6.2** se demostrará que para determinar el caudal de agua helada se utiliza el factor

$$2.4 \left( \frac{GPM}{Ton} \right).$$

El dimensionamiento de tuberías de sistemas hidrónicos, generalmente se realiza bajo ciertos límites superiores de velocidad y caída de presión estática.

#### **Velocidad del agua.**

La velocidad máxima que se debe considerar para el diseño de tuberías es 2.1 m/s.

#### **Caída de presión estática.**

La caída de presión estática debe estar comprendida entre

$$[1 - 4] \left( \frac{ft}{100ft} \right) \quad \text{ó} \quad [10 - 40] \left( \frac{mm.c.a}{m} \right) \quad \text{ó} \quad [100 - 400] \left( \frac{Pa}{m} \right).$$

#### **Rugosidad del material de la tubería.**

La rugosidad efectiva de los materiales metálicos con que se fabrican los ductos se obtienen de la **tabla 29** (Anexo 1).

### Temperatura del agua.

La temperatura del agua que sale de los chillers generalmente está entre 44°F y 45°F (6.67°C y 7.22°C), efectos de cálculos se puede tomar 7°C.

### Densidad del agua.

Esta formula ha sido sacada del ASHRAE HANDBOOK REFRIGERATION 1998. Capitulo 8, pagina 8.2.

$$\rho_w = 997.18 + 3.1439 \times 10^{-3} \times t - 3.7574 \times 10^{-3} \times t^2 \dots \left( \frac{kg}{m^3} \right) \quad (E2-97)$$

$t$ : Temperatura del agua en °C.

### Viscosidad absoluta del agua.

Esta formula ha sido sacada del libro FUNDAMENTALS OF THERMODYNAMICS – Carrol M. Leonard (Oklahoma State University). Capitulo 12, pagina 284.

### Para temperaturas entre 30°F y 100°F

$$\mu_w = 2.317 - 0.0164 \times t \dots \dots \dots (\text{Centipoises}) \quad (E2-98)$$

### Para temperaturas entre 100°F y 212°F

$$\mu_w = \frac{1.027 - 0.0035 \times t}{1000} \dots \dots \dots \left( \frac{kg}{m \times s} \right) \quad (E2-99)$$

Donde:  $t$ : Temperatura del agua en °F.

$$1 \text{ centipoise} = 3.6 \left( \frac{kg}{m \times h} \right) = 0.001 \left( \frac{kg}{m \times s} \right) = 0.000672 \left( \frac{Lb}{pie \times s} \right)$$

**Viscosidad cinemática del agua.**

$$\nu_w = \frac{\mu_w}{\rho_w} \dots\dots [m^2 / s] \quad (E2-100)$$

**Diámetro mínimo de la tubería.**

$$D_{\min} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_{\max}}} \dots\dots [mm] \quad (E2-101)$$

Donde:  $Q: \left(\frac{m^3}{s}\right)$ ;  $V_{\max}: (fps)$

**Número de Reynolds.**

$$Re = \frac{V_{\max} \times D_{\min}}{\nu_w} \quad (E2-102)$$

Donde:  $V_{\max} = [m/s]$ ;  $D_{\min} = [m]$ ;  $\nu_w = [m^2/s]$

**Cálculo del factor de fricción mediante la formula de Colebrook (formula iterativa).**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times D_{\min}} + \frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right] \quad (E2-103)$$

Donde:  $\varepsilon [mm]$ ;  $D_{\min} [mm]$ , Despejando  $f$  tenemos:

$$f = \left[ \frac{1}{-2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times D_{\min}} + \frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right]} \right]^2 \quad (E2-104)$$

Con la formula E2-104 el factor  $f$  se calcula por iteraciones sucesivas.

**Diámetro equivalente ( $D_{eq}$ ).**

Es el diámetro circular equivalente que genera la misma caída de presión transportando el mismo flujo de masa.

$$Deq = 5 \sqrt{\frac{8 \times f \times Q^2}{g \times \pi^2 \times \left(\frac{\Delta p}{L}\right)}} \dots\dots [m] \quad (E2-105)$$

Donde:  $Q [ \frac{m^3}{s} ]$ ;  $\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \left(\frac{mH_2O}{m_{TUBERIA}}\right)$ ;  $g = 9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$

### Diámetro estándar de la tubería.

Estos valores se pueden encontrar en la **tabla 30** (anexo 1).

### Diámetro interno ( $D_i$ ).

Es el diámetro de una tubería estándar mayor o igual al diámetro mínimo ( **ver tabla 30**).

### Velocidad final.

$$V_f = \frac{Q \times 10^6}{\frac{\pi}{4} \times (D_i)^2} \dots\dots \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (E2-106)$$

Donde:  $Q [ \frac{m^3}{s} ]$ ;  $D_i (mm)$

### Número de Reynolds final $Re(f)$ .

$$Re(f) = \frac{V_f \times D_i}{\nu_w} \quad (E2-107)$$

$V_f = [m/s]$  ;  $D_i = [m]$  ;  $\nu = [m^2/s]$

### Factor de fricción final.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\mathcal{E}}{3.7 \times D_i} + \frac{2.51}{Re(f) \times \sqrt{f}} \right]$$

Donde:  $\mathcal{E} [mm]$ ;  $D_i [mm]$  ; Despejando  $f$  tenemos:

$$f = \left[ \frac{1}{-2 \times \text{Log}_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7 \times D_i} + \frac{2.51}{\text{Re}_{(f)} \times \sqrt{f}} \right]} \right]^2 \quad (\text{E2-108})$$

Con la fórmula E2-108 el factor  $f$  se calcula por iteraciones sucesivas.

**Caída de presión estática en unidades de longitud de agua por unidad de longitud de tubería.**

$$\left( \frac{\Delta p}{L} \right) = \frac{f \times V_f^2}{2 \times g \times D_i} \dots \dots \dots \left[ \frac{m_{H_2O}}{m_{(tubería)}} \right] \quad (\text{E2-109})$$

Donde:

$f$  = Factor de fricción.

$V_f$  = Velocidad final  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$g$  = Aceleración de la gravedad  $\left[ 9.81 \frac{m}{s^2} \right]$

$D_i$  = Diámetro interior estándar  $[m]$

**Pérdidas primarias en unidades de longitud de columna de agua.**

$$\text{Pérdidas Primarias} = \left( \frac{\Delta P}{L} \right) \left( \frac{mm.c.a}{m.tubería} \right) \times L_{(m)} \quad (\text{E2-110})$$

Donde:  $L_{(m)}$  = Longitud un tramo de la tubería (m)

**Cálculo de pérdidas secundarias.**

Para proyectar correctamente cualquier sistema de tuberías por el que circule un fluido, las pérdidas en las válvulas y



acoplamientos del sistema deben ser evaluados con un criterio técnico de ingeniería.

Las válvulas y los accesorios tienen su equivalencia en codos de 90° y estos codos de 90° tienen una equivalencia en longitud de tubería recta. La **Tabla 31** (Anexo 1), indica la longitud equivalente de los codos de 90°, y la **Tabla 32** (Anexo 1) indica los codos equivalentes para las válvulas y accesorios para tuberías de fierro y cobre.

La caída de presión debida de las tees varía con el flujo de agua que pasa a través de los ramales, la **FIG. 19** indica el número de codos equivalentes en función al porcentaje de flujo de agua que pasa por los ramales encerrados dentro del círculo.

Es importante mencionar que estas tablas nos permiten calcular pérdidas secundarias en tuberías de hasta 12" de diámetro, para tuberías de mayores diámetros hasta 24" se puede utilizar el Carrier Handbook, en el capítulo Proyecto De La Tubería.

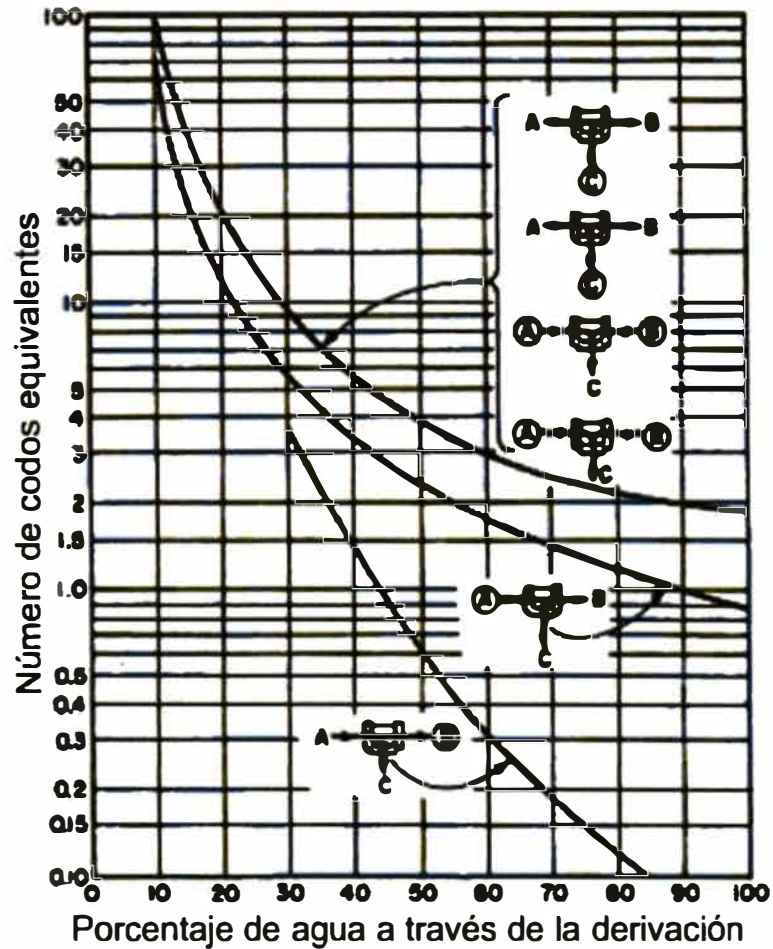


FIG.19 NUMERO DE CODOS EQUIVALENTES PARA TEES.

### 2.6.2 Demostración del factor 2.4 GPM / ton

Un aspecto fundamental es saber que cantidad de agua helada (GPM), se requiere para poder evacuar una cierta cantidad de calor de un ambiente a acondicionar.

Demostraremos con una ecuación fundamental de la

termodinámica que este factor es:  $2.4 \left( \frac{GPM}{TON} \right)$ .

**Demostración:**

Consideraciones previas:

- El agua es suministrada por los equipos enfriadores de agua (CHILLERS), a una temperatura de 44°F ó 45°F, es decir, aproximadamente a una temperatura de 7°C, a esta temperatura, las propiedades termofísicas del agua son las siguientes:

$$\text{Calor específico} \quad : Ce = 1 \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

$$\text{Densidad} \quad : \rho_{\text{agua}} = 997.38612 \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

- Para efectos de diseño el proyectista debe estimar que la variación de temperatura del agua por ganancia de calor será de 10°F. es decir:  $\Delta T = 10^\circ\text{F} = 5.56^\circ\text{C}$

Sabemos que:

$$Q = \dot{m} \times Ce \times \Delta T \quad (\text{E2-111})$$

$$\dot{m} = \dot{V} \times \rho \quad (\text{E2-112})$$

Entonces:

$$\dot{V} = \left( \frac{Q}{\rho \times Ce \times \Delta T} \right) \quad (\text{E2-113})$$

$$\text{Donde: } Q = \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} \right); \rho = \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right); Ce = \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \times ^\circ\text{C}} \right); \Delta T = ^\circ\text{C}$$

Asumir que el calor a evacuar es 1ton, entonces:

$$Q = 1Ton = 12000 \left( \frac{Btu}{hr} \right) = 3024 \left( \frac{kcal}{hr} \right) \quad \text{Luego:}$$

$$\dot{V} = \left[ \frac{3024}{997.38612 \times 1 \times \left( \frac{10}{1.8} \right)} \right] = 0.545747 \left( \frac{m^3}{hr} \right) = 2.4GPM$$

Es decir para evacuar una tonelada de refrigeración se requiere de 2.4 GPM, de agua helada.

### 2.6.3 Dimensionamiento de tuberías de agua helada

Para el dimensionamiento de las tuberías de agua helada utilizaremos la **Tabla 33** (Anexo 1), que es un resumen de cálculos efectuados considerando, el caudal de agua, temperatura, velocidades máximas recomendables, rugosidad de la tubería, caídas de presión estática por metro de longitud del tubo, densidad del agua, viscosidad, y el factor de fricción.

### 2.6.4 Cálculo de la capacidad de un chiller.

La capacidad de un chiller para atender los requerimientos de enfriamiento de un local ó un conjunto de locales se obtiene cuando se toma un VOLUMEN DE CONTROL UNICO de todos los locales en estudio.

### 2.6.5 Selección de bombas para un chiller.

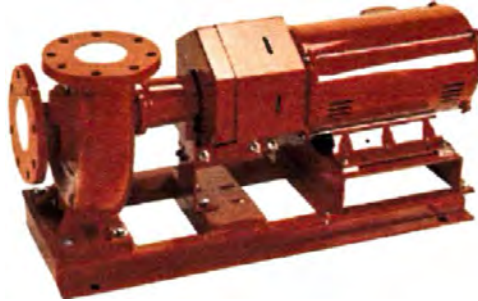


FIG.20 BOMBAS CENTRIFUGAS

Para seleccionar una bomba de cualquier modelo o tipo es necesario conocer el caudal de agua (GPM) y la altura útil de la bomba  $H_{bomba}$ ; además de otras consideraciones de diseño que mencionaremos más adelante.

Los sistemas que extraen el calor de espacios o procesos acondicionados con agua helada, frecuentemente son llamados sistemas hidrónicos. El agua fluye en un **circuito cerrado** a través de las tuberías que conectan el chiller con unidades terminales de intercambio de calor (UMAS ó FANCOILS) ubicadas en los espacios o procesos acondicionados.

Estos sistemas hidrónicos de enfriamiento normalmente operan con temperaturas de diseño de suministro de agua comprendidas entre 4°C y 13°C; usualmente 7°C, y presiones hasta 830kPa. (120 PSI ).

El caudal (Q) que moverá la bomba lo determina la capacidad del chiller utilizando el factor 2.4GPM/ton.

Demostraremos que  $H_{bomba} = \sum h_{pérdidas}$ , éste nos servirá para hallar la potencia teórica de la bomba.

Según la ecuación de Bernulli, para 2 puntos de un sistema hidráulico tenemos:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \times g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \times g} + Z_2 + \sum h_{pérdidas} - H_{bomba} \quad (\text{E2-114})$$

Como el sistema de aire acondicionado es un sistema cerrado tenemos:

$P_1 = P_2$ ;  $V_1 = V_2$ ; y  $Z_1 = Z_2$  por lo tanto:

$$H_{bomba} = \sum h_{pérdidas} \quad (\text{E2-115})$$

$\sum h_{pérdidas}$  = Es la sumatoria de las pérdidas primarias y secundarias (caídas de presión) del **circuito de mayor resistencia** del sistema diseñado.

Para sistemas de bombeo existentes, la altura útil se puede obtener de la siguiente manera:

$$H_{bomba} = \frac{P_d - (P_s)}{\rho \times g} + h_p + \frac{C_d^2 - C_s^2}{2 \times g} \dots\dots\dots [\text{m}] \quad (\text{E2-116})$$

$P_d$  = Presión manométrica en la brida de descarga de la bomba (Pa).

$P_s$  = Presión manométrica en la brida de succión de la bomba (Pa).

$\rho$  = Densidad del agua  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ ; aproximadamente  $1000\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ .

$g$  = Aceleración de la gravedad =  $9.81\left(\frac{m}{s^2}\right)$ .

$h_p$  = Diferencia de altura geométrica entre las bridas de succión y descarga de la bomba (m).

$C_d$  = Velocidad del agua a la salida de la bomba, generalmente en la brida de descarga  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

$C_s$  = Velocidad del agua al ingreso de la bomba, generalmente en la brida de succión  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

La potencia teórica de una bomba se calcula con la siguiente formula:

$$P_{bomba} = \frac{\gamma_{H_2O} \times Q_{bomba} \times H_{bomba}}{\eta \times k} \quad (E2-117)$$

Donde:

$\gamma_{H_2O}$  : Peso específico del agua (kgf)

$Q_{bomba}$  : Caudal de la bomba  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$H_{bomba}$  : Altura útil de la bomba (m).

$\eta$ : Eficiencia total de la bomba (%); Ver **tabla 34** (Anexo 1).

$k$ : Factor que determina la unidad de potencia; Ver **tabla 35** (Anexo 1).

### 2.6.6 Sala de maquinas y sus accesorios

Se denomina sala de maquinas al ambiente donde estarán ubicados los chillers, las bombas y sus respectivos accesorios para su funcionamiento.

Para chillers enfriados por aire la sala de maquinas debe estar totalmente ventilada y para chillers enfriados por agua la temperatura mínima de la sala de maquinas es 40°F (4.4°C) y la temperatura máxima es de 115°F( 46.1°C).

#### Uniones flexibles.



**FIG. 21 Unión Flexible.**

Las uniones flexibles son necesarias en las tuberías tanto de ingreso como de salida de los chillers y bombas. Estas uniones flexibles tienen el objetivo de eliminar la transmisión de



vibraciones de los chillers y bombas al sistema a través de las tuberías.

### **Difusor de succión**



**FIG. 22 Difusor de Succión.**

En salas de maquinas donde no hay mucho espacio disponible para empalmar las tuberías de succión en las bombas con codos largos y filtros en serie, existe una solución que integra estos dos accesorios dentro de un dispositivo denominado difusor de succión el cual requiere un espacio mínimo para su instalación.

### **Válvulas Multipropósito**

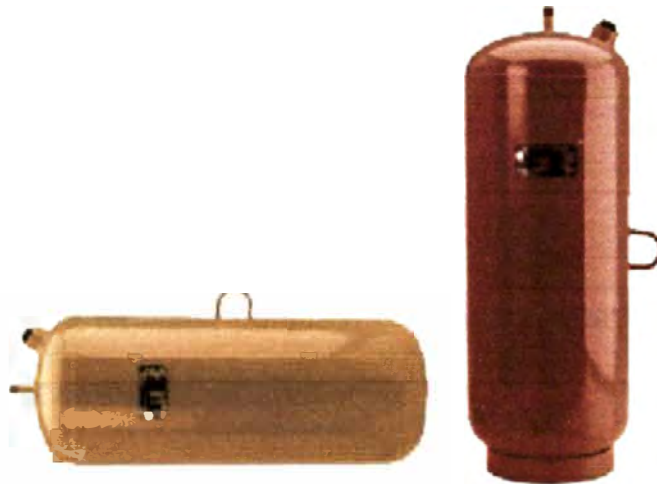


**FIG. 23 Válvulas Multipropósito.**

Las válvulas multipropósito integran 3 válvulas en una, es decir sirven de válvulas check, válvulas reguladoras de presión y válvulas de cierre.

Las válvulas multipropósito deben instalarse a una cierta distancia de la descarga de la bomba comprendida entre 5 a 10 diámetros de la tubería del sistema hidrónico.

### Tanque de expansión



**FIG. 24 Tanques de Expansión.**

También llamado cámara de expansión cumple con dos funciones una térmica y otra hidráulica.

En su función térmica el tanque provee un espacio dentro del cual el líquido puede expandirse o contraerse según los cambios de temperatura que sufre.

Para permitir la expansión o contracción, el tanque posee una interfase entre el líquido del sistema y un gas compresible, por definición un sistema cerrado puede tener una sola interfase de este tipo, en tal sentido un sistema diseñado para ser cerrado debe tener un solo tanque de expansión.

Como un dispositivo hidráulico, el tanque de expansión sirve como un punto de referencia de la presión del sistema.

Existen 3 tipos básicos de tanque de expansión:

- a.- Tanque cerrado
- b.- Tanque abierto
- c.- Tanque con diafragma.

Las siguientes formulas permiten dimensionar los 3 tipos de tanques de expansión:

#### **Tanques cerrados con interfase aire-agua**

$$V_t = V_s \times \frac{\left[ \left( \frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] - 3 \times \alpha \times \Delta t}{\left( \frac{p_a}{p_1} \right) - \left( \frac{p_a}{p_2} \right)} \quad (\text{E2-118})$$

#### **Tanques abiertos con interfase aire-agua**

$$V_t = 2 \times V_s \times \left[ \left( \frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] - (3 \times \alpha \times \Delta t) \quad (\text{E2-119})$$

### Tanques con diafragma

$$V_t = V_s \times \frac{\left[ \left( \frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] - (3 \times \alpha \times \Delta t)}{1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)} \quad (\text{E2-120})$$

Donde:

$V_t$  = Volumen del tanque de expansión ( $m^3$ )

$V_s$  = Volumen del agua en el sistema ( $m^3$ )

$t_1$  = Temperatura más baja ( $^{\circ}C$ )

$t_2$  = Temperatura más Alta ( $^{\circ}C$ )

$p_a$  = Presión atmosférica ( $kPa$ )

$p_1$  = Presión en la temperatura más baja ( $kPa$ )

$p_2$  = Presión en la temperatura más alta ( $kPa$ )

$v_1$  = Volumen específico del agua a  $t_1$  ( $\frac{m^3}{kg}$ )

$v_2$  = Volumen específico del agua a  $t_2$  ( $\frac{m^3}{kg}$ )

$\alpha$  = Coeficiente lineal de expansión térmica  $-\left( \frac{m}{m \times ^{\circ}K} \right)$

$\alpha = 11.7 \times 10^{-6}$  para acero

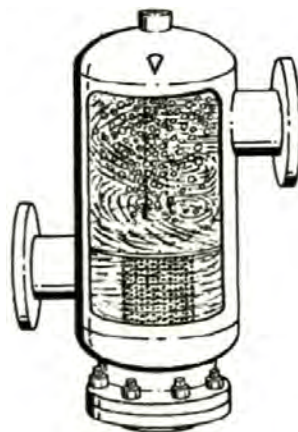
$\alpha = 17.1 \times 10^{-6}$  para cobre

$\Delta t = (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (^{\circ}K)$

Para sistemas de calefacción las temperaturas más bajas se consideran usualmente la temperatura ambiental en las condiciones de llenado y la temperatura más alta es la temperatura del agua de suministro del sistema en operación.

Para sistemas de agua helada, la temperatura más baja es la temperatura de diseño del sistema (por ejemplo 7°C), y la temperatura más alta es la temperatura ambiente ( por ejemplo 35°C ).

#### **Tanque separador de aire y sólidos**



**FIG. 25 TANQUE SEPARADOR DE AIRE.**

El objetivo de este tanque es separar residuos sólidos propios de la instalación del sistema de tuberías, si estos residuos no se eliminan adecuadamente pueden obstruir y finalmente dañar las válvulas y accesorios más finos del sistema.

Este tanque está diseñado con toberas tangenciales que crean una acción centrífuga dentro del separador que causa que las partículas no disueltas decanten dentro del tanque. Estas partículas son recolectadas manual o automáticamente en la parte inferior. La acción centrífuga también crea un vórtice de baja velocidad donde el aire es separado y eliminado del circuito de agua helada.

La selección de los tanques separadores de aire y sólidos está en función del caudal de agua del sistema hidrónico.

### **Válvulas tipo Globo**

Las válvulas globo son frecuentemente usadas en diámetros de tuberías pequeños pero también están disponibles en tamaños de hasta 300mm, ellas son usadas donde se requiera un estrangulamiento.



**FIG. 26 VALVULAS GLOBO**

### **Válvulas de compuerta o de cierre.**

Estas válvulas están diseñadas para estar completamente abiertas o completamente cerradas y no deben ser usadas para la regulación de flujo de agua.



**FIG. 27 VALVULAS COMPUERTA**

### **Válvulas tipo bola**

Este tipo de válvulas contienen una bola de precisión contenida entre dos asientos o sellos circulares. Un giro de 90° de la manija de la válvula cambia su operación desde completamente abierta a completamente cerrada.



**FIG. 28 VALVULAS TIPO BOLA**

### **Válvulas tipo mariposa**

Las válvulas mariposa deben ser manualmente operadas con cuadrantes manuales o provistos con una extensión de su eje para operaciones automáticas con actuadores.

Diseños simples, compactos, baja caída de presión y operación rápida son las características de las válvulas mariposa.



**FIG. 29 VALVULA MARIPOSA**

### **Termómetros**



**FIG. 30 TERMOMETRO**

Los termómetros pueden ser de columna o digitales y deben instalarse al ingreso y salida del chiller.



## Manómetros



FIG. 31 MANOMETRO

Estos dispositivos deben instalarse en el ingreso y la salida del chiller así como en la succión y descarga de cada una de las bombas.

## Flow switch

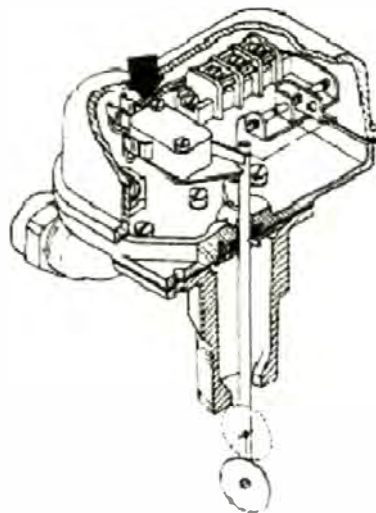


FIG. 32 FLOW SWITCH

Este es un dispositivo de seguridad del chiller que ante la ausencia de flujo de agua en el evaporador apaga los compresores del chiller.

### **Purgadores de aire automáticos de alta capacidad**



**FIG. 33 PURGADOR DE AIRE.**

Estos purgadores sirven para evacuar el aire presente dentro del sistema y se instalan en la parte superior del tanque separador de aire y sólidos.

#### **2.6.7 Manejadoras de aire**

Los equipos de tratamiento de aire que utilizan como fluido de intercambio de calor el agua son llamados "fancoil" ya que están compuestos, básicamente, por un ventilador (fan) y un serpentín (coil). Se pueden distinguir dos tipos:

Los equipos sin ductos (o en cantidades pequeñas) o individuales llamados fancoils y los equipos para ductos llamados también manejadoras de aire.

Estos equipos, en su función, no difieren de sus equivalentes a expansión directa ya que su misión es la misma. La diferencia estriba en el fluido utilizado para acondicionar el aire en tratamiento.

Los de expansión directa utilizan un refrigerante en evaporación basándose en el fenómeno de “cambio de fase”.

Los de agua, en cambio, logran su cometido utilizando un fluido (agua) que no cambia de fase durante el proceso y el intercambio de energía se realiza únicamente por variación de temperatura del agua.

#### 2.6.7.1 Válvulas de 2 vías



FIG. 34 VÁLVULAS DE 2 VÍAS

Son válvulas automáticas accionadas por un solenoide que responde a las señales de un termostato. En estas válvulas el fluido ingresa a través del puerto de entrada y sale a través del puerto de salida a flujo total o reducido dependiendo de la posición del eje y del disco de la válvula.

Estas válvulas se utilizan para sistemas de agua helada con volumen variable.

### 2.6.7.2 Válvulas de 3 vías

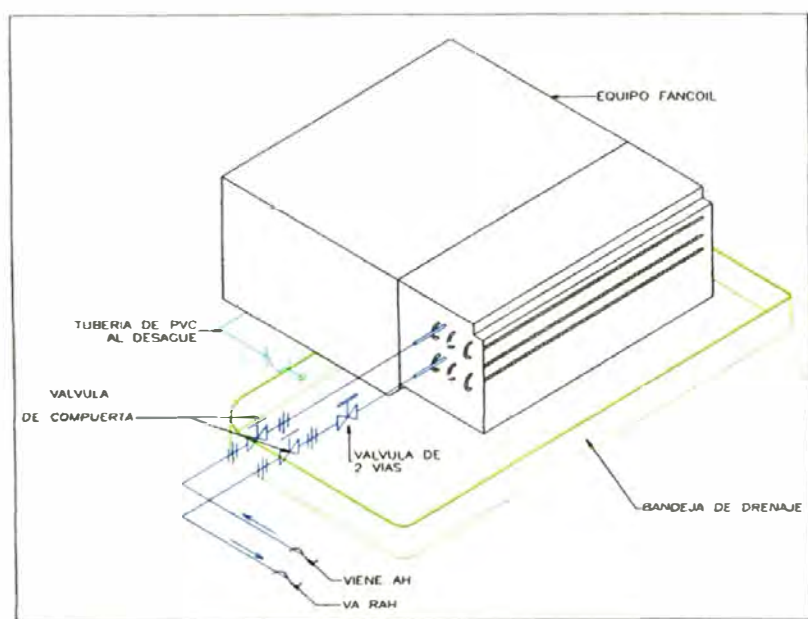


**FIG. 35 VÁLVULAS DE 3 VÍAS**

Son válvulas automáticas accionadas por un solenoide que responde a las señales de un termostato. En estas válvulas mezclan o desvían corrientes de un fluido.

Estas válvulas se utilizan para sistemas de agua helada con volumen constante.

### 2.6.7.3 Esquema de instalación.



**FIG. 36 MANEJADORAS CON VÁLVULAS DE 2 O 3 VIAS**

### **2.6.8 Diseño de bases flotantes para los chillers y las bombas**

Vibración mecánica y el ruido inducido por vibración son las mayores fuentes de quejas de los ocupantes de edificios modernos. Construcciones más livianas en los edificios nuevos han hecho de estos los más susceptibles a la vibración y a los problemas relacionados con esta.

Para el diseño de bases flotantes podemos seguir las recomendaciones indicadas en la **tabla 52 Anexo1**.

### **2.6.9 Diseño del sistema de condensación**

Los sistemas de condensación se utilizan para los chillers con condensador enfriados por agua y consiste en el diseño de tuberías, selección de la torre de enfriamiento, selección de las bombas y otros accesorios.

#### **2.6.9.1 Tuberías de condensación**

Para el diseño de las tuberías de condensación se puede utilizar la tabla que se utiliza para el diseño de tuberías de agua helada del ítem 2.6.3, con la consideración que a esta tabla hay que entrar con el caudal de agua como dato inicial para hallar luego el diámetro de la tubería.

### 2.6.9.2 Torres de enfriamiento



FIG. 37 TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Una torre de enfriamiento enfría agua utilizando dos principios fundamentales: transferencia de calor y transferencia de masa.

Una porción de agua adsorbe calor para cambiar de la fase líquida a la fase vapor a presión constante, este calor de vaporización a presión atmosférica constante se transfiere desde el agua remanente en fase líquida a la corriente de aire que pasa por la torre.

La diferencia de temperatura entre el agua que ingresa y el agua que sale de la torre se le denomina RANGO (range).

Para un sistema operando en estado estable el rango es lo mismo que el incremento de temperatura a través de la carga del intercambiador de calor.

La diferencia entre la temperatura del agua de salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire del ambiente se denomina APROXIMACIÓN (approach).

La aproximación es una función de la capacidad de la torre, una torre de mayor capacidad produce una aproximación más pequeña para una carga de calor, flujo y condiciones del aire de ingreso dado.

### **2.6.9.3 Selección de torres de enfriamiento**

Para seleccionar una torre de cualquier fabricante a través de sus catálogos (ver **tabla 36** – Anexo1) es necesaria la siguiente información.

- Flujo de agua
- Temperatura de ingreso de agua a la torre.
- Temperatura de salida del agua a la torre.
- Temperatura del bulbo húmedo del aire del ambiente.
- características eléctricas de la fuente de energía  $V / F / Hz$ .

El flujo de agua de la torre, se calcula con la siguiente formula:

$$GPM_{torre} = \frac{MBH \times 2}{RANGO} \quad (E2-121)$$

*MBH* = Calor rechazado por el condensador del chiller, que es el calor de evaporación más el calor de compresión en MBTUH (miles de Btu/hr ). Estos valores de MBTUH se encuentran como datos en las tablas de los catálogos de los chillers enfriados por agua.

*RANGO* = Temperatura de ingreso del agua menos la temperatura de salida del agua a la torre (°F).

Para efectos de proyectar una torre para aire acondicionado se debe considerar un rango de 10°F y una temperatura de salida del agua del condensador de 95°F.

Es importante mencionar que los condensadores de los chillers generalmente aceptan una temperatura máxima de ingreso de agua de condensación de 110°F ( 43.3°C) y una temperatura mínima de 70°F (21.1°C), por lo tanto cuando elegimos una temperatura de 85°F estamos dentro del rango permitido.



#### 2.6.9.4 Selección de las bombas de condensado.

Para seleccionar una bomba de cualquier modelo o tipo es necesario conocer el caudal de agua (GPM) y la altura útil de la bomba.

El caudal de la bomba es el caudal de la torre de enfriamiento y la altura útil de la bomba de condensados se calcula con la siguiente ecuación:

$$H_{bomba} = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \times g} \right) + (Z_2 - Z_1) + \sum h_{pérdidas} \quad (E2-122)$$

En una torre de enfriamiento se puede considerar lo siguiente:  $P_1 = P_2 = P_{atm}$  y  $V_1 = V_2 = 0$ ; por lo tanto:

$$H_{bomba} = (Z_2 - Z_1) + \sum h_{pérdidas} \dots\dots\dots (m) \quad (E2-123)$$

$Z_2$  = Pare superior de la torre donde se descarga el agua (m)

$Z_1$  = Pare inferior de la torre, nivel de la bandeja (m)

$\sum h_{pérdidas}$  = Es la sumatoria de las pérdidas primarias y secundarias (caídas de presión) del **circuito de tuberías** diseñado.

Un valor aproximado de la diferencia ( $Z_2 - Z_1$ ) es la altura geométrica de la torre.

### **2.6.9.5 Accesorios del sistema.**

El sistema de bombeo de agua de condensado debe tener los siguientes accesorios:

Uniones flexibles en chiller, bombas y torres.

Manómetros al ingreso y salida de cada una de las bombas.

Termómetros en los chillers y las torres.

Válvulas de corte al ingreso y salida de cada una de las bombas.

## **2.7 SELECCIÓN DE TUBERÍAS DE COBRE PARA LOS EQUIPOS DE EXPANSIÓN DIRECTA**

### **2.7.1 Recomendaciones generales.**

Todas las tuberías que conectan las diferentes partes y accesorios de un sistema de refrigeración deben estar adecuadamente dimensionadas e instaladas, tuberías pequeñas o mal instaladas causaran problemas de operación. Las tuberías para todo sistema de refrigeración se dividen en 3 secciones principales:

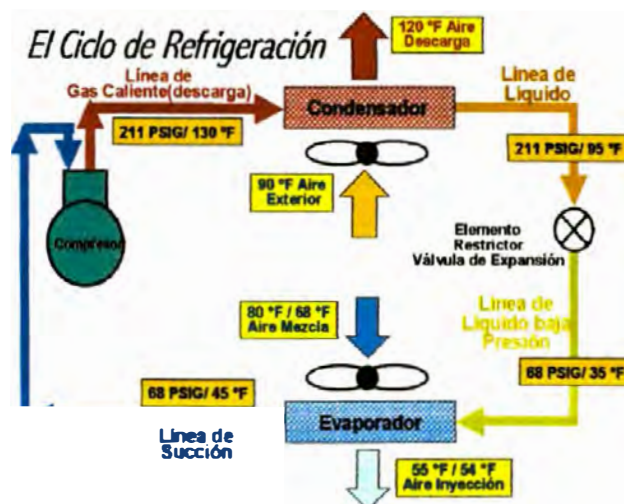
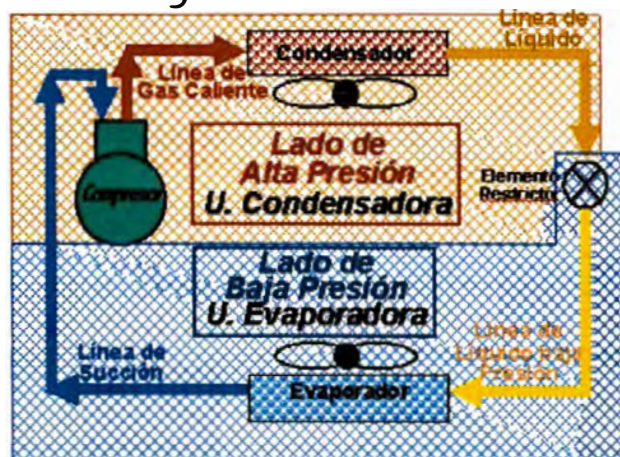
**Tuberías de Líquido.-** Conectan el receptor de líquido (condensador) con el evaporador (Línea de alta presión).

**Tuberías de Succión.-** Conectan El evaporador con el compresor (Línea de baja presión).

**Tubería de descarga.-** Conecta el compresor con el condensador.

En los equipos de aire acondicionado las tuberías de descarga vienen instaladas de fabrica, por esta razón sólo dimensionaremos tuberías de liquido y succión.

### *El Ciclo de Refrigeración*



**FIG. 38: CICLO DE REFRIGERACIÓN**

Cuando el refrigerante fluye a través de las tuberías, existe una pérdida de presión debido a la fricción entre el refrigerante y las paredes de la tubería, ésta pérdida de presión no puede ser evitada pero su efecto se puede minimizar dimensionando adecuadamente las tuberías.

El diseño de un tendido adecuado de tuberías de refrigerante debe tender a lograr el cumplimiento de las siguientes características:

- Máxima capacidad del sistema
- Mínimo costo de la tubería
- Retorno apropiado del aceite al compresor
- Mínimo consumo de energía
- Mínima carga adicional de refrigerante
- Bajo nivel de ruido
- Control apropiado del refrigerante
- Perfecta flexibilidad de operación posibilitando al sistema operar entre el 0% y el 100% de carga sin presentar problemas de lubricación.

Cumplir simultáneamente con todas estas características es improbable por los conflictos que existen entre algunas de ellas.

En tal sentido el diseño de las tuberías de refrigerante debe entonces tener en cuenta lo siguiente:

- Asegurar una correcta alimentación al evaporador.
- Diámetros de tubos razonables y sin excesiva pérdida de presión.
- Evitar que el aceite se quede retenido en alguna parte del sistema.
- Minimizar la pérdida (salida al resto del sistema) de aceite del compresor.
- Evitar que llegue refrigerante líquido al compresor durante la operación y las paradas.

### **2.7.2 Tuberías de líquido**

El dimensionamiento de las tuberías de líquido es menos crítico que cualquier otra línea del sistema. Esta línea lleva refrigerante entre el condensador y el evaporador y maneja solo refrigerante en fase líquida en tal sentido el aceite que circula en el sistema es acarreado a través de esta tubería sin ningún problema.

La caída de presión en esta línea tiene un efecto mínimo sobre la operación de todo el sistema. No afecta directamente al compresor en el aumento del consumo de potencia o la disminución de su capacidad. Altas caídas de

presión en la línea de líquido reducirán la presión al ingreso de la válvula de expansión y por lo tanto afectaran su capacidad o tamaño.

La caída de presión en la línea de líquido debe ser mantenida en un valor razonable para prevenir problemas de vaporización de una parte del gas debido a la caída de presión.

#### 2.7.2.1 Velocidad del refrigerante en tuberías de líquido

$V_{LQ} \leq 300 \dots FPM$  Este límite ha sido establecido debido a la posibilidad de martilleo del líquido, la vibración y el ruido resultante causada por la acción de la válvula solenoide o cualquier otra válvula del circuito.

#### 2.7.2.2 Perdida de presión en las tuberías de líquido.

El total de la caída de presión no debe ser mayor de:

- **30 PSI** en equipos de **hasta 5 tons**.
- **40 PSI** en equipos **7.5 tons y mayores**.

Es importante indicar que la caída de presión total se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_{(Fricción)} \pm \Delta P_{(Estáticas)} \quad (E2-124)$$

$\Delta P_{(Estatica)} = (+)$  Evaporador sobre el condensador.

$\Delta P_{(Estatica)} = (-)$  Evaporador bajo el condensador.

$\Delta P_{(Estatica)} = 0.5 \left( \frac{PSI}{Ft} \right)$  en tramos verticales y es cero en tramos

horizontales.

La pérdida de presión en la línea de líquido reduce la cantidad de subenfriamiento a razón de **1°F por cada 3PSI**.

Si la caída de presión es suficientemente grande para contrarrestar todo el subenfriamiento del líquido en un sistema, el líquido empezará a evaporarse (Flash Gas), reduciendo el flujo de refrigerante a través de la válvula de expansión del serpentín interior, aunque el sistema puede tolerar alguna evaporación anticipada en la válvula de expansión, bajo ciertas condiciones el serpentín interior puede ser subalimentado de refrigerante y congelarse.

### 2.7.3 Tuberías de succión

La línea más crítica en el sistema de tubería es la Línea de Succión, la cual transporta refrigerante en fase vapor desde el evaporador hasta el compresor.

El refrigerante en esta línea debe tener una velocidad suficientemente alta para arrastrar el aceite de regreso al compresor, ya sea que existan líneas horizontales o verticales; al mismo tiempo debe tener una caída de presión mínima para evitar la pérdida de capacidad del sistema.

La caída de presión en la línea de succión aumenta el volumen (disminuye la densidad) del gas refrigerante que debe ser manejado por el compresor para un tonelaje dado; como los compresores son máquinas de flujo de masa constante; la caída de presión significa una reducción en la capacidad, debido a que ingresa menos masa al compresor por unidad de volumen. La capacidad del compresor también se ve afectada de otra manera; a una temperatura de condensación dada, la caída de presión en la línea de succión hace que la razón de compresión aumente; y como sabemos el aumento de la razón de compresión hace que la eficiencia volumétrica disminuya, con la consecuente disminución de la capacidad del compresor.

Es importante mencionar que la temperatura de succión para aplicaciones de aire acondicionado esta entre 40°F a 50°F (4.4°C a 10°C).



### 2.7.3.1 Velocidad del refrigerante en tuberías de succión.

#### Líneas Horizontales:

- $V_{(gas)} \geq 500 \dots FPM$  ; con una inclinación de 1" cada 20pies en dirección hacia el condensador con el objeto de facilitar el retorno de aceite.

#### Líneas Verticales:

- **Condensador sobre el evaporador:**  $V_{(gas)} \geq 1,000 \dots FPM$  y  $V_{(gas)} \leq 3,000 \dots FPM$  , así mismo se deben hacer uso de trampas de aceite cada 15 pies (4.5m); iniciando con una trampa en la base.
- **Condensador Bajo el Evaporador:** Se deberá instalar una trampa invertida (de liquido) en el inicio de la montante (cerca al condensador)

### 2.7.3.2 Perdida de presión en tuberías de succión.

Como regla general, la caída de presión en la línea de succión **nunca debe exceder a 3 PSI**. El sistema pierde capacidad a razón de 1% por cada psi de caída de presión en la línea de succión.

#### **2.7.4 Tablas de tuberías de líquido y succión**

En las **tablas 37 y 38** del anexo 1, se encuentran los valores que nos permitirán dimensionar correctamente las líneas Líquido y Succión.

#### **2.7.5 Longitud equivalente de accesorios**

La **tabla 39** del anexo 1, tiene la información correspondiente a las longitudes equivalentes de codos y válvulas.

### **2.8 CUARTOS LIMPIOS**

El diseño de cuartos limpios abarca mucho más que el control tradicional de la humedad y la temperatura, se incluyen otros factores como el control de partículas, microbios, descargas electrostáticas, contaminantes gaseosos, control de tipos de flujo de aire, presurización, control acústico y de vibraciones, aspectos de ingeniería industrial, y finalmente disposición de equipos de producción.

El objetivo del diseño de un buen cuarto limpio es controlar estas variables manteniendo razonables costos de operación e instalación.

#### **2.8.1 Terminología**

**Criterio de Aceptación (Acceptance Criteria).**- Si los límites superiores e inferiores del ambiente del cuarto (parámetros críticos) son excedidos, el producto farmacéutico puede ser considerado como adulterado.

**Esclusa (Air lock).**- Es un pequeño cuarto entre dos cuartos de diferente presión de aire, con puertas entrelazadas para prevenir la pérdida de presión en el cuarto de mayor presión.

**Cuarto limpio AS BUILT (As built Clean room).**- Es un cuarto limpio que está completamente listo para la operación, con todos sus servicios conectados y funcionales, pero sin equipos de producción o personal en el cuarto.

**Espacio aséptico (Aseptic Space).**- Es un espacio controlado de tal manera que el crecimiento de las bacterias está contenido dentro de límites aceptables. Este no es un espacio estéril, en donde absolutamente no existe vida.

**Cuarto limpio en reposo (At rest cleanroom).**- Es un cuarto limpio que está completo con equipos de producción instalados y operando, pero sin personal en el cuarto.

**Unidad de Formación de Colonias - CFU.**- Es una medida de las bacterias presentes en un cuarto de procesos farmacéuticos, Estas se miden vía muestras como parte de la la calificación del funcionamiento del cuarto.

**Cuarto limpio (cleanroom).**- Es un área cerrada especialmente construida con un ambiente controlado respecto a las partículas, temperatura, humedad, presión de aire, flujos de aire, movimiento del aire, vibración, ruido, organismos viables e iluminación.

**Espacio limpio (clean space).**- Es un espacio definido donde la concentración de partículas y las condiciones ambientales son controladas en o bajo los límites especificados.

**Contaminación (Contamination).**- Es cualquier material, sustancia o energía no deseada.

**Parámetro crítico.**- Es una variable del cuarto (temperatura, humedad, cambios de aire, presión del cuarto, partículas, etc.) que por leyes o por determinación de los datos de fabricación del producto farmacéutico, afecta la rigidez, identidad, seguridad, pureza o calidad del producto.

**Superficie crítica.**- Es la superficie de parte del trabajo a ser protegida de la contaminación de partículas.

**Condiciones de diseño.-** Son las condiciones ambientales para las cuales el espacio limpio ha sido diseñado.

**Aerosol.-** Es una suspensión de partículas de sólidos o líquidos en el aire. Existen diferentes aerosoles dependiendo de la fuente de generación.

**Polvo (Dust).-** Es un aerosol sólido generado por la reducción de materiales sólidos grandes. Partículas grandes de polvo decantan rápidamente, las partículas más pequeñas tienden a permanecer suspendidas en el aire o decantar muy lentamente.

De acuerdo con el ASHRAE hand book, las partículas de polvo menores a  $0.1 \mu m$  se comportan como gases, aquellas en un rango de  $0.1 \mu m$  a  $1.0 \mu m$  tienen velocidades de decantación imperceptibles, mientras que las partículas comprendidas en un rango de  $1.0 \mu m$  a  $10 \mu m$  tienen rangos de decantación constantes y apreciables pero se mantienen en suspensión por las corrientes de aire.

**Hollín (Fumes).-** Es un aerosol sólido generado por la condensación de vapores de materiales sólidos, un ejemplo típico son los vapores del arco de soldadura. El

calor del arco eléctrico es suficiente para vaporizar algo del electrodo y su cubierta. Cuando ellos se enfrían ellos forman vapores de soldadura.

**Neblinas (Fogs).**- Es un aerosol líquido generado por la condensación de vapor de agua en el aire.

**Lloviznas (Mists)** .- Son aerosoles líquidos formados por la atomización de líquidos.

**Humos (smokes).**- Son aerosoles sólidos o líquidos formados por la combustión incompleta de sustancias orgánicas

**Gases.**- Es cualquier material que tiene la tendencia a expandirse indefinidamente y que llena uniforme y completamente el recipiente que lo contiene. Los gases existen como moléculas.

**Vapores.**- Es un gas formado por la evaporación de materiales que normalmente son sólidos o líquidos.

**Exfiltración.**- Son fugas de aire desde un cuarto a través de las rendijas que bordean las puertas debido a las diferencias de presiones.

**HEPA (High Efficiency Particulate Air filter).**- Son filtros de aire de alta eficiencia, con una eficiencia de 99.97% en partículas de  $0.3 \mu m$ .

**Infiltración.-** Es un aire no controlado que exfiltra de los espacios de los alrededores del cuarto limpio.

**Concentración de partículas.-** Es el número de partículas individuales por unidad de volumen de aire.

**Tamaño de partícula.-** Es la aparente dimensión lineal máxima de una partícula en el plano de observación.

**Calificación.-** Es la operación y puesta en marcha de un sistema a través de normas de instalación, operación y procedimientos de calificación de funcionamiento (previa aprobación).

**Protocolo de calificación.-** Son descripciones escritas de actividades necesarias para calificar una instalación farmacéutica debidamente autorizadas mediante firmas.

**ULPA (Ultralow Penetration Air filter).-** Es un filtro con una eficiencia mínima de 99.999% en partículas de  $0.12 \mu m$ .

**Arrestancia (Arrestance).-** Es una medida de la habilidad de un dispositivo de filtración de aire para eliminar “**polvo sintético**” del aire, la arrestancia ASHRAE es la habilidad del dispositivo para eliminar polvo ASHRAE del aire en prueba.

La arrestancia es una prueba gravimétrica que compara el peso del polvo sintético de prueba retenido por el filtro con el peso alimentado, a este valor se le llama % de arrestancia.

Esta es una prueba utilizada en los filtros de menor eficiencia utilizados en instalaciones residenciales y comerciales cuando solo se busca una protección de bajo costo y poca pérdida de presión para el equipo de aire acondicionado.

**Eficiencia.-** Es la habilidad de un dispositivo para eliminar partículas o materiales gaseosos de una corriente de aire mediante la medida de la concentración del material corriente abajo y corrientes arriba del dispositivo.

En el método de la prueba de la norma ASHRAE 52.1 ésta es una medida de la habilidad de un filtro para eliminar la porción de mancha de polvo atmosférico del aire de prueba.

**Prueba de mancha de polvo.-** Determina la **eficiencia** del filtro para eliminar partículas más pequeñas midiendo cuan rápidamente se mancha un papel-filtro blanco.



Esta es una prueba típica para filtros de media/alta eficiencia, como filtros bolsa. Filtros con eficiencias de 90-95% en esta prueba eliminan el 99% de las bacterias en el aire.

**DOP.-** Dioctyl phthalate, es un aerosol usado para pruebas de eficiencia e integridad de los filtros HEPA.

Las pruebas DOP determina la eficiencia mínima del filtro para eliminar partículas de 0.3micras.

Esta prueba se realiza para filtros de la más alta eficiencia (HEPA / ULPA) que se utilizan en aplicaciones que requieren un muy alto grado de limpieza o la eliminación de partículas peligrosas del aire que se circula.

### **2.8.2 Clasificación del aire en los cuartos limpios**

Los cuartos limpios son clasificados de acuerdo a su nivel de limpieza o pureza.

La siguiente clasificación está basada en la norma federal 209 (ASHRAE 52.1 año 1,992) y hace una comparación con la norma ISO 14644-1. Posteriormente hablaremos de la norma de vigencia actual ASHRAE 52.2 (año 1,999).

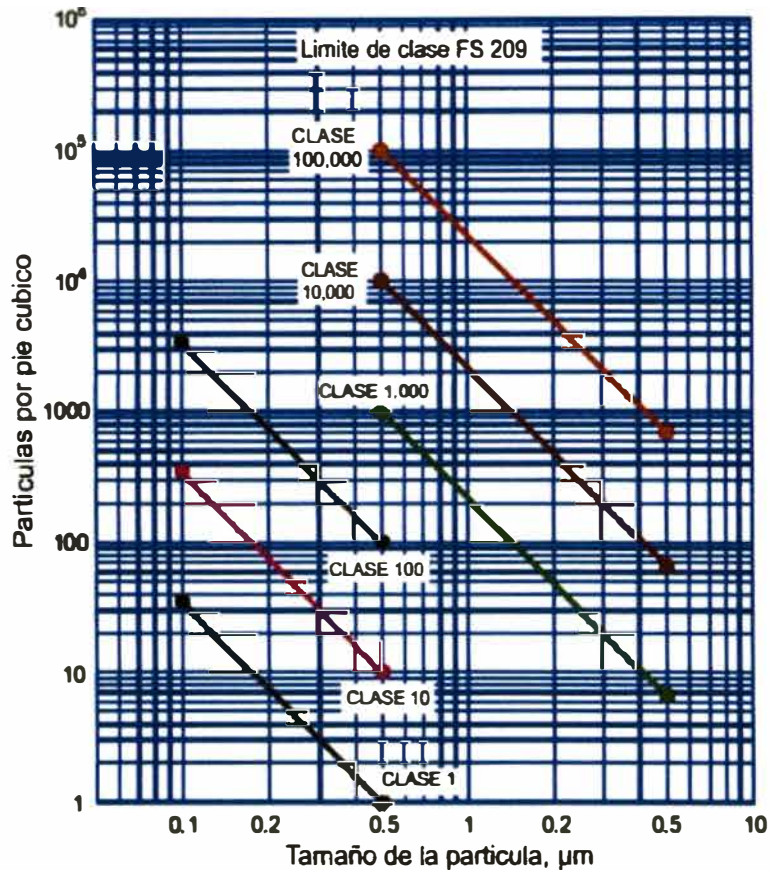


FIG. 39: LINEAS LÍMITES DE CLASES DE AIRE

### 2.8.3 Aplicaciones de los cuartos limpios

El uso de condiciones ambientales y espacios limpios en la fabricación, embalaje, e investigación continúa en crecimiento a la par con el avance de la tecnología y con su necesidad de contar con ambientes de trabajo y producción más limpios. Las siguientes industrias son las que hacen más uso de los cuartos limpios.

#### 2.8.3.1 Farmacéutica

La preparación de productos farmacéuticos, biológicos y medicinales requieren espacios limpios para el control de

partículas viables (vivas) que pueden producir el crecimiento indeseable de bacterias y otros contaminantes.

### **2.8.3.2 Electrónica**

El avance en conductores microelectrónicos nos conlleva a diseños de cuartos limpios. En los Estados Unidos un porcentaje significativo de cuartos limpios que están en operación han sido diseñados para la producción de semiconductores, con una clasificación FS 209 Clase 100 o más limpia.

### **2.8.3.3 Aeroespacial**

Los cuartos limpios fueron inicialmente desarrollados para aplicaciones aeroespaciales para la fabricación y ensamblaje de satélites, misiles y electrónica aeroespacial. Muchas de las aplicaciones involucran espacios limpios de grandes volúmenes con niveles de limpieza Clase 100,000 o más limpios.

### **2.8.3.4 Aplicaciones varias**

Los cuartos limpios también son usados en el procesamiento y embalaje aséptico de comida, fabricación artificial de miembros y articulaciones, cristales especiales, industrias láser / ópticas e investigación de materiales avanzados. Las

salas de operaciones deben ser clasificadas como un cuarto limpio. Etc.

#### **2.8.4 Fuentes de generación y control de partículas**

Las partículas aéreas están en la naturaleza como polen, bacterias, polvo, organismos muertos y vivos. Las industrias generan partículas del proceso de combustión, vapores químicos y fricción en equipos de manufactura.

Las personas en los ambientes de trabajo son las primeras fuentes de generación de partículas en la forma de escamas de piel, cabellos, ropa, cosméticos, emisiones respiratorias y bacterias por sudoración.

Las partículas aéreas varían en tamaño desde 0.001 micras hasta cientos de micras; partículas más grandes que 5 micras tienden a decantar rápidamente y en muchos procesos de manufactura estas partículas son vistas como fuentes de contaminación.

##### **Fuentes de partículas en espacios limpios.**

En general, las fuentes de partículas de los espacios limpios han sido agrupadas en dos categorías, fuentes externas y fuentes internas.

**Fuentes Externas.-** Son aquellas partículas que entran al espacio limpio desde el exterior, normalmente vía infiltración por puertas y ventanas, así como por pases en las paredes debido a tuberías, ductos etc.; sin embargo la fuente más grande es el aire exterior que ingresa al ambiente a través del equipo de aire acondicionado.

Las fuentes externas son controladas principalmente por la filtración de aire, presurización, y sellado adecuado de pases en las paredes.

**Fuente Internas.-** Estas partículas en el espacio limpio son generadas por las personas, deterioro de las superficies de las paredes, equipos de procesos y el proceso de manufactura en sí mismo. El personal del cuarto limpio puede ser la más grande fuente interna de partículas. Los trabajadores pueden generar miles y hasta millones de partículas por minuto en un cuarto limpio.

Las partículas generadas por las personas son controladas con nuevas prendas de vestir, procedimiento adecuados de uniformarse, y el diseño de flujos de aire que continuamente estén “bañando” al trabajador con aire limpio.

Como el personal trabaja en cuartos limpios, sus traslados pueden retener partículas aéreas de otras fuentes. Otras actividades tales como la escritura pueden también causar altas concentraciones de partículas.

La concentración de partículas en un cuarto limpio puede ser usada para definir su clase, pero la deposición actual de partículas en el producto es de mayor importancia. La ciencia de aerosoles, teoría de filtrado y dinámica de fluidos son las fuentes principales para el entendimiento del control de la contaminación.

#### **2.8.5 Tipos de flujo del aire.**

La turbulencia del aire en los espacios limpios es fuertemente influenciada por la configuración de los suministros y retornos de aire, tráfico de personas y distribución de los equipos de manufactura. La selección del tipo de flujo es el primer paso para un buen diseño de un cuarto limpio.

El requerimiento de limpieza del propietario, la distribución de los equipos de proceso, espacio disponible para la instalación de equipos de control del tipo de flujo y consideraciones financieras del proyecto influyen en la selección final del tipo de flujo de diseño.

Varias configuraciones de tipo de flujo actualmente están en uso, pero en general todos caen dentro de dos categorías: Flujo Unidireccional (erróneamente referido como flujo laminar) y flujo no unidireccional (comúnmente llamado flujo turbulento o flujo mixto).

**Flujo Unidireccional.-** Pensado no exactamente como flujo laminar, se caracteriza por que el aire fluye en un solo paso, en una sola dirección y generalmente con corrientes paralelas de aire. Idealmente las líneas de corriente de flujo de aire no son interrumpidas y tampoco el personal y los equipos las distorsionan y se considera aproximadamente un estado de velocidad constante.

Muchas de las partículas que encuentran una obstrucción en un flujo unidireccional, impactan en la obstrucción y continúan alrededor de esta hasta que el mismo flujo se reestablezca corrientes debajo de la obstrucción.

**Flujo Nounidireccional.-** Tiene la característica de circulación en múltiples pasos y flujos no paralelos.

### **2.8.6 Evaluación de cuartos limpios**

Debido a que los cuartos limpios inicialmente fueron diseñados para uso gubernamental de los Estados Unidos, los procedimientos de pruebas fueron establecidos por normas gubernamentales norteamericanas.

La norma federal 209 es mundialmente aceptada en sus definiciones de niveles de limpieza de aire para espacios limpios.

Prácticas y métodos de pruebas estandarizadas han sido desarrolladas y publicadas por el instituto de ciencias y tecnología del medio ambiente (IEST), la sociedad americana para pruebas y materiales (ASTM), y otros.

Tres modos básicos de pruebas para cuartos limpios son usados para evaluar propiamente un ambiente. (1) As Built; (2) At rest y (3) operational.

Las fuentes de contaminación como previamente se describieron, son dos; internas y externas tanto para cuartos de flujo laminar como flujo no laminar, el primer aire de recirculación es la mayor fuente de contaminación externa.



Contadores de partículas discretas que usan rayos láser o principios de iluminación dispersa son usados para la detección de partículas de 0.01 a 5 micras. Para partículas mayores a 5 micras un microscopio contador de partículas puede ser usado.

### **2.8.7 Espacios limpios farmacéuticos y de biomanufactura.**

Ambientes para la manufactura de productos farmacéuticos requieren de una cuidadosa evaluación de muchas entidades incluidos controles de HVAC, acabados, equipos de procesos, cuartos de operación y accesorios. El flujo de equipos, personal y productos también debe de ser considerado.

Es importante involucrar durante el proceso de conceptualización del proyecto a los proyectistas, operadores, directivos del staff de control de calidad, mantenimiento, constructores y representantes de producción.

VARIABLES CRÍTICAS PARA EL AMBIENTE DEL CUARTO LIMPIO VARIAN ampliamente con el propósito intencional del cuarto, es particularmente importante determinar parámetros críticos con calidad y certeza para determinar los límites de

temperatura, humedad, presión, y otros requerimientos de control. En los Estados Unidos existen y están disponibles reglamentaciones y especificaciones tales como el Código de Regulaciones Federales 210-211 (Code of Federal Regulations 210 y 211); y La Asociación Nacional de Protección contra Incendios (NFPA); Estos documentos describen las buenas practicas de manufactura (BPM); el objetivo de las buenas practicas de manufactura es alcanzar un método propio y reproducible de fabricación de productos estériles libres de contaminantes.

Adicionalmente en el proceso de diseño se debe considerar un plan de calificación (QP). Especificaciones de requerimientos de funcionamiento (FRS), parámetros críticos y parámetros de aceptación, calificación de instalación (IQ), calificación de operación (OQ) y calificación de funcionamiento (PQ). En un cuarto limpio estos son todos los requerimientos para los procesos de validación y protocolos.

Estos protocolos deben recibir aprobaciones definidas de acuerdo a las normas de propietario.

El plan de calificación también debe de indicar procedimientos estándar de operación, mantenimiento

preventivo y entrenamiento del personal de operación y mantenimiento.

En ambientes de procesos asépticos, el área de mayor calidad es intencionalmente ubicada dentro de áreas de menor calidad separada por un cuarto de clasificación y diferencia de presión de aire diferente vía una esclusa.

Una presión diferencial comúnmente usada es 0.05 a 0.06 pulgadas de columna de agua entre clasificaciones de aire, teniendo la mayor presión el cuarto de mayor calidad. Presiones diferenciales menores pueden y deben ser aceptadas si han sido efectivamente probadas.

Una presión diferencial es generalmente aceptada como una buena practica de manufactura para inhibir partículas entrantes a un cuarto limpio.

#### **2.8.8 Recomendaciones de diseño para cuartos limpios farmacéuticos**

El propietario y el proyectista deben definir los valores de los rangos máximos de variaciones para cada parámetro crítico, en este rango de variaciones, la seguridad, identidad, fortaleza, pureza y calidad del producto no debe ser afectada.

preventivo y entrenamiento del personal de operación y mantenimiento.

En ambientes de procesos asépticos, el área de mayor calidad es intencionalmente ubicada dentro de áreas de menor calidad separada por un cuarto de clasificación y diferencia de presión de aire diferente vía una esclusa.

Una presión diferencial comúnmente usada es 0.05 a 0.06 pulgadas de columna de agua entre clasificaciones de aire, teniendo la mayor presión el cuarto de mayor calidad. Presiones diferenciales menores pueden y deben ser aceptadas si han sido efectivamente probadas.

Una presión diferencial es generalmente aceptada como una buena practica de manufactura para inhibir partículas entrantes a un cuarto limpio.

#### **2.8.8 Recomendaciones de diseño para cuartos limpios farmacéuticos**

El propietario y el proyectista deben definir los valores de los rangos máximos de variaciones para cada parámetro crítico, en este rango de variaciones, la seguridad, identidad, fortaleza, pureza y calidad del producto no debe ser afectada.

El propietario definirá puntos de alarmas y acciones en los límites del criterio de aceptación. El proyectista deberá seleccionar objetivos de valores de parámetros críticos de diseños muy ajustados (pero alcanzables).

Ambientes para la manufactura de penicilina o antibióticos similares deben ser aislados de otras áreas de producción y ser atendidos por su propio sistema de aire acondicionado, ciertamente otros productos requerirán esta separación.

Ambientes de producción de productos asépticos y estériles derivados de síntesis químicas deben tener requerimientos diferentes que los productos de manufactura biológica o biotecnológicas. El propietario deberá definir los requerimientos de la agencia de inspección.

La farmacopea de los Estados Unidos (USP) limita las temperaturas a las cuales los productos farmacéuticos terminados deben estar expuestos entre (59°F y 86°F). Los ambientes de producción necesitan límites más estrechos que estos basados en las observaciones del Product Data del propietario. El confort del personal debe ser un factor de diseño, el personal puede respirar en su ropa de protección y causar el incremento de partículas y microbios, por lo tanto es necesario el control ajustado de bajas temperaturas.

La humedad relativa es crítica en la integridad del producto, algunos productos son procesados o envasados fríos y necesitan un bajo punto de rocío del cuarto para prevenir la condensación. Ciertos productos son higroscópicos y requieren una humedad más baja que la que puede dar el serpentín del equipo convencional de aire acondicionado, en tal sentido deshumidificación química debe ser considerada.

La humidificación es usualmente necesaria para el confort del personal pero no usualmente para necesidades del producto. Vapor limpio (libre de químicos y otros aditivos) es preferido para la humidificación debido a que esta libre de bacterias, pero el sistema de humidificación debe estar libre de aminas u otros contaminantes si el aire del cuarto estará en contacto con el producto.

Partículas suspendidas y organismos viables deben ser minimizados por dilución (altos cambios de aire) y por el suministro de una alta calidad de aire, el control más efectivo es minimizar la eliminación de estos contaminantes dentro del cuarto. Personas y maquinas son las fuentes más comunes de contaminación y pueden ser aisladas del producto mediante vestimenta adecuada, mascarar y barreras de aislamiento.

Evitar duct liner y silenciadores en los ductos de suministro de aire donde los contaminantes se pueden acumular y puede haber un crecimiento de bacterias.

Las buenas prácticas de manufactura sugieren un mínimo de 20 cambios por hora para cuartos con un aire clasificado, con productos estériles expuestos bajo campanas de flujo unidireccional o dentro de encerramientos de clase 100. Las BPM actualmente requieren solo dos clases: clase 100 para productos estériles expuestos y clase 10000 para áreas adyacentes. Sin embargo la práctica común ubica los productos expuestos en una zona de clase 100 dentro de un cuarto de clase 10000.

Las regulaciones para el diseño de ambientes de la comunidad europea requieren un mínimo de 20 cambios por hora en cada cuarto donde los niveles de partículas deben ser controlados.

Donde la aplicación de barreras de aislamiento y contaminación no son practicas, los contaminantes suspendidos deben ser minimizados por el incremento de cambios de aire. No existe un requerimiento mínimo de

cambios de aire para ambientes de manufactura de productos no asépticos.

Las rejillas de retorno del sistema de aire acondicionado deben ser ubicadas en los niveles bajos de las paredes para inducir un flujo descendente de aire desde el difusor hasta el retorno, arrastrando los contaminantes hacia el piso y alejándolos del producto. En cuartos grandes, columnas internas de retorno de aire son necesarias. Pisos perforados no son recomendados debido a problemas de limpieza.

Los productos asépticos deben ser protegidos presurizando los cuartos en los cuales están expuestos, a 0.05 pulgadas de agua en los Estados Unidos o 15 Pascales en Europa.

Para mantener la presión diferencial de su caída a cero cuando las puertas son abiertas se recomiendan esclusas entre cuartos de diferente presión de aire, especialmente en el ingreso del cuarto mismo de producción aséptica.

La presión del cuarto es una función de la resistencia del flujo del aire a través de los espacios perimetrales de las puertas, aberturas y superficies permeables del casco del cuarto.



El sistema de aire acondicionado debe ser capaz de manejar mas aire fresco del necesario, esto debido a que con el tiempo los sellos de las puertas se deterioran.

### **2.8.9 Puesta en marcha y calificación de los cuartos limpios farmacéuticos.**

La calificación del sistema de aire acondicionado de los cuartos limpios farmacéuticos es parte de todo el comisionado del laboratorio y todos sus equipos, excepto para documentación más rigurosa. La calificación cubre los equipos que afectan los parámetros críticos y su control en el cuarto limpio.

Durante el periodo inicial del diseño del sistema, el propietario y el proyectista deben discutir quien será el responsable de los planos As Built, archivos de mantenimiento y entrenamiento, ellos deben crear un plan de calificación para el sistema de aire acondicionado, que incluya: (1) una descripción funcional de lo que hará el sistema proyectado o memoria descriptiva, (2) planos de presiones de los cuartos, diagramas de flujos de aire, zonas limpias servidas por cada manejadora, (3) Una lista de componentes críticos a ser calificados, (4) una lista de procedimientos del laboratorio que deben ser seguidas para

la calificación de los equipos y sistemas que puedan afectar los parámetros críticos; (5) una lista de procedimientos de calificación ( Protocolos IQ, OQ, PQ) que deben ser escritos especialmente para este proyecto, y (6) y una lista de equipos de trabajo responsables.

Los procedimientos de aprobación deben ser definidos en el plan de calificación (QP).

**El protocolo de calificación de instalación (IQ)** es un archivo de inspecciones de construcción para verificar que se cumplan los documentos contractuales, incluyendo una lista de verificación de componentes críticos. Esta también puede incluir reportes de pruebas de materiales, formatos de verificación de recetas, reportes de inspección de compras, pruebas de giros de motores, y pruebas y balanceos del sistema por parte del contratista; así mismo estos archivos pueden incluir archivos de calibración de los instrumentos usados para la instalación.

Equipos e instrumentos deben ser etiquetados para su correcta identificación.

Los comisionados deben tener un expediente completo de estas actividades, incluyendo planos as built y manuales de mantenimiento y operación de parte de los contratistas y vendedores.

**El protocolo de calificación de operación (OP)** documenta el arranque del sistema que incluyen los componentes críticos. Este incluye pruebas de funcionamiento individual de lazos de control bajo ciertos funcionamientos de operación a presión, en un orden lógico (control del ventilador antes del control de la presión del cuarto).

El agente del comisionado debe verificar que los parámetros de operación estén dentro de los criterios de aceptación.

Los sistemas de HVAC deben ser probados bajo condiciones de carga de diseño extrema (donde sea posible) para verificar el funcionamiento de las alarmas y el enclavamiento de las puertas de las esclusas.

Pruebas de humos verificarán las presiones de los cuartos así como las direcciones de los flujos de aire, tanto en cuartos críticos como en campanas.

Muchas de las pruebas de humos son documentadas mediante videos, especialmente cuando las presiones diferenciales de los cuartos son más bajas que la requerida por el criterio de aceptación y no pueden ser corregidas.

Los archivos deben incluir una descripción actualizada del sistema de HVAC, que describe como éste opera, esquemas, diagramas de flujo de aire, y planos de presiones diferenciales.

Los documentos de buenas practicas de manufactura (BPM), deben también incluir reportes de las pruebas de los filtros HEPA a velocidades de la operación final; si el instalador de los filtros realiza esta prueba los datos obtenidos documentados respectivamente deben formar parte del paquete correspondiente al protocolo de calificación de instalación (IQ).

Finalmente los sistemas y equipos deben ser ingresados al programa de mantenimiento de la planta.

**La calificación de funcionamiento (PQ)** prueba que todo el sistema de HVAC funciona tal cual había sido pensado bajo las condiciones actuales de producción.

La calificación de funcionamiento es el inicio de la verificación en curso que demuestra que el sistema de HVAC cumple con el criterio de aceptación del producto (siempre llamado validación); este incluye documentación de:

- Archivos de mantenimiento, que tengan procedimientos de mantenimiento in situ, así como frecuencias recomendadas de mantenimiento. El propietario también desea procedimientos de pruebas periódicas de controles y alarmas.
- Registros de los parámetros críticos que demuestren que el sistema de HVAC mantiene en un tiempo determinado los parámetros críticos de aceptación.
- Archivo de entrenamiento de operadores y personal de mantenimiento.
- Archivo de lazos finales de ajustes de parámetros críticos.

## **2.9 SISTEMAS DE FILTRACIÓN DE AIRE**

### **2.9.1 Polvo atmosférico**

El polvo atmosférico es una mezcla compleja de humos, partículas granulares secas, bioaerosoles, fibras naturales y sintéticas.

Una muestra de polvo atmosférico usualmente contiene hollín, humo, silica, arcilla, materia animal y vegetal descompuestas, materiales orgánicos en la forma de hilos, fibras vegetales y fragmentos metálicos. Este también puede contener organismos vivos como bacterias y polen los cuales pueden causar enfermedades o reacciones alérgicas.

### **2.9.2 Limpieza por ventilación de aire**

Diferentes campos de aplicación requieren grados diferentes de efectividad de limpieza de aire. En ventilación industrial, la eliminación sólo de partículas de polvos grandes de las corrientes de aire puede ser necesaria para la limpieza del local, protección de equipos mecánicos y salud del personal, infortunadamente los componentes más pequeños del polvo atmosférico son los peores agresores. Limpiadores electrónicos de aire o filtros de media-alta eficiencia son requeridos para eliminar las partículas más pequeñas, especialmente las partículas respirables, que siempre deben ser controladas por razones de salud.

En aplicaciones de cuartos limpios o cuando la radioactividad u otras partículas peligrosas están presentes, filtros de alta o ultra alta eficiencia deben ser seleccionados.

La dimensión de las partículas puede ser definida de diferentes formas. Partículas más pequeñas que 2.5 micras en diámetro son generalmente llamadas como las de modo fino y aquellas más grandes que 2.5 micras se las denomina como modo grueso. Los modos finos y gruesos de partículas típicamente se originan por mecanismos separados, son transformados separadamente, tienen diferente composición química y requieren estrategias diferentes de control. Las partículas de modo fino generalmente son originadas por procesos de condensación o son directamente emitidas como productos de la combustión. Muchos microorganismos (o bacterias y hongos) son de este rango de tamaño o producen partes o componentes de este tamaño. Estas partículas son menos probables de eliminarse por medios gravitacionales.

Las partículas de modo grueso son generalmente producidas por acciones mecánicas como la erosión y la fricción. Las partículas gruesas son fácilmente eliminadas por medios gravitacionales, por lo tanto tienen una corta vida en estado de suspensión.

Para higiene industrial, partículas de 5 micras o más pequeñas son consideradas partículas respirables.

La eficiencia de la limpieza con cierto medio filtrante es afectada por la velocidad de la corriente de aire. Los factores principales que afectan la selección y diseños de filtros, incluyen a (1) grado de limpieza del aire requerido, (2) rango de tamaño de partículas específicas o aerosoles que requieren filtración, (3) concentración de aerosol, y (4) resistencia del flujo de aire a través del filtro.

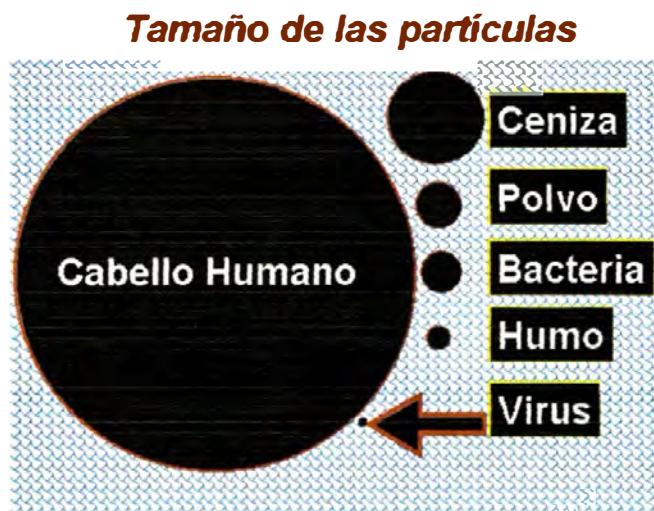


FIG. 40 : TAMAÑO RELATIVO DE LAS PARTICULAS

### 2.9.3 Evaluación de los limpiadores de aire

Las tres características de operación que distinguen los varios tipos de limpiadores de aire son: eficiencia, resistencia al flujo de aire, y capacidad de retención de polvo.

La **eficiencia** mide la habilidad de un limpiador para eliminar partículas de una corriente de aire.



La **resistencia al flujo de aire** o simplemente resistencia es la caída de presión estática a través del filtro a un flujo de aire dado.

La **capacidad de retención de polvo** define la cantidad de un cierto tipo de partícula de polvo que un limpiador de aire puede retener cuando es operado con un flujo de aire especificado y un valor máximo de resistencia.

La prueba de los filtros es compleja y ninguna prueba individual describe adecuadamente todos los filtros.

En general, cuatro tipos de pruebas junto con ciertas variaciones, determinan el funcionamiento de limpiador de aire: (1) arrestancia, (2) eficiencia de la mancha de polvo, (3) eficiencia fraccional, y (4) eficiencia por tamaño de partícula.

**Arrestancia.-** Cierta polvo sintético estandarizado formado por varios tipos y dimensiones de partículas es introducido dentro de una corriente de aire de prueba para el limpiador y la fracción de masa de polvo eliminado es determinada; esta medida se le denomina arrestancia de polvo sintético para distinguirla de otros valores de eficiencia. Este procedimiento es particularmente adecuado para filtros de baja y media

eficiencia que son comúnmente usados en sistemas recirculantes.



FIG. 41 : METODO DE ARRESTANCIA

**Eficiencia de mancha de polvo.-** Aire atmosférico acondicionado es pasado por un limpiador de aire, y el efecto de decoloración del aire limpiado sobre un filtro de papel de prueba es comparado con el del aire de ingreso. Este tipo de medida se le denomina “eficiencia de mancha de polvo atmosférico”.

Debido a que este efecto depende mayormente de las partículas finas, esta prueba es generalmente usada para filtros de alta eficiencia.

### **METODO DE EFICIENCIA ASHRAE**

La Eficiencia en este Filtro, es del 40%.



**Eficiencia fraccional o penetración.-** Partículas de tamaño uniforme son introducidos dentro del aire del limpiador y el porcentaje retenido por el limpiador es determinado, generalmente por un fotómetro, o contador de partículas.

En la prueba de eficiencia fraccional, el uso de aerosoles de partículas de tamaño uniforme ha resultado en una medida precisa del tamaño de partículas versus las características de eficiencia del filtro sobre un amplio espectro de dimensiones atmosféricas.

El método consume bastante tiempo y ha sido usado inicialmente en investigación, sin embargo las pruebas DOP

para filtros HEPA es mundialmente usado para pruebas de producción en un rango ajustado de tamaños de partículas.



FIG. 43 : METODO D.O.P

**Eficiencia por tamaño de partícula.-** Un aerosol de prueba polidisperso es medido dentro de la corriente de aire de prueba. Muestras de aire tomadas corrientes arriba y corrientes abajo respectivamente son trazadas a través de un contador de partículas óptico o cualquier dispositivo similar para obtener la eficiencia de eliminación versus el tamaño de las partículas a cualquier flujo de aire especificado.

#### 2.9.4 Mecanismos de colección de partículas

En la colección de partículas los limpiadores de aire cuentan con los siguientes cinco principios fundamentales o mecanismos.

**Tamizado.-** Ocurre cuando las dimensiones más pequeñas de las partículas de polvo son más grandes que la distancia entre las fibras adyacentes del medio filtrante. El tamizado no tiene una importancia influyente en la filtración excepto en la eliminación de fibras materiales grades tales como hilachas.

**Intercepción directa.-** Ocurren cuando las partículas de polvo siguen las líneas de corrientes de aire y llegan a tener contacto con las fibras filtrantes en tanto pasan al rededor de estas. Si las fuerzas de atracción entre las fibras filtrantes y las partículas de polvo son más fuertes que la tendencia de la corriente de aire a desalojar estas, entonces las partículas de polvo serán eliminadas de la corriente de aire.

**Deposición inercial (Impigmentación).-** Si las partículas en las corrientes de aire son grandes o de suficiente densidad que no puede seguir las líneas de corrientes del fluido alrededor de la fibra; entonces ellas cruzan sobre las líneas de corrientes e impactan la fibra y se mantienen ahí. A altas velocidades las partículas no se adhieren a las fibras por que las fuerzas de arrastre y rebote son altas. En este caso, una capa viscosa es aplicada a la fibra para mejorar la adhesión de las partículas.

**Difusión.-** Partículas muy pequeñas tienen movimientos aleatorios en sus corrientes de líneas básicas (movimiento Browniano), que contribuye a la deposición en la fibra. Esta deposición crea un gradiente de concentración en la región de la fibra, además de mejorar la filtración por difusión. El efecto se incrementa con la disminución del tamaño de partículas y la velocidad.

**Efecto electrostático.-** Las cargas de las partículas o del medio filtrante pueden producir cambios en la colección de polvo.

## **2.9.5 Tipos de limpiadores de aire**

Los limpiadores de aire comunes, generalmente se pueden agrupar como siguen:

### **2.9.5.1 Filtros con medios fibrosos**

Son filtros en los cuales la acumulación de la carga de polvo causa caída de presión hasta un valor máximo recomendado.

Durante este periodo, generalmente la eficiencia mejora, sin embargo a altas cargas de polvo, este podría adherirse pobremente a las fibras del filtro y la eficiencia disminuye; los filtros en esta condición deben ser cambiados o

reacondicionados, igualmente los filtros que hayan llegado a alcanzar su máxima caída de presión (máxima recomendada).

#### **2.9.5.2 Filtros de medios renovables**

Son filtros en los cuales, medios filtrantes nuevos son introducidos dentro de las corrientes de aire, en tanto se necesite mantener esencialmente constante la resistencia y consecuentemente constante el promedio de eficiencia

#### **2.9.5.3 Limpiadores Electrónicos**

Estos dispositivos si se mantienen adecuadamente por una limpieza regular, mantienen relativamente constante la caída de presión y la eficiencia

#### **2.9.5.4 Limpiadores de aire combinados**

Son combinaciones de todos los tipos de filtros arriba mencionados, que hacen más efectivo cualquier sistema de filtración.

### **2.9.6 Tipo de filtros y su funcionamiento**

#### **2.9.6.1 Filtros de Impigmentación**

Son filtros mecánicos cuyo principal mecanismo de captura de polvo es la deposición inercial. Estos filtros se

caracterizan por tener relativamente altas velocidades a través del medio filtrante y por ocasionar una baja caída de presión.

Los metales son usados como medios filtrantes donde usos pesados están involucrados y donde los filtros son diseñados para ser lavables.

Mantas de fibra de vidrio como medio filtrante es usado ampliamente, estas fibras se les cubren con una capa adhesiva para mejorar su retención de polvo.

#### **2.9.6.2 Filtros de superficie extendida**

Estos filtros pertenecen a la categoría en la cual la superficie del medio filtrante es más grande que la sección transversal del filtro, dicho en otras palabras, son unidades en las cuales la velocidad del aire en el medio filtrante es menor que la velocidad del aire en la sección transversal del filtro.

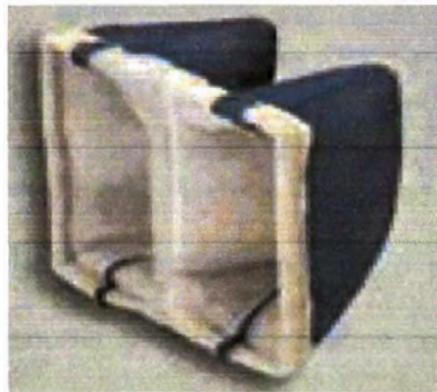
- **Filtros tipo Bolsa.-** Son los filtros más populares de alta eficiencia usados actualmente. Cuando el aire fluye a través de los filtros bolsa, estas se expanden dejando expuesta toda la superficie del medio filtrante a la corriente de aire.





**FIG. 44 FILTRO BOLSA.**

- **Filtros tipo cartucho.-** Existen muchas configuraciones de filtros tipo cartucho, un modelo es el filtro tipo cubo, que es normalmente de construcción rectangular. Una malla metálica interna de soporte se puede observar por el lado abierto del filtro (toma de aire).



**FIG. 45 FILTRO TIPO CARTUCHO.**

- **Filtros tipo caja rígida.-** Son especialmente usados cuando existen restricciones de espacio lineal, su profundidad varia entre 6 pulg. y 12 pulg.

Estos filtros tienen una eficiencia de mancha de polvo atmosférico comprendida de 60-65% hasta 90-95% (MERV desde 10 hasta 14).

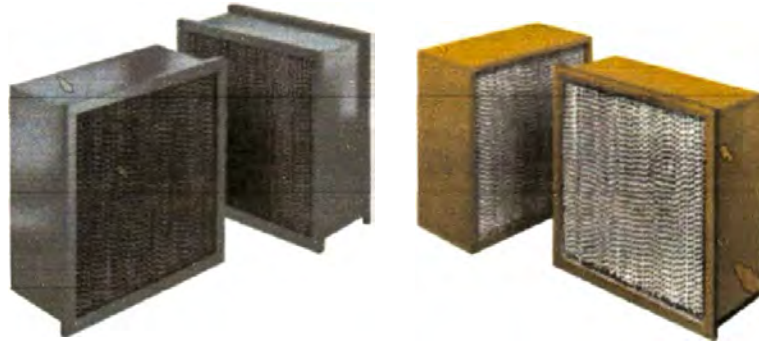


FIG. 46 FILTROS TIPO CAJA RIGIDA

- **Filtros de panel corrugado.**- Estos paneles son uno de los más populares configuraciones para filtros corrugados. Tienen unos espesores comprendidos entre 1" y 6" y su dimensión frontal es de 24" x 24".

El material del medio filtrante varía de acuerdo al fabricante y generalmente es algodón o poliéster con espesores menores a 1/16"; sostenidos con una malla metálica.

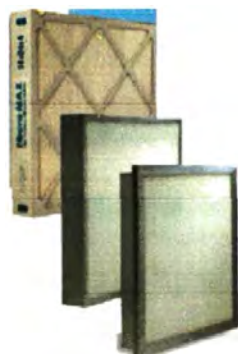


FIG. 47 FILTROS DE PANEL CORRUGADO

- **Filtros de célula rígida.**

Muchos de los papeles usados en la filtración de aire son hechos mezclando agua, fibras de filtro y sellos especiales. Las fibras de los filtros pueden ser de los siguientes materiales; Vidrio, celulosa sintética o natural en combinaciones de diferentes tamaños seleccionados para proveer la eficiencia y caída de presión deseada.

La eficiencia ASHRAE de la prueba de mancha de polvo atmosférico de estos filtros tienen un rango comprendido entre 40% a 98% ( Rango MERV 9 a 16).



FIG. 48 FILTROS DE CELULA RIGIDA.

- **Filtros Corrugados (Pleated).**- Son fabricados haciendo pliegues el medio filtrante sobre separadores de aluminio corrugado y forman un paquete de filtros (Filter Pack). Este paquete es usualmente sellado dentro de una estructura metálica liviana; el sello frecuentemente es vidrio comprimido con varios tipos de adhesivos según se necesiten.

- **Filtros Mini Pleat.-** Están formados por papel filtrante con pliegues dentro de un paquete que usa cintas, camas de adhesivos u otros medios para mantener el espacio de los pliegues del filtro, los paneles de este tipo de filtros pueden ser tipo “V” para dar la capacidad de filtración deseada.

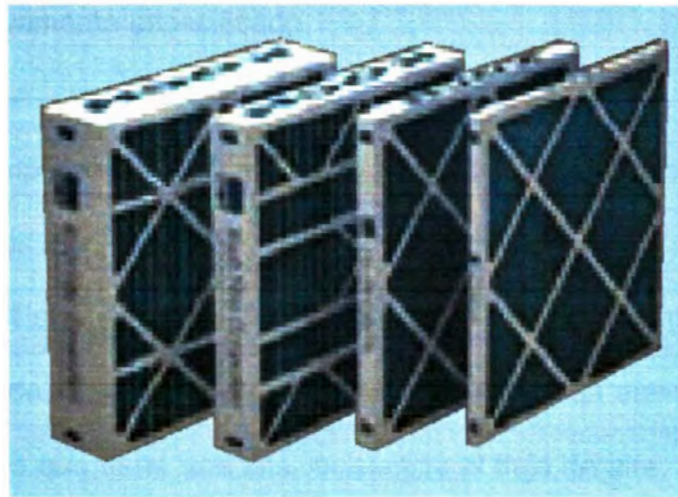


FIG. 49 FILTROS MINI PLEAT.

### 2.9.6.3 Filtros HEPA

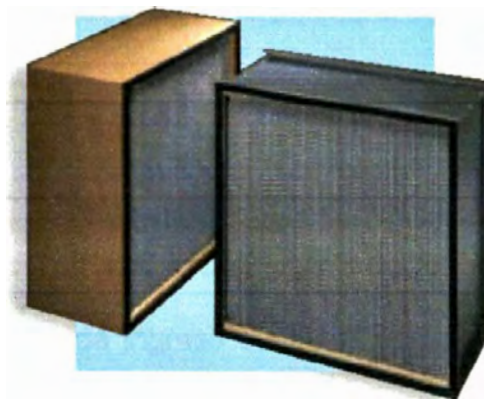


FIG. 50 FILTROS HEPA

El instituto de Ciencias del Medio Ambiente y tecnología define al filtro HEPA como:

Un filtro de medio filtrante extendido tipo seco dentro de una estructura rígida, que tiene una eficiencia mínima de colección de partículas de 99.97% (es decir una penetración máxima de partículas de 0.03%) para partículas DOP térmicamente generadas de 0.3 micras o un aerosol alternativo respectivamente especificado.

Los componentes generales de un filtro HEPA son los siguientes:

**Media.-** Es el material filtrante, que usualmente es un papel que puede ser doblado en pliegues para formar un elemento compacto que tiene una alta resistencia al flujo de aire, cuya velocidad media es 6 FPM.

En la **tabla 42** (Anexo 1), se muestran las limitaciones de temperatura y humedad de los componentes de los filtros Hepa.

**Separadores.-** Son dispositivos que soportan el material filtrante y proveen canales a través de los cuales el aire puede fluir tanto de ingreso como de salida. Originalmente estos separadores fueron hechos de papel Kraft, luego

reemplazados por foil de aluminio que es el material más popular de aplicación actual.

**Paquete de Filtro.-** Es la combinación de separadores y material filtrante.

**Estructura del Filtro.-** Es una caja rígida dentro del cual están los accesorios que forman los filtros, el material de la estructura puede ser madera, fierro galvanizado o acero inoxidable.

**Sello.-** Es un material adhesivo destinado a crear un sello a prueba de fugas entre el paquete de filtros y la estructura metálica. Inicialmente se usaron sellos basados en caucho, posteriormente materiales basados en neoprene, finalmente se usan materiales basados en el poliuretano espumados en sitio. Para aplicaciones especiales de alta temperatura se utiliza cemento sanitario.

**Sello de borde.-** Esta destinado a prevenir cualquier bypass de aire no filtrado alrededor del filtro, en muchos casos es una empaquetadura adherida perimetralmente en la cara del filtro.

#### **2.9.6.4 Filtros ULPA (Ultra Low Penetration Air filter).**

Son filtros con una eficiencia más alta que los filtros HEPA, tienen una eficiencia DOP de 99.999% y en la versión de 12" de profundidad tienen una caída de presión de filtro limpio de 1.1" c.a cuando operan a una velocidad de cara de 250FPM, generalmente se utilizan en la manufactura de elementos microelectrónicos.

#### **2.9.7 Selección y mantenimiento de los filtros**

Para seleccionar adecuadamente filtros y limpiadores de aire para una aplicación particular, se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- Grado y tipo del aire limpio requerido
- Disposición del polvo después de ser eliminado del aire.
- Cantidad y tipo de polvo en el aire a ser filtrado.
- Resistencia de operación al flujo de aire (Caída de presión).
- Espacio disponible para el sistema de filtrado.
- Costo de mantenimiento y reemplazo de filtros.
- Costo inicial del sistema.

La **tabla 43** (Anexo 1), indica las aplicaciones de los filtros, clasificados de acuerdo a su eficiencia y tipo.

**La tabla 44** (Anexo 1) provee una referencia cruzada entre la norma ASHRAE 52.1 y 52.2, cuyo propósito es indicar una guía de aplicación para los ingenieros de diseño de aire acondicionado.

### **2.9.8 Instalación de los filtros**

Existe una regla básica en la filtración de aire “mientras más grande sea la eficiencia del sistema de filtración, mejor debe ser el sello requerido para prevenir cualquier infiltración de aire sucio”; por esta razón las cajas portafiltros, para filtros de alta eficiencia deben ser adecuadamente instalados usando las empaquetaduras respectivas.

Así mismo los bancos de filtros deben ser adecuadamente reforzados para proveer rigidez durante la operación del sistema.

Las cajas portafiltros suministrados por los fabricantes de manejadoras de aire generalmente están diseñadas con canaletas en las cuales los filtros se deslizan; los filtros destinados para este uso usualmente tienen por lo menos en uno de sus lados una empaquetadura que le permita tener un buen sello contra la caja portafiltros.



Las cajas portafiltros por si mismas están diseñadas tal que exista una ceñida unión entre los filtros y las puertas de acceso cuando se instalan el número y tamaño adecuado de filtros.

- Las conexiones de los ductos al ingreso y salida de las cajas portafiltros deben tener cambios graduales de tamaño y dirección para asegurar una buena distribución del aire sobre toda el área de filtración.
- Espacios suficientes deben ser provistos tanto al ingreso como a la salida de las cajas portafiltros para hacer accesible la inspección y el servicio.
- Puertas de acceso de dimensiones convenientes deben ser provistas para las áreas de servicio de los filtros.
- Todas las puertas en el lado del aire limpio deben tener empaquetaduras para prevenir la infiltración de aire sucio.
- Todas las conexiones y uniones de los ductos metálicos en el lado del aire limpio deben ser selladas adecuadamente.
- Los filtros o banco de filtros instalados cerca de las tomas de aire deben ser protegidos del ambiente por louvers adecuados o campanas de ingreso, una malla metálica debe instalarse para proteger los filtros de las aves.

### **2.9.9 Normas de seguridad.**

Normas de seguridad deben ser investigadas cuando se ha contemplado la instalación de un limpiador de aire.

Medios filtrantes combustibles no deben ser permitidos de acuerdo a algunas normas locales. La combustión del polvo e hilachas dentro del filtro pueden ocurrir, pero el filtro en sí mismo no debe quemarse. Detectores de humo y sprinklers contra incendio deben ser considerados en los bancos de filtros.

En algunos casos dependiendo del contaminante, procedimientos de materiales peligrosos deben ser seguidos durante el retiro y disposición del filtro usado.

Muchos filtros de aire son eficientes colectores de bioaerosoles, que cuando se les provee humedad y nutrientes se multiplican los microorganismos y se vuelven peligrosos para la salud del personal de mantenimiento; la humedad en los filtros se puede minimizar previendo lo siguiente:

- Entradas de lluvia, nieve y neblina.
- Llevándose las gotas de agua de los serpentines, bandejas de drenaje y humidificadores.

- Exposiciones prolongadas a humedades altas.

El cambio y la limpieza de filtros es una norma importante para el control del crecimiento de microbios, en tal sentido practicas de seguridad de salud deben ser tomadas para el personal que manejara los filtros sucios incluyendo el uso de mascararas y bolsas o contenedores especiales para la deposición de los filtros.

#### **2.9.10 Colectores de polvo**

En los laboratorios farmacéuticos las siguientes áreas deben tener colectores de polvos individuales.

- Secado y mezclado.
- Tableteadoras, encapsulado y lustrado de Cápsulas.
- Uroplus.
- Blisteras y encintadoras.

Los colectores de polvo generalmente usados en estos ambientes son los ciclones.

Los ciclones generalmente son usados como pre-limpiadores para reducir la carga de polvo a dispositivos de mayor eficiencia de colección.

Los ciclones de baja eficiencia operan con una caída de presión estática comprendida entre 1" c.a y 1.5" c.a entre la entrada y la salida, y pueden remover el 50% de partículas de 5 a 10 micras.

Los ciclones de alta eficiencia operan con una caída de presión estática comprendida entre 3" c.a y 8" c.a entre la entrada y la salida, y pueden remover hasta el 70% de partículas de 5 micras.

## **CAPITULO III**

### **NORMAS DE REFERENCIA**

Este capítulo está destinado a brindar una información resumida de que datos podríamos obtener para nuestros cálculos y diseños en cada una de las normas que mencionaremos.

#### **3.1 Buenas Prácticas De Manufactura (BPM)**

Las buenas prácticas de manufactura son lineamientos generales cuyo principal objetivo es alcanzar un método adecuado, repetible y comprobable de producir productos estériles libres de microbios y partículas contaminantes.

Esto quiere decir que no son normas que indican métodos estrictos de hacer un área estéril (algo que funcionó adecuadamente en un laboratorio, no necesariamente funciona bien en otros, esto depende de muchos factores; por ejemplo: producto, áreas contiguas, antigüedad de la maquinaria de producción; etc.)

### **3.2 Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE).**

Son normas y recomendaciones que permiten a los ingenieros tener conocimientos avanzados de todo lo relacionado con la calefacción, refrigeración y aire acondicionado.

Estas normas nos brindan todo el aspecto teórico con cálculos rigurosamente matemáticos así como la experiencia de años de investigación.

La literatura de ASHRAE utiliza un lenguaje estrictamente técnico, motivo por el cual se debe tener conocimientos básicos de los temas a tratar

### **3.3 Asociación Nacional de Contratistas de Ductos y Aire Acondicionado (SMACNA).**

Son normas y recomendaciones que sirven para la construcción de ductos.

Aquí se brinda información de los materiales, formas de construcción, tipos de uniones, tipos de soportes, es decir de la forma correcta de fabricar e instalar los ductos.

### **3.4 Asociación Nacional para el Movimiento y Control de Aire (AMCA).**

Son normas y recomendaciones que nos brindan información acerca del correcto funcionamiento (Performance) de los equipos ventiladores, así como de la construcción de sistema de ductos.

### **3.5 Instituto de Refrigeración y Aire Acondicionado (ARI).**

Son normas y recomendaciones que nos brindan información acerca del correcto funcionamiento de los sistemas de refrigeración y su aplicación al aire acondicionado.

### **3.6 Asociación Nacional para la Protección de Incendios (NFPA).**

Son normas y recomendaciones que nos brindan información acerca del correcto uso de materiales, sistemas aislantes y retardantes del fuego ( Ejemplo: norma 90A y 90B)

### **3.7 Código Nacional de Electricidad (CNE).**

Son normas y recomendaciones que nos permiten diseñar correctamente los sistemas eléctricos que alimentan a los equipos de aire acondicionado, ventilación y calefacción.

En este aspecto es recomendable tener presente el uso adecuado de cables eléctricos, dispositivos de protección eléctrica, tipos de entubado y puestas a tierra.

## **CAPITULO IV**

**DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO Y  
ELABORACIÓN DEL PROYECTO.**



#### 4.1 INFORMACION GENERAL DEL PROYECTO

El departamento de producción del laboratorio o el propietario debe entregar la siguiente información básica para cada una de las áreas en estudio:

- Nombre del área.
- Presión diferencial relativa entre ambientes (Pulg. c.a).
- Tipo de filtros a usar (filtros convencionales, bolsa, hepa).
- Eficiencia de los prefiltros (%).
- Eficiencia de los filtros (%).
- Temperatura (°C).
- Humedad relativa (%).
- Número de personas.
- Número mínimo de cambios por hora.
- Porcentaje de aire fresco.
- Planos de planta y corte.

#### 4.2 IDENTIFICACIÓN DE AREAS

Se debe identificar claramente en forma general el nombre y la ubicación de las áreas en estudio.

Es recomendable que en un plano de planta se delimite con líneas gruesas cada una de las áreas de producción y se les identifique con su nombre respectivo, este plano es un documento perteneciente a la memoria de cálculo del proyecto **Plano de cálculo 1- Anexo 2**.

Así mismo se debe de hacer una zonificación con ambientes similares y/o afines para evitar la contaminación cruzada **Plano de cálculo 4- Anexo 2**.

#### **4.3 NIVELES DE PRESIÓN, SENTIDO DE FLUJOS DE AIRE, EXTRACCIÓN DE POLVOS Y NUMERACIÓN DE PUERTAS.**

En un plano de planta **Plano de cálculo 2- Anexo 2**, en el cual se pueda observar la interdependencia entre los diferentes ambientes debe ser firmado y visado por cada uno de los participantes del proyecto debe indicarse lo siguiente:

- Niveles de presiones relativas. (+) o (-).
- Sentido de los flujos de aire, mediante flechas.
- Indicar en que ambientes existe una extracción puntual de polvos, es importante que se indique el caudal respectivo.
- En este plano se deberían enumerar las puertas y vanos que existen en el proyecto, esto a efectos de calcular posteriormente sus caudales de infiltración y exfiltración. Es importante que se definan las dimensiones exactas de los vanos.
- Deberá indicarse en que ambientes se necesita medir presiones diferenciales, para la ubicación de los manómetros correspondientes, así como para que la obra civil prevea los pases necesarios.

#### **4.4 DATOS PARA EL CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA**

En un plano de planta **Plano de cálculo 3 - Anexo 2** debe indicarse lo siguiente:

- Indicar las orientaciones cardinales.
- Acotado de las dimensiones de cada uno de los ambientes.
- Dimensionamiento e identificación de los espesores de las paredes que forman cada uno de los ambientes.
- Identificación del tipo de pared, piso o techo; es decir indicar si es exterior o interior.
- Para cada uno de los ambientes debemos indicar: Area ( $m^2$  o  $ft^2$ ); Número de personas, Potencia de Iluminación (Watts), Potencia de equipos (Watts).

#### **4.5 CÁLCULO DE LOS CAUDALES POR NÚMERO DE RENOVACIONES**

Con los datos de los planos de planta y corte o con los datos tomados en obra se debe proceder a calcular las áreas y los volúmenes de cada uno de los ambientes del proyecto, y en función al número de renovaciones se procede a calcular los caudales mínimos para cumplir con el número de renovaciones solicitado.

#### **4.6 CÁLCULO DE CAUDALES A TRAVÉS DE PUERTAS Y VANOS PARA MANTENER LAS PRESIONES DIFERENCIALES**

Utilizaremos la ecuación del orificio para la estimación del flujo de aire a través de las rendijas de las puertas y vanos.

$$Q = 504.4 \times A \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}}$$

#### **4.7 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA**

En este nivel se procede a calcular únicamente la carga térmica de cada uno de los ambientes.

##### **4.7.1 Relación de ambientes con su respectiva carga térmica.**

Se debe hacer una tabla donde se indique nombre del ambiente, carga térmica total, carga sensible y factor de calor sensible; ver **Plano de cálculo 5- Anexo 2**.

#### **4.8 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS POR CARGA TÉRMICA**

En este cálculo el objetivo principal es hallar un equipo convencional hasta cierto punto del tipo comercial que cumpla con evacuar los calores sensibles y latentes del ambiente. El caudal de insuflamiento hallado mediante este cálculo puede o no cumplir con el requerimiento de número de renovaciones del ambiente.

#### 4.8.1 Relación de ambientes con su respectiva capacidad de equipos por carga térmica.

Se debe hacer una tabla donde se indique nombre del ambiente, capacidad total, capacidad sensible y caudal de insuflamiento; ver Plano de cálculo 6- Anexo 2.

#### 4.9 BALANCE CAUDALES DEL SISTEMA

El balance de aire se realiza para cada uno de los ambientes del proyecto y se debe tener en cuenta lo siguiente:

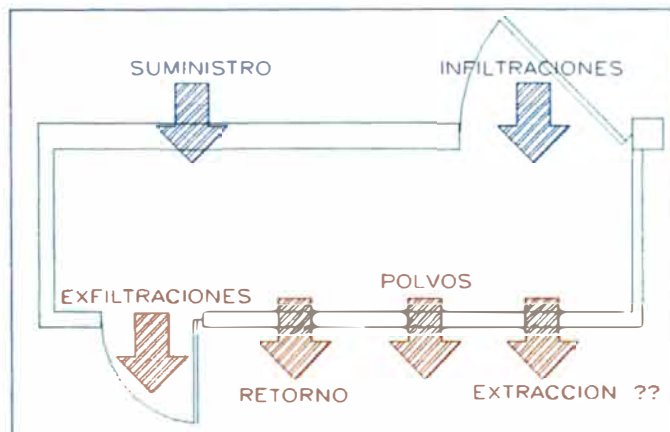


FIG.51. BALANCE DE CAUDALES DE AIRE.

**Caudal de Insuflamiento.**- Es la cantidad de aire acondicionado que se debe inyectar al ambiente.

Esta cantidad se determina principalmente con el número de renovaciones por hora que debe tener el ambiente, y si no hay exigencia de cumplir con cierto número de renovaciones, es el aire

que sale como resultado de la selección del equipo por carga térmica, en todo caso es el mayor de los 2 caudales.

**Retorno de Aire.-** Es la cantidad de aire de la sala que retorna al equipo de aire acondicionado, esta en función al porcentaje de aire exterior.

**Infiltración de aire.-** Es la cantidad de aire que ingresa al ambiente en estudio, debido a que los ambientes contiguos están a mayor presión relativa, este aire generalmente ingresa por las rendijas de las puertas y/o vanos.

**Exfiltración de aire.-** Es la cantidad de aire que sale del ambiente en estudio debido a que los ambientes contiguos están a menor presión relativa, este aire generalmente sale por las rendijas de las puertas y/o vanos.

**Extracción de polvo.-** Generalmente existen áreas dentro de los laboratorios donde debido a la actividad que realizan se generan polvos que no deben pasar de un ambiente a otro para evitar la contaminación cruzada. Estos polvos deben extraerse puntualmente de la zona donde se generan (cerca de las maquinas) para lo cual se deben disponer de colectores de polvo especiales (ciclones).

**Extracción de aire.-** Es la cantidad de aire que debe extraerse en forma independiente a efectos de balancear los flujos de aire del ambiente.

### **Ecuación de Balance del Sistema**

$$Su\ ministro + Infiltraciones = Retorno + Exfiltraciones + Polvos + Extraccion$$

Resumiendo la extracción del aire se calcula de la siguiente manera:

$$Extraccion = \sum inf\ ilt + \%AE \times Sum - \sum Exfilt - \sum Polvos$$

Con esta ecuación se pueden dar 5 casos:

#### **Caso 1:**

Extracción de Polvos = Sin Extracción

Extracción de aire = 0

Se dice que el sistema esta balanceado y no necesita de un sistema de extracción independiente. (Pocas veces se da este caso)

#### **Caso 2:**

Extracción de Polvos = Sin Extracción

Extracción de aire = Valor Positivo

Se dice que el sistema para balancearse necesita de un sistema de extracción independiente. (Ejemplo: Inóculos)

**Caso 3:**

Extracción de Polvos = Sin Extracción

Extracción de aire =Valor Negativo

En este caso se aumenta el caudal de suministro de aire, previamente haciendo el valor de la extracción igual a cero. (Ejemplo: Sala de preparación en microbiología).

**Caso 4:**

Extracción de Polvos =Con Extracción

Extracción de aire =Valor Positivo

En este caso se aumenta el caudal de extracción de polvo en una cantidad igual al valor positivo de la extracción de aire; el suministro y el retorno no se alteran. (Ejemplo: Tableteadora 1)

**Caso 5:**

Extracción de Polvos =Con Extracción

Extracción de aire =Valor Negativo

En este caso se aumenta el caudal de suministro de aire, previamente haciendo el valor de la extracción igual a cero.; la extracción de polvos no se altera. (Ejemplo: Encintadora).



#### 4.9.1 Relación de ambientes con caudales de insuflamiento, retorno, polvos y extracción de aire.

Deber realizarse una relación de cada uno de los ambientes donde se indique los siguientes datos:

<b>Ambiente</b>	<b>Controles en proceso</b>
<b>Suministro</b>	650.00 cfm
<b>Retorno</b>	520.00 cfm
<b>Extracción de Polvos</b>	0 cfm
<b>Extracción</b>	0 cfm
<b>Método de cálculo</b>	Por número de renovaciones.

Es recomendable que esta información se plasme en un plano **Plano de cálculo 7-Anexo 2**, para que sirva como referencia al momento de dibujar los planos.

#### 4.10 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES DE AIRE

A diferencia del cálculo por carga térmica, el objetivo de este cálculo es hallar un caudal de insuflamiento que cumpla con el número de renovaciones solicitado por el ambiente.

Esto se logra haciendo que el punto de insuflamiento se desplace hacia el punto de sala sobre la línea de condiciones en la carta psicrométrica.

## 4.11 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS INVOLUCRADOS EN UN PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN

El problema principal en este tipo de cálculos es hallar las condiciones del aire correspondientes al punto 4 y al punto 6, de las figuras 52 y 53.

### 4.11.1 Condiciones del Aire:

**Punto 1.-** Condiciones Exteriores (TBS y HR%).

**Punto 2.-** Punto de mezcla entre el aire exterior y el aire de retorno, esta en función al porcentaje de aire exterior.

La temperatura del punto 2 se calcula de la siguiente manera:

$$T_2 = T_7 + \%AE \times (T_7 - T_2) \quad (E4-1)$$

**Punto 3.-** Son las condiciones de salida del aire del primer equipo de aire acondicionado y a la vez las condiciones del aire de ingreso al deshumidificador, es por esta última razón que este punto esta ubicado dentro de los siguientes rangos:

- Temperatura Punto 3: Entre 40°F y 75°F, pero es recomendable que este dentro de 40°F y 55°F (4.4°C-12.8°C)
- Razón de Humedad ( W ) del punto 3 : Es recomendable que este en el siguiente rango (60 a 65) granos.

**Punto 4.-** Este punto representa las condiciones del aire a la salida del deshumidificador, y depende estrictamente de las características constructivas del equipo, para nuestro caso estamos trabajando con los equipos marca CARGOCAIRE de procedencia NORTEAMERICANA.

El punto 4 quedará definido cuando se conozca la razón de humedad que tendrá el aire cuando salga del deshumidificador en granos/libra, por que sabemos teóricamente que el punto 4 tiene la misma temperatura de bulbo húmedo que el punto 3.

Para determinar la razón de humedad del punto 4, haremos uso de los gráficos correspondientes a los equipos CARGOCAIRE (**Fig. 17**), teniendo en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Humedad del aire de ingreso al proceso :60-65 Gr/Lb.
- Temperatura del aire de ingreso al proceso: 40 –55 °F
- Temperatura del aire de reactivación : 250-300°F
- Velocidad del aire de proceso : 600 FPM.

**Punto 5.-** Este es un punto de mezcla entre el punto 3 y el punto 4, considerando que tiene una razón de humedad igual a la del punto 6.

**Punto 4.-** Este punto representa las condiciones del aire a la salida del deshumidificador, y depende estrictamente de las características constructivas del equipo, para nuestro caso estamos trabajando con los equipos marca CARGOCAIRE de procedencia NORTEAMERICANA.

El punto 4 quedará definido cuando se conozca la razón de humedad que tendrá el aire cuando salga del deshumidificador en granos/libra, por que sabemos teóricamente que el punto 4 tiene la misma temperatura de bulbo húmedo que el punto 3.

Para determinar la razón de humedad del punto 4, haremos uso de los gráficos correspondientes a los equipos CARGOCAIRE (**Fig. 17**), teniendo en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Humedad del aire de ingreso al proceso :60-65 Gr/Lb.
- Temperatura del aire de ingreso al proceso: 40 –55 °F
- Temperatura del aire de reactivación : 250-300°F
- Velocidad del aire de proceso : 600 FPM.

**Punto 5.-** Este es un punto de mezcla entre el punto 3 y el punto 4, considerando que tiene una razón de humedad igual a la del punto 6.

**Punto 6.-** Este es un punto perteneciente a la recta de condiciones del local, en tal sentido debemos hacer uso del factor de calor sensible para trazar la recta de referencia.

Es recomendable que la temperatura de bulbo seco del punto 6 esté comprendida entre 50°F y 55°F (10°C y 12.8°C).

**Punto 7.-** Condiciones requeridas por la sala, generalmente de humedad relativa menor a 40%.

#### 4.11.2 Aire de Insuflamiento

Es el aire necesario para cumplir con el número de renovaciones por hora exigidos para este ambiente en particular, en todo caso es un valor conocido.

#### 4.11.3 Aire en el ducto de By Pass

El flujo de aire respecto del aire de insuflamiento que pasa por el By Pass se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Caudal de aire en el By Pass} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_3} \times V_{insuf.} \quad (\text{E4-2})$$

Donde  $\frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_3}$  es el % de aire en el Bypass.

$V_{insuf.}$ : Flujo de aire de insuflamiento.

#### 4.11.4 Flujo de Masa de Insuflamiento ( $m_i$ )

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{V}_6 \left[ \frac{m^3}{h} \right]}{v_6 \left[ \frac{m^3}{kg} \right]} \dots \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad (E4-3)$$

$V_6$  = Es el flujo volumétrico de insuflamiento necesario para cumplir con el número de renovaciones por hora.

#### 4.11.5 Volumen de proceso ( $V_p$ )

Es el aire que pasa a través del deshumidificador.

$$V_p = \dot{m}_i \times (1 - \% AireByPass) \times v_3 \dots \dots \dots (CFM) \quad (E4-4)$$

$m_i$  = Flujo de masa de insuflamiento (Lb/min)

$v_3$  = Volumen específico del aire en el pto. 3 (ft<sup>3</sup>/Lb).

#### 4.11.6 Capacidad del Equipo "A" de Aire Acondicionado.

##### Capacidad Total del Equipo "A" ( $Q_T$ )

$$Q_T = \dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times (h_2 - h_3) \left( \frac{kcal}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right] \quad (E4-5)$$

##### Capacidad Sensible del Equipo "A" ( $Q_S$ )

$$Q_S = \dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times (h_8 - h_3) \left( \frac{kcal}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right] \quad (E4-6)$$

#### 4.11.7 Capacidad del Equipo "B" de Aire Acondicionado.

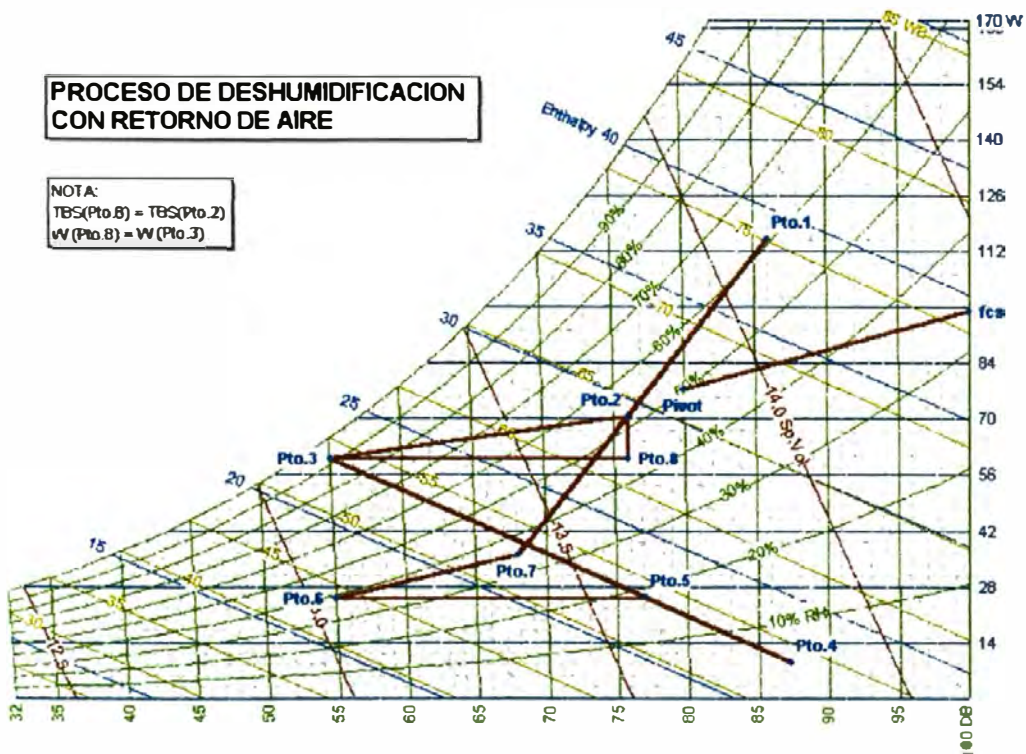
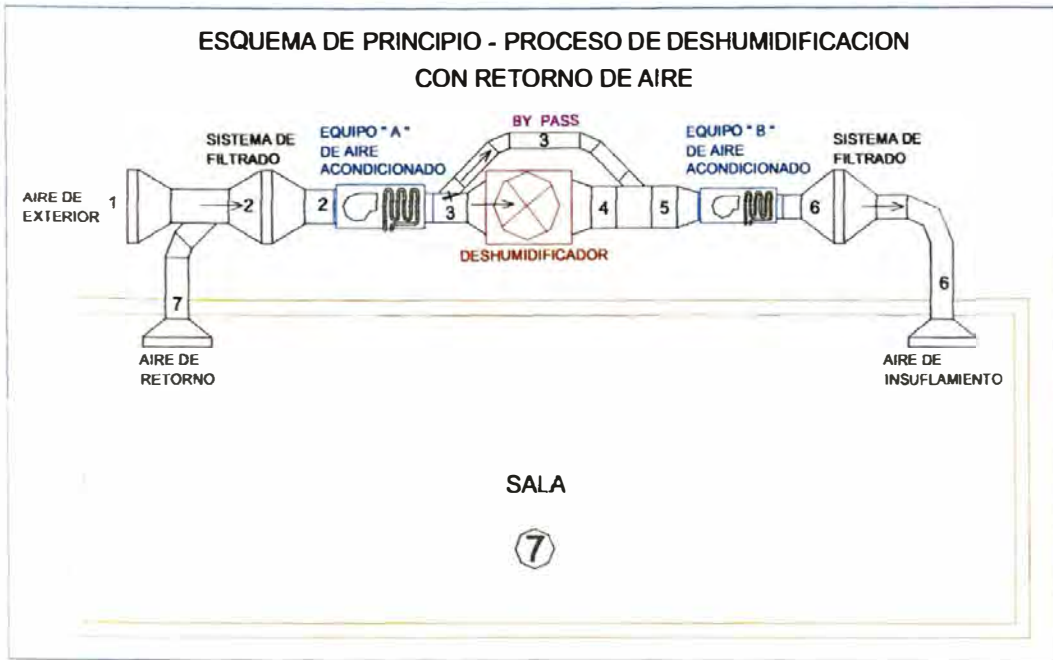
##### Capacidad Total del Equipo "B" ( $Q_T$ )

$$Q_T = \dot{m}_i \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \times (h_5 - h_6) \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad (\text{E4-7})$$

##### Capacidad Sensible del Equipo "B" ( $Q_s$ )

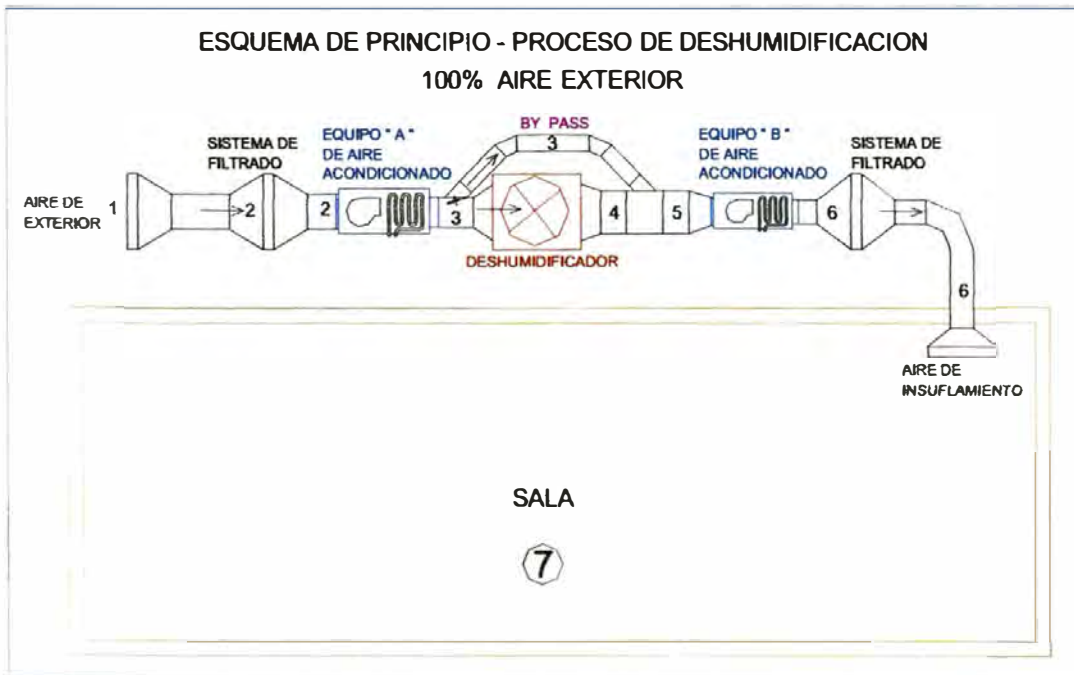
$$Q_s = \dot{m}_i \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \times (h_5 - h_6) \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad (\text{E4-8})$$

Podemos observar que el equipo "B" es básicamente un equipo que elimina calor sensible.



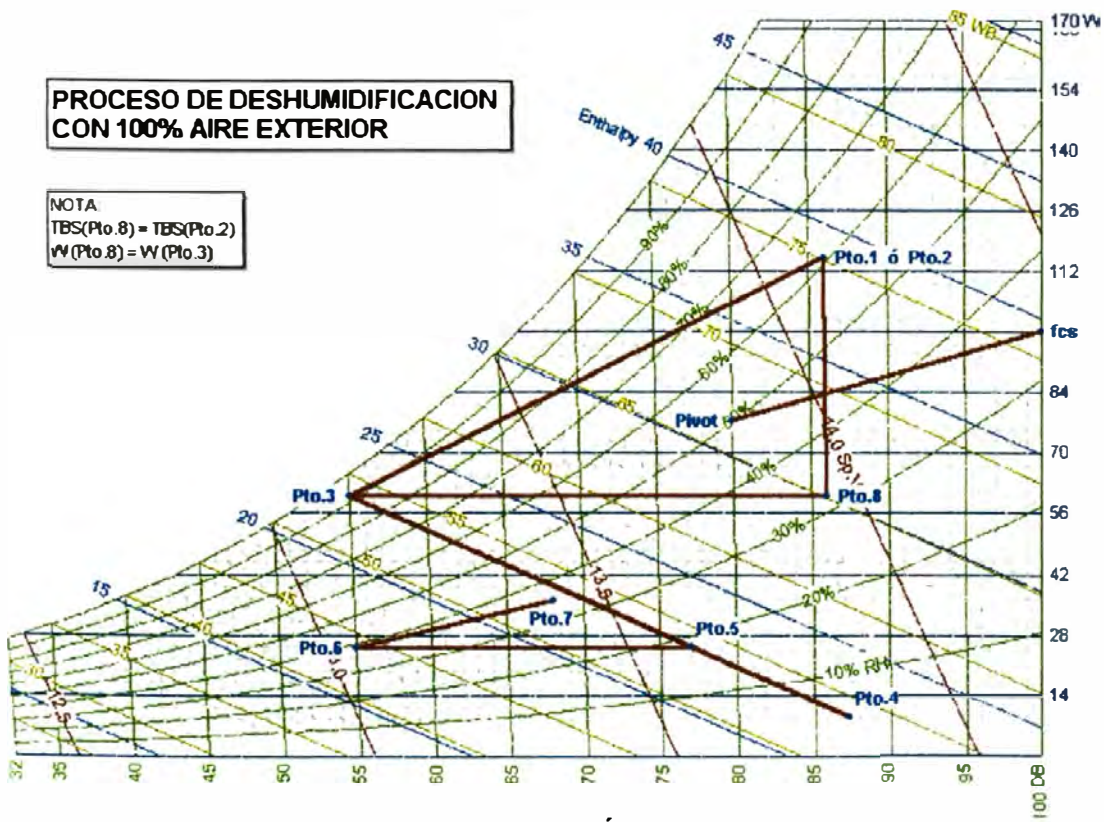
**FIG.52 : PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN CON RETORNO DE AIRE.**





**PROCESO DE DESHUMIDIFICACION  
CON 100% AIRE EXTERIOR**

NOTA  
 $TBS(Pto.8) = TBS(Pto.2)$   
 $W(Pto.8) = W(Pto.3)$



**FIG.53 : PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN 100% DE AIRE EXTERIOR.**

#### 4.11.8 Selección del deshumidificador

El deshumidificador queda perfectamente seleccionado cuando el volumen de aire de reactivación ( $V_R$ ) está dentro de los límites que indica el catálogo del fabricante.

##### Volumen del proceso ( $V_p$ )

$$V_p = \dot{m}_i \times (1 - \% AireByPass) \times v_3 \quad (E4-9)$$

$\dot{m}_i$  = Flujo de masa de insuflamiento (Lb/h).

$v_3$  = Volumen específico del aire en el pto. 3 (Ft<sup>3</sup>/Lb).

##### Modelo Seleccionado

Inicialmente seleccionaremos un modelo (tabla 27) en función al volumen del proceso y luego lo verificamos con el volumen de aire de reactivación ( $V_R$ )

##### Face velocity

$$\text{Face velocity} = \frac{V_p}{\text{Nominal.Face.Area}} \dots (\text{FPM}) \quad (E4-10)$$

Nominal Face Area: sale del catálogo en función al modelo seleccionado (ver tabla 27).

##### Razón de Eliminación de Humedad ( $W$ ) [Lbs/hr]

$$W = \frac{4.5 \times V_p \times (M_{PI} - M_{PO})}{7,000} \dots (\text{Lbs/hr}) \quad (E4-11)$$

$M_{PI}$  = Humedad del aire de ingreso al proceso (Gr/Lb): **Pto.3**

$M_{PO}$  = Humedad del aire de salida del proceso ( Gr / Lb):

**Pto.4**

$V_p$  = Flujo de aire de proceso (CFM).

**Incremento de temperatura del aire de proceso ( $\Delta T$ )**

$$\Delta T = T_{PO} - T_{PI} = 0.625 \times (M_{PI} - M_{PO}) + K \times (T_{RI} - T_{PI}) \quad (\text{E4-12})$$

$M_{PI}$  = Humedad aire de ingreso al proceso (Gr/Lb): **Pto.3**

$M_{PO}$  = Humedad aire de salida del proceso (Gr/Lb) **Pto.4**

$K$  = Valor obtenido de la **figura 17**.

$T_{RI}$  = Temperatura del aire que ingresa al proceso de reactivación, generalmente es 190°F, 220°F ; (250°F-300°F); un buen valor es 250°F.

$T_{PI}$  = Temperatura del aire que ingresa al proceso de deshumidificación, ( **Pto.3**).

**Volumen de aire de Reactivación ( $V_R$ )**

$$\Delta T = V_R = \frac{V_p}{(T_{RI} - T_{RO})} \times (T_{PO} - T_{PI}) \dots \dots \dots (\text{ CFM } ) \quad (\text{E4-13})$$

Donde:  $T_{RO}$  = Temperatura del aire de salida del proceso de reactivación (°F); (120°F mínimo).

**Energía de Reactivación ( $Q_R$ )**

$$Q_R = 1.08 \times V_R \times (T_{RI} - T_{RU}) \dots \dots \dots (\text{BTUH}) \quad (\text{E4-14})$$

Donde:  $T_{RU}$  = Temperatura del aire de ingreso al proceso de reactivación, generalmente es temperatura atmosférica (°F).

**Cantidad de vapor necesario ( $m_{\text{vapor}}$ )**

$$m_{\text{vapor}} = \frac{Q_R \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)}{h_{fg} \left( \frac{\text{Btu}}{\text{Lb}} \right)} \dots \dots \dots \left( \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \right) \quad (\text{E4-15})$$

Donde:

$Q_R$  : Calor de reactivación (Btu/h)

$h_{fg}$  : De las tablas de vapor, evaluado a la presión "P".

"P" debe ser menor o igual a 6 PSI.

#### 4.12 RELACIÓN DE LOS AMBIENTES CON SU RESPECTIVA CAPACIDAD DE EQUIPOS CALCULADOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES O CARGA TÉRMICA, DE ACUERDO CON EL BALANCE DE CAUDALES.

Deber realizarse una relación de cada uno de los ambientes donde se indique capacidad total (Kcal/hr), capacidad sensible (Kcal/hr), caudal CFM (este caudal debe estar de acuerdo con el balance de caudales),

y capacidad de la resistencia eléctrica (Kw). Esto debe plasmarse un plano; ver **Plano de cálculo 8- Anexo 2**.

### **Microbiología**

<b>Ambiente</b>	<b>Inóculos</b>
Capacidad Total	1,792.44 kcal/h
Capacidad Sensible	1,133.95 kcal/h
Caudal	221 CFM
Resistencia Eléctrica	0.02 Kw.

#### **4.13 CAUDAL DE LOS COLECTORES DE POLVO**

Los caudales de los colectores de polvo se determinan luego del balance del sistema, debido a que muchas de estas extracciones de polvo han tenido que mejorarse a efectos de balancear el sistema. El plano de los sistemas colectores de polvo se debe mostrar en el **(Plano de cálculo 10- Anexo 2)**.

#### **4.14 CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, CAUDALES DE LOS INYECTORES Y EXTRACTORES DE AIRE SEGÚN ZONIFICACION DE AMBIENTES AFINES.**

De todos y cada uno de los ambientes del laboratorio, conocemos capacidad total, capacidad sensible, caudal de insuflamiento, caudal de retorno, caudal de extracción y caudal de colección de polvos, entonces estamos en momento de agrupar ambientes con el objetivo de asignarles sus respectivos equipos de aire acondicionado, inyección de aire, extracción de aire y colección de polvos **(Plano de cálculo 9 –Anexo 2)**.

#### 4.15 SELECCIÓN Y ANALISIS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO VIABLES.

Deberá seleccionarse los tipos de equipos a usar según los siguientes criterios.

- **Económicos Energéticos.**-Ver que sistema o equipo tiene los costos más bajos y en forma simultanea de: Inversión inicial, energía y mantenimiento. Esta evaluación se hace mediante la técnica del valor actual neto (VAN).
- **Restricciones del Edificio.**- Básicamente son restricciones estructurales y de urbanidad arquitectónica.
- **Restricciones técnicas.**- Debido a los procesos inherentes a la producción de los fármacos, se deben utilizar cierto tipo de equipos al margen de que si son económicos o no (Equipos con agua helada para evitar congelamiento de serpentines, sistema de filtrado especial, etc.).
- **Criterios subjetivos.**- Esto criterios básicamente se refieren a la información que nos brinde el propietario del proyecto respecto al tiempo que el estima o desea de operación de su planta. (Ejemplo: Este es un negocio de 5 años, o esta planta debe estar calculada para una vida útil de 25 años etc.).
- **Estándares de producción del laboratorio.**- Los laboratorios generalmente tienen ciertos estándares de producción que los diferencia unos de otros, en ese sentido el departamento técnico del laboratorio especifica que ciertas áreas críticas del laboratorio

sean atendidas por ejemplo solo con agua helada y el resto con expansión directa.

#### **4.15.1 Ambientes con sistemas de agua helada.**

Hacer una relación de que ambiente serán atendidos con un sistema de agua helada.

#### **4.15.2 Ambientes con sistemas de expansión directa.**

Hacer una relación de que ambiente serán atendidos con un sistema de expansión directa.

### **4.16 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL CHILLER**

La capacidad de un chiller para atender los requerimientos de enfriamiento de un local ó un conjunto de locales se obtiene cuando para realizar el cálculo de carga térmica se toma un VOLUMEN DE CONTROL UNICO de todos los locales en estudio, y se procede a calcular la capacidad del equipo chiller.

### **4.17 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

Para seleccionar una torre de enfriamiento necesitamos los siguientes datos:

- Flujo de agua de la torre:

$$GPM_{torre} = \frac{MBH \times 2}{RANGO} \quad (E4-16)$$

*MBH* = Calor rechazado por el condensador del chiller, sacado de las tablas de los catálogos de los chillers enfriados por agua.

- Rango: 10°F (95-85 = 10°F)
- Temperatura de ingreso de agua a la torre: 95°F
- Temperatura de salida del agua de la torre : 85°F
- Temperatura de bulbo húmedo del ambiente: TBH.

Con estos datos se ingresa a los catálogos de los fabricantes y se selecciona el modelo correspondiente.

## 4.18 DISEÑO DE SISTEMAS

### 4.18.1 Cálculo y diseño de ductos.

Del cálculo de la capacidad del equipo para cada área obtenemos el caudal de insuflamiento (ver ítem 4.12).

El caudal de aire por cada difusor puede seleccionarse mediante la siguiente tabla:

Altura de ubicación del Difusor	Diferencial Máximo de Temperatura de Enfriamiento	Máximo CFM por Difusor			
		1-Vía	2-Vías	3-Vías	4-Vías
2.13 m	8.33 °C	100	200	300	400
2.44 m	11.1 °C	150	300	450	600
2.74 m	13.3 °C	300	600	800	1,000
3.06 m	15.6 °C	450	900	1,100	1,400
3.36 m	17.8 °C	600	1,200	1,500	1,900
3.66 m	17.8 °C	800	1,600	2,000	2,400
4.27 m	17.8 °C	1,200	2,400	3,100	3,800
4.88 m	17.8 °C	1,500	3,000	4,500	6,000

Diferencial Máximo de Temperatura de Enfriamiento =  $\Delta T = (T_{sala} - T_{insuf.})$

Una vez obtenido el número de difusores por ambiente, se hace un trazo lineal del recorrido de los ductos. Con este



trazo lineal inicial procedemos a dar dimensiones a los ductos teniendo en consideración las velocidades recomendadas y que la caída de presión por metro lineal de ducto no exceda a 0.1 mm.c.a/m.

#### 4.18.2 Cálculo y selección de difusores y rejillas

Con el caudal determinado en el paso anterior para cada difusor y rejilla procedemos a seleccionarlos del catalogo.

Si los difusores y rejillas son de fabricación nacional, es decir fabricados en planchas de fierro galvanizado, procedemos a calcular la dimensión de difusor y/o rejilla mediante la siguiente formula.

$$S = \frac{Q \times 144}{V^2} \dots (Pugl^2) \quad (E4-17)$$

Donde:

$Q$  = Caudal del difusor o rejilla en CFM.

$V$  = Velocidad del aire en el difusor o rejilla en FPM.

Es recomendable que  $V = [300 \text{ a } 400]$  FPM.

#### 4.18.3 Selección de tuberías de cobre

Se debe proceder a seleccionar las tuberías de líquido y succión de los equipos tomando en consideración las recomendaciones de velocidad y caída de presión, indicadas en le **item 2.7** de la presente tesis.

#### **4.18.4 Diseño de tuberías para agua helada y condensado.**

Del cálculo de carga térmica y la selección de equipos se determinaron las capacidades de enfriamiento de cada uno de los fan coils o manejadoras.

Es recomendable que el sistema de tuberías se diseñe con capacidades estándar de los equipos y no con las capacidades obtenidas en el cálculo.

Una vez obtenida el número de equipos manejadoras o fan coils por ambiente, se hace un trazo lineal del recorrido de las tuberías (**Plano de cálculo 11 - Anexo 2**).

Con este trazo lineal inicial procedemos a dar dimensiones a las tuberías teniendo en consideración la **tabla 33- Anexo 1**.

#### **4.18.5 Esquemas de principio de cada equipo ó sistema**

Se debe realizar un plano de esquemas de principio de funcionamiento de los equipos y sistemas, es decir esquemas donde se puedan visualizar en forma grafica la lógica de los sistemas propuestos. Es importante ayudarse de esquemas isométricos; decimos la palabra esquema, por que son planos que no están hechos necesariamente a escala. (**Plano de cálculo 12 - Anexo 2**).

## **4.19 ELABORACIÓN DE PLANOS**

En esta etapa con los diseños preliminares ya efectuados se procede a realizar los planos finales.

### **4.19.1 Planos de planta y corte**

Los planos de planta se deben de realizar previa coordinación con las demás especialidades y especialmente con los arquitectos del proyecto.

Los planos de corte deben realizarse donde se quiera dar a conocer detalles de instalación que en los planos de planta no se pueden visualizar.

### **4.19.2 Planos de detalles** (notas, detalles de instalación, cajas portafiltros, bases etc.)

En los planos de detalles se deben indicar en forma de notas los alcances generales del instalador de aire acondicionado así como los alcances correspondientes a obra civil.

En estos planos de detalle también se indican en forma explícita y mediante dibujos las formas constructivas de cada elemento que el proyectista estime conveniente (empalme de ductos flexibles, empalme entre ductos, aislamiento de ductos, interconexión de ductos y difusores, formas de

anclaje, detalles de bases flotantes, detalles de cajas portafiltros, detalles de instalaciones mecánicas de los equipos, detalle de accesorios necesarios para la instalación como manómetros y termómetros etc.)

#### **4.20 CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN DUCTOS**

Estos cálculos se realizan para todos los ductos del sistema integral de aire acondicionado y ventilación, los cálculos de caída de presión estática se deben realizar para el circuito crítico del sistema.

##### **4.20.1 Pérdidas primarias:**

Para la determinación de las pérdidas primarias haremos uso de la hoja de cálculo desarrollada para el diseño de ductos. El archivo Excel se encuentra en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ J Pérdidas primarias.**

##### **4.20.2 Pérdidas secundarias:**

Para la determinación de las pérdidas secundarias haremos usos de las tablas **“2.- Coeficientes de pérdidas secundarias de accesorios de ductos” – Anexo 1.**

#### **4.21 CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN TUBERIAS**

Estos cálculos se realizan para las tuberías de los sistemas de agua helada y condensación. Los cálculos de caída de presión estática se deben realizar para el circuito crítico del sistema. El circuito critico

para sistemas de tuberías de agua helada, es aquel “Loop” de mayor caída de presión estática (pérdidas primarias + pérdidas secundarias), decimos “Loop” por que se trata de un circuito cerrado.

#### 4.22 RELACION DE CAUDALES, CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA Y POTENCIA DE LOS VENTILADORES DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, INYECTORES DE AIRE, EXTRACTORES DE AIRE Y COLECTORES DE POLVO.

Es recomendable que la relación de equipos tenga la siguiente información mínima.

##### Equipos de Aire Acondicionado

N°Equipo	Caudal (CFM)	$\Delta P$ Pulg.c.a	Potencia (HP)	Electricidad (V-Ø-Hz)

##### Equipos de inyección de aire

N°Equipo	Caudal (CFM)	$\Delta P$ Pulg.c.a	Potencia (HP)	Electricidad (V-Ø-Hz)

##### Equipos de extracción de aire

N°Equipo	Caudal (CFM)	$\Delta P$ Pulg.c.a	Potencia (HP)	Electricidad (V-Ø-Hz)

##### Equipos extractores para la colección de polvos

N°Equipo	Caudal (CFM)	$\Delta P$ Pulg.c.a	Potencia (HP)	Electricidad (V-Ø-Hz)

## **4.23 SELECCIÓN DE BOMBAS: AGUA HELADA Y CONDENSACIÓN:**

### **4.23.1 Bombas para agua helada**

La selección de bombas para agua helada debe realizarse con el caudal total del chiller (2.4 GPM/ton) y la respectiva caída de presión del circuito crítico como altura útil.

### **4.23.2 Bombas para el sistema de condensación.**

La selección de bombas para agua de condensado debe realizarse con el caudal total de la torre de enfriamiento y la respectiva altura útil del circuito de condensación.

### **4.23.3 Diseño de la sala de maquinas**

#### **4.23.3.1 Esquema de principio.**

Es recomendable que inicialmente se haga un esquema de principio de planta de las salas de maquinas de agua helada y condensado. En este esquema de principio debe indicarse todos los equipos y accesorios necesarios para el sistema, ver **(Plano de cálculo 13 - Anexo 2)**.

#### **4.23.3.2 Plano de planta de la sala de máquinas**

En este plano debe hacerse una distribución a escala de las bombas y demás accesorios a efectos de optimizar el espacio de la sala de máquinas, ver **(Plano de cálculo 13 - Anexo 2)**.

#### 4.23.3.3 Esquema isométrico de principio

Es recomendable que en este esquema isométrico (**Plano de Calculo 13: Anexo 2**) se indiquen los detalles de alturas de tuberías y espaciamentos entre accesorios. En la medida de lo posible hay que diseñar la sala de maquinas con alturas de tuberías que permitan el desplazamiento de las personas sin que estas tengan que estar agachadose o saltando para pasar de un lado a otro.

#### 4.24 RELACION DE EQUIPOS CON SUS RESPECTIVAS CARACTERÍSTICAS MECANICAS ELECTRICAS.

En los planos se deben hacer cuadros como los que se muestran a continuación, donde se puedan visualizar los datos necesarios que permitan a las empresas fabricantes de equipos seleccionarlos adecuadamente con su software respectivo.

##### Equipos de aire acondicionado

CUADRO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO			
CARACTERISTICAS EVAPORADOR	FC-01	FC-02	FC-03
TIPO	FAN COIL AGUA HELADA	FAN COIL AGUA HELADA	FAN COIL AGUA HELADA
CANTIDAD	1	1	3
CAPACIDAD TOTAL(BTU/H)	53.660	57.500	54.500
CAPACIDAD SENSIBLE(BTU/H)	32.700	34.900	33.200
CAUDAL (CFM)	1.390	1.570	1.410
PRESION ESTATICA(mm.c.H2O)	20	20	20
CONDICIONES DE ENTRADA(TBS/TBH)	74.8°F/64°F	74.8°F/64°F	74.8°F/64°F
CONDICIONES DE SALIDA(TBS/TBH)	53.0°F/52°F	53.0°F/52°F	53.0°F/52°F
POTENCIA APROXIMADA	3/4HP/1ø.220V	3/4HP/1ø.220V	3/4HP/1ø.220V
CAUDAL DE AGUA (GPM)	10.75	11.50	10.90
% AIRE FRESCO	20	20	20
CAUDAL DE AIRE EXTERIOR (CFM)	280	320	280

### Equipos de inyección y extracción de aire.

INYECTOR DE AIRE		
CARACTERISTICAS	IC-01	IC-02
TIPO	CENTRIFUGO	CENTRIFUGO
CANTIDAD	1	1
CAUDAL DE AIRE	1.440 CFM	7.275 CFM
PRESION ESTATICA	1" C.A.	1" C.A.
POTENCIA APROXIMADA	3/4HP, 3ø, 220V	2HP, 3ø, 220V
TRANSMISION	FAJAS Y POLEAS	FAJAS Y POLEAS

EXTRACTORES DE AIRE		
CARACTERISTICAS	EC-01	EC-02
TIPO	CENTRIFUGO	CENTRIFUGO
CANTIDAD	1	1
CAUDAL DE AIRE	7875 CFM	840CFM
PRESION ESTATICA (mm.co)	50	15
POTENCIA APROXIMADA	4HP, 3ø, 220V	1/2HP, 1ø, 220V
TRANSMISION	FAJAS Y POLEAS	FAJAS Y POLEAS

### Equipos Extractores para los colectores de polvo.

EXTRACTORES DE COLECTOR DE POLVO		
CARACTERISTICAS	CP-01	CP-02
TIPO	CENTRIFUGO	CENTRIFUGO
CANTIDAD	1	1
CAUDAL DE AIRE	2.500 CFM	800 CFM
PRESION ESTATICA (mm.co)	60	75
POTENCIA APROXIMADA	6HP, 3ø, 220V	2HP, 3ø, 220V
TRANSMISION	FAJAS Y POLEAS	FAJAS Y POLEAS

### Bombas centrífugas para agua helada y condensación.

BOMBAS DE AGUA HELADA		
CARACTERISTICAS	BAH-01	BAH-02
TIPO	CENTRIFUGO	CENTRIFUGO
CANTIDAD	2	2
CAUDAL DE AGUA	360 GPM	360 GPM
PRESION ESTATICA	90 Pies.c.a	40 Pies.c.a
POTENCIA APROXIMADA	15HP, 3ø, 220V	7.5HP, 3ø, 220V
TRANSMISION	DIRECTA	DIRECTA

### Torres de enfriamiento

TORRES DE ENFRIAMIENTO	
Cantidad	2 unid.
Caudal de Agua	270 GPM
Temperatura del agua Ingreso a la torre	95°F
Rango de la torre	10°F
de Bulbo Húmedo - Medio Ambiente	78°F



#### **4.25 METRADOS**

Los metrados implican cuantificar de manera ordenada y lógica los diferentes equipos, materiales y accesorios involucrados en el proyecto de climatización.

#### **4.26 COSTOS Y PRESUPUESTOS**

En esta etapa del proyecto es recomendable hacer un presupuesto de tal manera que se muestren al menos 3 rubros importantes:

- 1).- Equipos y accesorios
- 2).- Materiales
- 3).- Instalaciones Mecánicas Eléctricas.

Se puede tomar como base la **tabla 45** del anexo 1, denominado Presupuesto Base.

#### **4.27 MEMORIAS DESCRIPTIVAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

##### **4.27.1 Memoria Descriptiva**

En este documento hace una descripción resumida de que alcances tiene el proyecto y que parámetros se han considerado para la realización de los cálculos y diseños.

Un índice recomendado para las memorias descriptivas es la siguiente:

- **Objetivos**

Que objetivo tiene la elaboración del proyecto

- **Generalidades**

Descripción de la ubicación geográfica del local, normas de diseño y bajo que planos se han hecho los cálculos.

- **Alcances**

Se deben indicar claramente los alcances de las siguientes especialidades

- Obra civil ( Arquitectura, Civil Estructural)
- Instalador del sistema de aire acondicionado
- Contratista eléctrico
- Contratista sanitario
- Propietario.

- **Normas y Códigos**

Se deben indicar bajo que normas nacionales e internacionales se han realizado los cálculos y diseños.

- **Parámetros de Diseño**

Aquí se tienen que indicar todos los parámetros asumidos para realizar los cálculos

- Condiciones del aire exterior
- Condiciones del aire interior
- Coeficientes Globales de transferencia de calor
- Aire exterior por persona; etc.

- **Descripción del Proyecto**

Aquí se tiene que hacer una descripción de cómo se acondicionará el ambiente y/o sala, es decir se tiene que

mencionar por ejemplo, el tipo de equipo, ubicación de los equipos, recorrido de ductos, ubicación de termostatos, enclavamientos eléctricos y cualquier otra característica particular del ambiente que estamos acondicionando.

- **Recomendaciones para Izaje de Equipos**

Aquí se hace las recomendaciones necesarias para el correcto izaje de los equipos involucrados en el proyecto de aire acondicionado.

- **Relación de planos del proyecto**

Aquí se hace un listado de todos los planos que se están entregando como parte del proyecto.

Así mismo debe indicarse que el contratista que gane la ejecución e instalación del sistema de aire acondicionado debe presentar planos de obra, planos de replanteo y al final de los trabajos planos As Built.

#### **4.27.2 Especificaciones Técnicas**

Este documento tiene por objeto hacer una especificación técnica detallada de cada uno de los equipos y materiales necesarios para la ejecución del proyecto.

Esta especificación técnica comprende características mecánicas eléctricas de los equipos y materiales.

#### **4.28 PLANOS FINALES CON TABLA DE EQUIPOS, DETALLES Y NOTAS.**

En esta etapa todos los ductos, difusores, rejillas, tuberías de fierro y cobre deben estar correctamente dimensionadas e indicadas en los planos.

Así mismo debe de haber planos con las tablas de equipos que permitan a los contratistas seleccionar adecuadamente los equipos.

Finalmente deben de haber planos donde se indiquen todos los detalles y notas que el proyectista estime conveniente y que no son fácilmente visibles en los planos de planta.

#### **4.29 IMPRESIONES Y PLOTEO DE PLANOS**

Es recomendable hacer un ploteo inicial en calidad borrador de los planos y las memorias, para realizar la compatibilización respectiva; es decir que lo que se dice en la memoria debe estar en los planos y viceversa, este proceso puede durar hasta semanas de trabajo dependiendo de la complejidad del proyecto; en tal sentido ésta compatibilización debe ser realizada por un Ingeniero de experiencia.

Una vez realizado el proceso de compatibilización se procede a hacer el ploteo final.

#### **4.30 FIN DEL PROYECTO**

Todos los proyectos en esta etapa cuentan con memorias descriptivas, especificaciones técnicas, planos y presupuestos; estos documentos deben ser entregados al cliente final en el formato que ellos estimen conveniente.

## **CAPITULO V**

### **APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO A LAS AREAS DE PRODUCCIÓN DEL LABORATORIO FARMACÉUTICO “CORPORACIÓN MÉDICA”.**

#### **5.1 INFORMACION GENERAL DEL PROYECTO**

##### **5.1.1 Condiciones internas de cada zona para el desarrollo del sistema de climatización.**

Esta información fue proporcionada por el departamento de producción del laboratorio farmacéutico.

**Ver anexo 1: 1.- Tablas.**

TABLA 46: Ambientes con filtros hepa.

TABLA 47: Ambientes con filtros bolsa.

TABLA 48: Ambientes con aire acondicionado sin filtros

TABLA 49: Ambientes sin aire acondicionado

Así mismo esta información esta en la siguiente dirección:

**Tesis / Documentos Excel / A.-Tablas.**

### **5.1.2 Áreas generadoras de polvo y sus caudales de extracción.**

Los siguientes datos fueron entregados por el departamento de ingeniería del laboratorio, estos datos eran recomendaciones propias del fabricante de las máquinas.

Por otro lado es importante mencionar que las áreas fueron agrupadas dentro de colectores de polvos diferentes, con el objetivo de tener áreas de producciones afines enlazadas en un colector y evitar la contaminación cruzada.

#### **5.1.2.1 Colector de Polvo 1**

- Sala de mezclado 1 : 350 CFM
- Sala de mezclado 2 : 496 CFM
- Sala de secado 1 : 486 CFM
- Sala de secado 2 : 486 CFM
- Sala de secado 3 : 466 CFM

#### **5.1.2.2 Colecto de Polvo 2**

- Tableteadora 1 : 390 CFM
- Tableteadora 2 : 293 CFM
- Tableteadora 3 : 432 CFM
- Encapsuladora 1 : 350 CFM
- Encapsuladora 2 : 350 CFM
- Lustrado de Cápsulas : 350 CFM

### **5.1.2.3 Colector de Polvo 3**

- Uroplus :390 CFM

### **5.1.2.4 Colector de Polvos 4**

- Zutilera : 150 CFM

### **5.1.2.5 Colector de Polvos 5**

- Blistera 1 :449 CFM
- Blistera 2 :449 CFM
- Encintadora :433 CFM

## **5.2 IDENTIFICACION DE AREAS**

Las diferentes áreas de producción están demarcadas e identificadas en Anexo 2 (**plano de cálculo 1**), ubicado en la siguiente dirección:  
**Tesis \ Documentos Cad \ Planos de Cálculo \ A Plano de Cálculo 1 - Identificacion de Areas.**

Tenemos las siguientes áreas:

- Servicios higiénicos y vestidores; Microbiología; Control de calidad; Sala de instrumentación; Circulación principal; Inyectables; Inyectables Lavado de ampollas; Revisión de ampollas; Cremas; Fabricación de líquidos; Sólidos 1; Sólidos 2; Corredor sólidos 2; Uroplus; Blisteras; Almacén de Semielaborados; Acondicionado; Oficinas.



### **5.3 NIVELES DE PRESIÓN, SENTIDO DE FLUJOS DE AIRE, EXTRACCIÓN DE POLVOS Y NUMERACIÓN DE PUERTAS.**

Los niveles de presión, sentidos de flujo de aire a través de las puertas, los caudales de colección de polvo y la respectiva numeración de las puertas y los vanos se indican en el Anexo 2 (plano de cálculo 2), ubicado en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ Planos de Cálculo \ B Plano de Cálculo 2 - Niveles de presión y sentido de flujos de aire.**

### **5.4 DATOS PARA EL CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.**

Los datos para el cálculo de carga térmica tales como espesores de paredes, dimensiones de los ambientes, áreas, numero de personas, potencia de iluminación y potencia de equipos se indican en Anexo 2 (plano de cálculo 3), ubicado en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ Planos de Cálculo \ C Plano de Cálculo 3 - Datos para el cálculo de Carga Térmica.**

### **5.5 CÁLCULO DE LOS CAUDALES POR NÚMERO DE RENOVACIONES.**

El cálculo de los caudales de insuflamiento para cumplir con el número de renovaciones por hora requeridos en cada ambiente se pueden observar en el archivo Excel ubicado en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ B CFM por número de renovaciones**

## **5.6 CÁLCULO DE CAUDALES A TRAVÉS DE PUERTAS PARA MANTENER LAS PRESIONES DIFERENCIALES.**

El cálculo de los caudales a través de las puertas para lograr las presiones diferenciales entre ambientes contiguos se pueden observar en la **tabla 51** (Anexo 1); o en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ C CFM a través de puertas.**

## **5.7 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.**

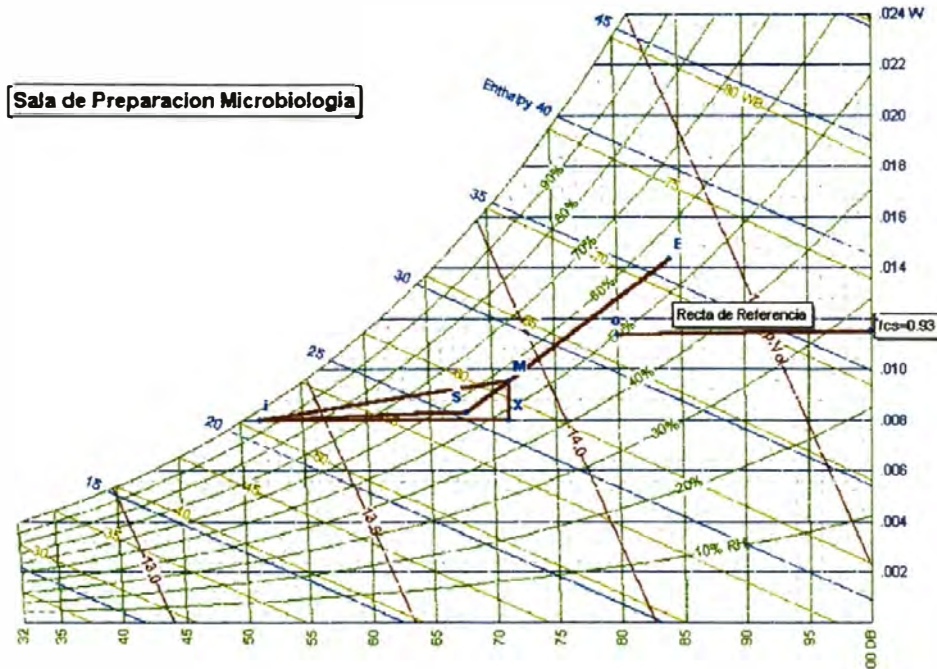
Los cálculos de carga térmica de los diferentes ambientes del proyecto se pueden observar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ D Cargas térmicas.**

### **5.7.1 Relación de ambientes con su respectiva carga térmica.**

Ver Anexo 2: Plano de cálculo 5

## **5.8 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS POR CARGA TÉRMICA.**

Haremos el ejemplo para la sala de preparación del área de microbiología.



**FIG-54: PSICROMETRIA PARA HALLAR LA CAPACIDAD DE UN EQUIPO POR CARGA TERMICA**

**DATOS PARA CALCULOS DE CAPACIDAD DE EQUIPOS**

Estado	Entalpía (h) (Kcal/hr)	Temperatura (T) (°C)	Volumen Especifico (v) ( m³/kg)
<b>Valores Obtenidos Gráficamente</b>			
Exterior (E)	23.12		0.904
Sala (S)	14.03	20	
Insuflamiento( i )	11.64	10.46	0.835
<b>Valores Obtenidos después de ciertos Cálculos</b>			
Mezcla (M).....*	15.84	21.80	
Punto ( x ).....(**)	14.29		

**Flujo de Masa de Insuflamiento ( $\dot{m}_i$ )**

$$\dot{m}_i = \frac{1,722.44}{14.03 - 11.64} = 718.73 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

**Caudal de Insuflamiento ( $V_i$ )**

$$\dot{V}_i = 718.73 \times 0.835 = 600.08 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 353...CFM$$

**Caudal de Aire Exterior ( $V_E$ )**

Según requerimiento del proyecto este debe ser 20%.

$$\dot{m}_E = (20/100) \times 718.73 = 143.76 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

$$\dot{V}_E = 143.76 \times 0.904 = 130.02 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 76.53...CFM$$

**Temperatura del Punto de Mezcla ( $T_M$ )**

$$T_M = 20 + 0.2 \times (29 - 20) = 21.80^\circ C$$

**Capacidad Total del Equipo ( $Q_T$ )**

$$Q_T = 718.73 \times (15.84 - 11.64) = 3,023... \left[ \frac{kcal}{h} \right]$$

**Capacidad Sensible del Equipo ( $Q_s$ )**

$$Q_s = 718.73 \times (14.29 - 11.64) = 1,907 \left[ \frac{kcal}{h} \right]$$

### 5.8.1 Relación de los ambientes con su respectiva capacidad de equipos por carga térmica.

Ver Anexo 2: Plano de cálculo 6

## 5.9 BALANCE DE CAUDALES DEL SISTEMA.

Ejemplos de balance de Caudales:

### Caso 2: Inóculos

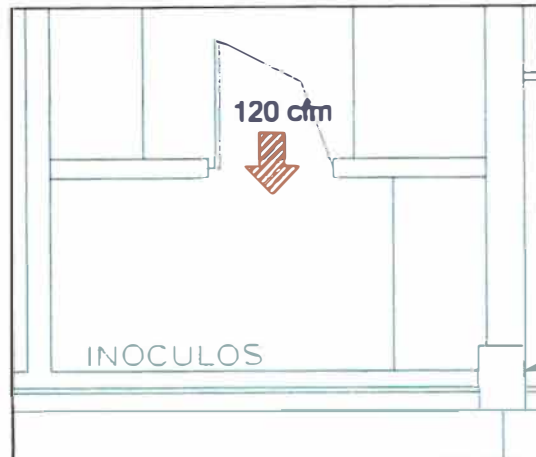


FIG-55: BALANCE DE CAUDALES EN INOCULOS

Caudal de Insuflamiento por carga térmica : 211CFM

Caudal de Insuflamiento por número de renovaciones : 221CFM

Por lo tanto:

Suministro : 221 CFM.

Infiltraciones : 120 CFM

Exfiltraciones : 0 CFM

Polvos : 0 CFM

Sabemos que:

$$Extraccion = \sum inf\ ilt + \%AE \times Sum - \sum Exfilt - \sum Polvos$$

$$Extraccion = 120 + 20\% \times 120 - 0 - 0 = 164.20CFM$$

Ordenando tenemos:

Suministro : 221 CFM.

Retorno : 176.8 CFM

Polvos : 0 CFM

Extracción : 164.20 CFM

### Caso 3: Sala de preparación microbiología



**FIG 56: BALANCE DE CAUDALES – SALA DE PREPARACIÓN MICROBIOLOGIA**

Caudal de Insuflamiento por carga térmica : 353 CFM

Caudal de Insuflamiento por número de renovaciones : 1,119 CFM

Por lo tanto:

Suministro : 1,119 CFM.

Infiltraciones : 0 CFM

Exfiltraciones : 120 + 135 = 255 CFM

Polvos : 0 CFM

Sabemos que:

$$\text{Extraccion} = \sum \text{inf ilt} + \%AE \times \text{Sum} - \sum \text{Exfilt} - \sum \text{Polvos}$$

$$\text{Extraccion} = 0 + 20\% \times 1,119 - 255 - 0 = -31\text{CFM}$$

Hacemos los siguientes cambios:

Sum = 135 + 0.8xSum + 120 + Ext; si hacemos Ext=0, entonces:

0.2xSum=255 entonces: Suministro=1,275 CFM.

Retorno=0.8x1,275 = 1,020 CFM.

Ordenando tenemos:

Suministro : 1,275 CFM.

Retorno : 1,020 CFM

Polvos : 0 CFM

Extracción : 0 CFM

#### Caso 4: Tableteadora 1

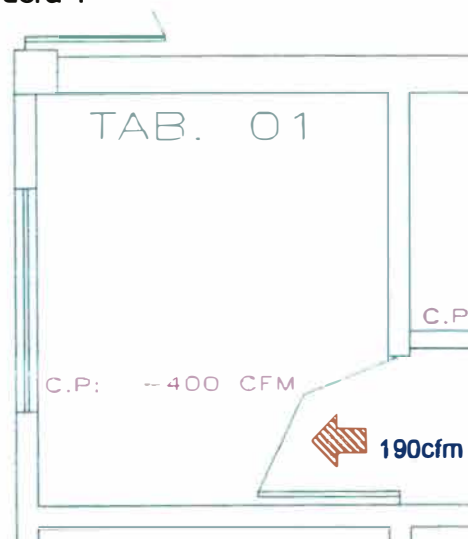


FIG 57: BALANCE DE CAUDALES – TABLETEADORA 1

Caudal de Insuflamiento por carga térmica : 0 CFM

Caudal de Insuflamiento por número de renovaciones : 272 CFM

Por lo tanto:

Suministro : 272 CFM.

Infiltraciones : 190 CFM

Exfiltraciones : 0 CFM

Polvos : 400 CFM

Sabemos que:

$$Extraccion = \sum inf\ ilt + \%AE \times Sum - \sum Exfilt - \sum Polvos$$

$$Extraccion = 190 + 100\% \times 272 - 0 - 400 = 62CFM$$

Hacemos los siguientes cambios:

Suministro : 272 CFM

Retorno : 0 CFM

Polvos : 400 + 62 = 462 CFM.

Extracción : 0 CFM

### Caso 5: Encintadora



FIG 58: BALANCE DE CAUDALES – ENCINTADORA



Caudal de Insuflamiento por carga térmica : 0 CFM

Caudal de Insuflamiento por número de renovaciones : 336 CFM

Por lo tanto:

Suministro : 336 CFM.

Infiltraciones : 320 CFM

Exfiltraciones : 280 CFM

Polvos : 450 CFM

Sabemos que:  $Extraccion = \sum inf\ ilt + \%AE \times Sum - \sum Exfilt - \sum Polvos$

$$Extraccion = 320 + 100\% \times 336 - 280 - 450 = -74CFM$$

Hacemos los siguientes cambios:

Suministro :  $336 + 74 = 410$  CFM

Retorno : 0 CFM

Polvos : 450 CFM.

Extracción : 0 CFM

### **5.9.1 Relación de ambientes con caudales de insuflamiento, retorno, polvos y extracción**

El cálculo del balance de los caudales se pueden observar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ F Balance de Caudales y Determinación de Caudales de Extracción.**

Así mismo se puede visualizar en el **Anexo 1: 4 Balance de caudales**, o en el **Anexo 2: Plano de Cálculo 7.**

#### **4.28 PLANOS FINALES CON TABLA DE EQUIPOS, DETALLES Y NOTAS.**

En esta etapa todos los ductos, difusores, rejillas, tuberías de fierro y cobre deben estar correctamente dimensionadas e indicadas en los planos.

Así mismo debe de haber planos con las tablas de equipos que permitan a los contratistas seleccionar adecuadamente los equipos.

Finalmente deben de haber planos donde se indiquen todos los detalles y notas que el proyectista estime conveniente y que no son fácilmente visibles en los planos de planta.

#### **4.29 IMPRESIONES Y PLOTEO DE PLANOS**

Es recomendable hacer un ploteo inicial en calidad borrador de los planos y las memorias, para realizar la compatibilización respectiva; es decir que lo que se dice en la memoria debe estar en los planos y viceversa, este proceso puede durar hasta semanas de trabajo dependiendo de la complejidad del proyecto; en tal sentido ésta compatibilización debe ser realizada por un Ingeniero de experiencia.

Una vez realizado el proceso de compatibilización se procede a hacer el ploteo final.

#### **4.30 FIN DEL PROYECTO**

Todos los proyectos en esta etapa cuentan con memorias descriptivas, especificaciones técnicas, planos y presupuestos; estos documentos deben ser entregados al cliente final en el formato que ellos estimen conveniente.

Caudal de Insuflamiento por carga térmica : 0 CFM

Caudal de Insuflamiento por número de renovaciones : 336 CFM

Por lo tanto:

Suministro : 336 CFM.

Infiltraciones : 320 CFM

Exfiltraciones : 280 CFM

Polvos : 450 CFM

Sabemos que:  $Extraccion = \sum inf\ ilt + \%AE \times Sum - \sum Exfilt - \sum Polvos$

$$Extraccion = 320 + 100\% \times 336 - 280 - 450 = -74CFM$$

Hacemos los siguientes cambios:

Suministro :  $336 + 74 = 410$  CFM

Retorno : 0 CFM

Polvos : 450 CFM.

Extracción : 0 CFM

### **5.9.1 Relación de ambientes con caudales de insuflamiento, retorno, polvos y extracción**

El cálculo del balance de los caudales se pueden observar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ F Balance de Caudales y Determinación de Caudales de Extracción.**

Así mismo se puede visualizar en el **Anexo 1: 4 Balance de caudales**, o en el **Anexo 2: Plano de Cálculo 7.**

## 5.10 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES DE AIRE

Haremos como ejemplo la sala de preparación del área de microbiología:

Según los datos y requerimientos para este ambiente tenemos:

Número de renovaciones : 40

Porcentaje de aire exterior : 20%

Volumen de la sala : 47.57m<sup>3</sup>

Carga térmica total : 1,722.44 Kcal/h

### Cálculos:

Caudal de aire necesario  $V$  :

$$\dot{V} = 40 \times 47.57 = 1,902.8 \left( \frac{m^3}{h} \right) = 1,119 (CFM)$$

Considerando que el punto de insuflamiento ( $i_2$ ) perteneciente a la recta de condiciones tiene una TBS = 17.04°C(62.67°F), de la carta psicrométrica obtenemos los siguientes valores(Ver Fig. 59):

Punto	TBS (°C)	HR (%)	h (kcal/kg)	W (kgH <sub>2</sub> O/kg.a.s)	V (m <sup>3</sup> /kg)
$i_2$	17.04	65.30	13.20	0.0081	0.853

Verifiquemos si este es el punto de insuflamiento que estamos buscando:

$$\dot{V}_i = \frac{Q_{TOTAL} \left[ \frac{kcal}{h} \right]}{(h_{SALA} - h_{INSF}) \left[ \frac{kcal}{kg} \right]} \times U_{INSF} \left[ \frac{m^3}{kg} \right]$$

$$\dot{V}_i = \frac{1,722.44 \left[ \frac{kcal}{h} \right]}{(14.03 - 13.20) \left[ \frac{kcal}{kg} \right]} \times 0.853 \left[ \frac{m^3}{kg} \right] = 1,901.30 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 1,119.12 CFM$$

Podemos observar que con las condiciones psicrométricas de este punto el caudal de aire encontrado es ligeramente mayor al caudal que necesitamos para cumplir con el número de renovaciones, por lo tanto éste es el punto de insuflamiento.

Es importante mencionar que si bien es cierto éste es el punto de insuflamiento, no existe físicamente ningún equipo de aire acondicionado que logre llevar el aire a estas condiciones psicrométricas, debido a que la prolongación de la recta M-i<sub>2</sub>, no logra interceptar la curva de saturación, es decir no se puede hallar el ADP (Apparatus Dew Point) del equipo de aire acondicionado.

Cuando nos encontramos ante esta situación es recomendable hacer un artificio, buscando un punto de insuflamiento (i<sub>3</sub>) de algún equipo que tenga una humedad relativa entre 95% y 100% y con un ADP definido, este punto (i<sub>3</sub>) debe tener una razón de humedad W<sub>i3</sub>, igual a la razón de humedad del punto (i<sub>2</sub>). Es decir W<sub>i3</sub>=W<sub>i2</sub>.

Una vez hallado el punto  $i_3$ , mediante una resistencia eléctrica deberíamos llevar el aire hasta las condiciones  $i_2$  (la resistencia eléctrica es controlada mediante un humidistato).

Es importante mencionar que la capacidad de la resistencia eléctrica solo modifica (aumenta aritméticamente) la capacidad sensible del equipo hallada en el punto ( $i_2$ ).

#### Flujo de Masa de Insuflamiento ( $m_i$ )

$$\dot{m}_i = \frac{1,722.44}{14.03 - 13.31} = 2,392.28 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

#### Condiciones psicrométricas de los puntos:

Punto	TBS (°C)	HR (%)	h (kcal/kg)	W (kgH <sub>2</sub> O/kg.a.s)	V (m <sup>3</sup> /kg)
E	29	75	23.12	0.0195	0.904
s	20	55	14.03	0.0082	0.862
M	21.8	62.85	15.92	0.0105	0.871
$i_2$	17.04	65.40	13.31	0.0081	0.853
$i_3$	11.32	95	11.92	0.0081	0.836
X	14.48	48.62	14.48	0.0081	0.867

Sala de Preparación Microbiología  
Cálculo Por # de Renovaciones

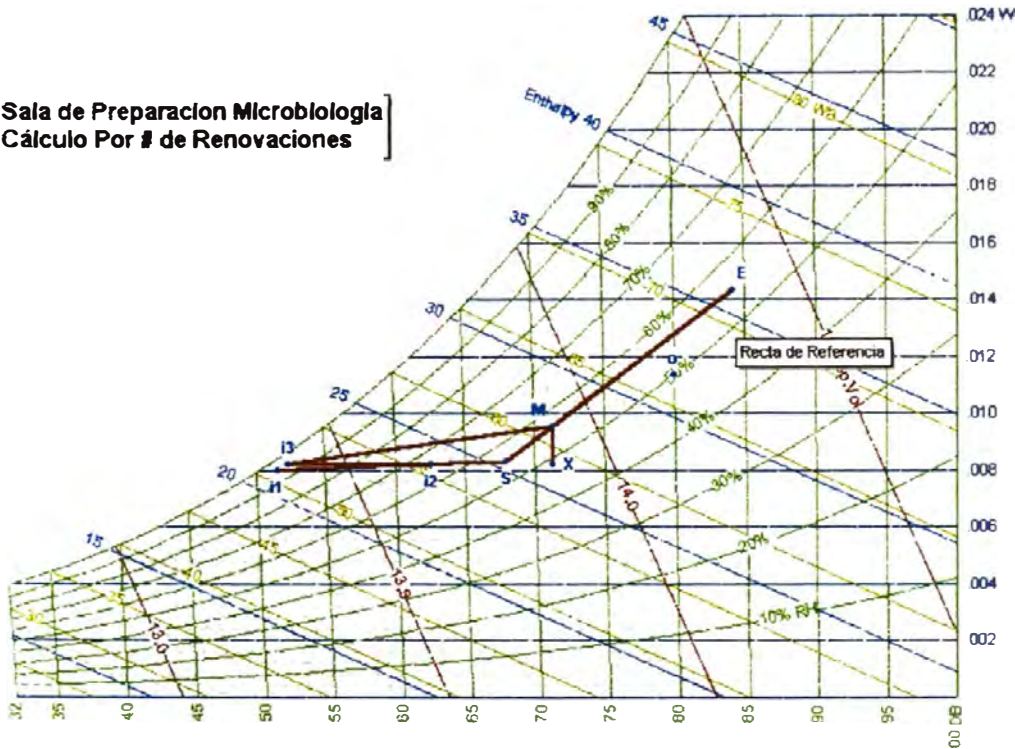


FIG-59: PSICROMETRIA PARA HALLA LA CAPACIDAD DE UN EQUIPO POR NUMERO DE RENOVACIONES.

Capacidad Total del Equipo ( $Q_T$ )

$$Q_T = \dot{m}_i \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \times (h_M - h_{i3}) \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_T = 2,392.28 \times (15.92 - 11.92) = 9,569.12 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 3.16 \text{ tons}$$

Capacidad Sensible del Equipo ( $Q_S$ )

$$Q_S = \dot{m}_i \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \times (h_x - h_{i3}) \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_S = 2,392.28 \times (14.48 - 11.92) = 6,124.24 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 2.03 \text{ tons}$$



### Capacidad de la resistencia eléctrica ( $Q_R$ )

$$Q_R = m_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times (h_{i2} - h_{i3}) \left( \frac{kcal}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right]$$

$$Q_R = 2,392.28 \times (13.31 - 11.92) = 3,325.27 \left[ \frac{kcal}{h} \right] = 1.10 tons = 3.87 KW$$

## 5.11 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS INVOLUCRADOS EN UN PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN.

Esta es la relación de ambientes sometidos a baja humedad relativa (35%) y 100% de aire exterior (Sólidos 2).

Ambiente	Calor Total ( Kcal/hr)	Calor Sensible ( Kcal/hr)	Facto de Calor Sensible	CFM
Tableteadora 1	1,549.28	1,507.28	0.97	272
Tableteadora 2	1,246.89	1,204.89	0.97	164
Tableteadora 3	1,470.92	1,428.92	0.97	287
Encapsuladora 1	1,252.70	1,210.70	0.97	224
Encapsuladora 2	1,252.70	1,210.70	0.97	224
Lustrado de cápsulas	1,285.63	1,243.63	0.97	250
Zutilera	1,297.85	1,255.85	0.97	200
Encintadora	1,560.56	1,518.56	0.97	410
<b>TOTAL</b>	<b>10,916.53</b>	<b>10,580.53</b>	<b>0.97</b>	<b>2.031</b>

### 5.11.1 Condiciones del Aire:

Caudal total de insuflamiento: 2,031 cfm

**Punto 1= Punto 2** : TBS=29°C ; 75%HR.

**Punto 3** : TBS=55°F ; 62 granos.

**Punto 4** : TBH(Pto.4)= TBH(Pto.3)= 54.23°F

De la FIG-17 (deshumidificador CARGOCAIRE) tenemos:

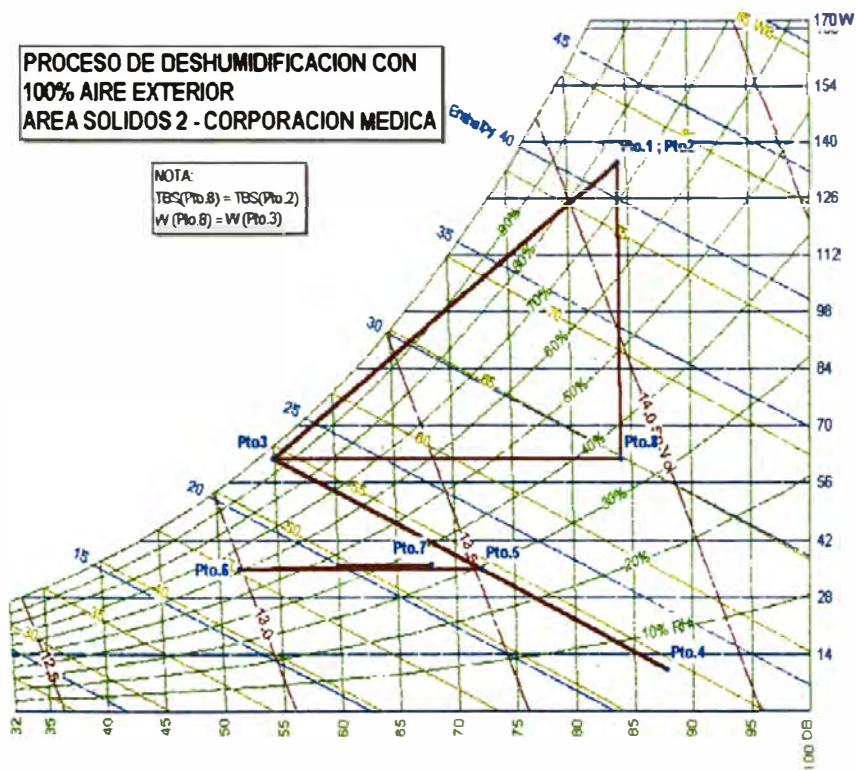
$$W_{(Pto.4)} = 10 \left( \frac{Grains}{Lb} \right)$$

**Punto 6** : TBS=51.8°F; perteneciente a la recta de condiciones del aire, la cual se traza en función al factor de calor sensible, es decir es el punto de insufiamiento.

**Punto 5** :  $W_{(Pto.5)} = W_{(Pto.6)} = 34.481 \left( \frac{Grains}{Lb} \right)$

perteneciente a la recta que une los puntos 3 y 4

**Punto 7** : Es el punto de sala; TBS = 68°F; HR=35%.



**FIG-60: PSICROMETRIA DE UN PROCESO DE DESHUMIDIFICACION**

Los datos de la siguiente tabla son obtenidos de la carta psicrométrica:

	TBS (°F)	TBH (°F)	HR (%)	h (Btu/lb)	W (Grains)	V (ft³/lb)
Pto 1	84.2	77.67	75	41.34	134.703	14.13
Pto 2	84.2	77.67	75	41.34	134.703	14.13
Pto 3	55	54.23	95.34	22.81	62	13.16
Pto 4	87.83	54.23	5.1	22.65	10	13.83
Pto 6	51.8	45.19	60	17.77	34.481	12.99
Pto 5	72.26	54.23	29.11	22.73	34.481	13.51
Pto 7	68	52.83	35	21.91	35.859	13.41
Pto 8	84.2	64.89	35.09	29.94	62	13.9

### 5.11.2 Aire de insuflamiento

Según los cálculos por número de renovaciones se necesita:

Caudal total de insuflamiento: **2,031 cfm.**

### 5.11.3 Aire en el ducto de By Pass

$$\% \text{ Aire en el By Pass} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_3}$$

$$\% \text{ Aire en el By Pass} = \frac{87.83 - 72.26}{87.83 - 55} = 47.43\%$$

$$\text{Aire en el By Pass} = 2031 \times 0.4743 = 963.3 \text{ CFM}$$

### 5.11.4 Flujo de masa de insuflamiento ( $\dot{m}_i$ )

$$\dot{m}_i = \frac{2,031 \left[ \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \right]}{12.99 \left[ \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \right]} = 156.35 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{min}} \right] = 9,381.06 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right]$$

### 5.11.5 Volumen de proceso ( $V_p$ )

$$V_p = \dot{m}_i \times (1 - \% \text{ AireByPass}) \times v_3$$

$\dot{m}_i$  = Flujo de masa de insuflamiento (Lb/min)

$v_3 =$  Volumen específico del aire en el pto. 3 (Ft<sup>3</sup>/Lb)

$$V_p = 156.35 \times (1 - 0.4743) \times 13.51 = 1,110.43 \dots CFM$$

### 5.11.6 Capacidad del Equipo "A" de Aire Acondicionado

- Capacidad Total del Equipo "A" ( $Q_T$ )

$$Q_T = \dot{m}_i \left( \frac{lb}{h} \right) \times (h_2 - h_3) \left( \frac{Btu}{lb} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{Btu}{h} \right]$$

$$Q_T = 9,381.06 \times (41.34 - 22.81) = 173,831.09 \left[ \frac{Btu}{h} \right] = 14.49 \text{ tons}$$

- Capacidad Sensible del Equipo "A" ( $Q_S$ )

$$Q_S = \dot{m}_i \left( \frac{lb}{h} \right) \times (h_8 - h_3) \left( \frac{Btu}{lb} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{Btu}{h} \right]$$

$$Q_S = 9,381.06 \times (29.94 - 22.81) = 66,886.97 \left[ \frac{Btu}{h} \right] = 5.57 \text{ tons}$$

### 5.11.7 Capacidad del Equipo "B" de Aire Acondicionado

- Capacidad Total del Equipo "B" ( $Q_T$ )

$$Q_T = \dot{m}_i \left( \frac{lb}{h} \right) \times (h_5 - h_6) \left( \frac{Btu}{lb} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{Btu}{h} \right]$$

$$Q_T = 9,381.06 \times (22.73 - 17.77) = 46,530.07 \left[ \frac{Btu}{h} \right] = 3.88 \text{ tons}$$

- Capacidad Sensible del Equipo "B" ( $Q_S$ )

$$Q_S = \dot{m}_i \left( \frac{lb}{h} \right) \times (h_5 - h_6) \left( \frac{Btu}{lb} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{Btu}{h} \right]$$

$$Q_r = 9,381.06 \times (22.73 - 17.77) = 46,530.07 \left[ \frac{Btu}{h} \right] = 3.88 \text{ tons}$$

### 5.11.8 Selección del Deshumidificador

#### Volumen de aire de proceso ( $V_p$ )

Sabemos según el ítem 5.11.5 que:

$$V_p = 1,110.43 \dots CFM$$

#### Modelo seleccionado

De la Tabla 27 (Anexo 1), el modelo HC-1125, maneja 1,125

CFM como aire de proceso

#### Face velocity

$$\text{Face velocity} = \frac{V_p}{\text{Nominal.Face.Area}} \dots (FPM)$$

$$\text{Face Velocity} = \left( \frac{1,110.43}{1.88} \right) = 590.65 \dots FPM$$

#### Razón de Eliminación de Humedad ( W ) [Lbs/hr]

$$W = \frac{4.5 \times V_p \times (M_{PI} - M_{PO})}{7,000} \dots (Lbs/hr)$$

$M_{PI}$  = Humedad del aire de ingreso (Gr / Lb): Pto.3

$M_{PI} = M_{PI} = M_{PO}$  = Humedad del aire de salida del proceso

(Gr / Lb): Pto.4

$V_p$  = Flujo de aire de proceso (CFM)

$$W = \frac{4.5 \times 1,110.43 \times (62 - 10)}{7,000} = 37.12 \dots (Lbs/hr)$$

**Incremento de temperatura del aire de proceso ( $\Delta T$ )**

$$\Delta T = T_{PO} - T_{PI} = 0.625 \times (M_{PI} - M_{PO}) + K \times (T_{RI} - T_{PI})$$

$$K=0.07$$

$$\Delta T = T_{PO} - T_{PI} = 0.625 \times (62 - 10) + 0.07 \times (250 - 55)$$

$$\Delta T = 46.15^\circ F$$

**Volumen de aire de Reactivación ( $V_R$ )**

$$V_R = \frac{V_P}{(T_{RI} - T_{RO})} \times (T_{PO} - T_{PI}) \dots \dots \dots (\text{CFM})$$

$$V_R = \frac{1,110.43}{(250 - 120)} \times (46.15) = 394.20 \dots (\text{CFM})$$

**Energía de Reactivación ( $Q_R$ )**

$$Q_R = 1.08 \times V_R \times (T_{RI} - T_{RU}) \dots \dots \dots (\text{BTUH})$$

$$Q_R = 1.08 \times 394.20 \times (250 - 84.2) = 70,587.50 \dots (\text{BTUH})$$

**Cantidad de vapor necesario ( $m_{\text{vapor}}$ )**

$$m_{\text{vapor}} = \frac{Q_R \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)}{h_{fg} \left( \frac{\text{Btu}}{\text{Lb}} \right)} \dots \left( \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \right); \text{ Donde}$$

Si el calentamiento del aire se hace con un serpentín de vapor a 3.5bar (50.76 PSI), entonces la cantidad de vapor necesario para calentar el aire será:

$$m_{\text{vapor}} = \frac{70,587.50}{911.49} = 77.44 \dots \left( \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \right)$$

Observamos que los valores de volumen de proceso ( $V_p$ ), Capacidad de secado ( $W$ ) y Aire de reactivación ( $V_R$ ); obtenidos mediante estos cálculos, son menores a los máximos permitidos por el modelo HC-1125 (ver tabla 27-Anexo 1); en tal sentido este es el equipo adecuado.

#### Cuadro Resumen

Descripción	Equipo ZONA 25
Caudal de Insuflamiento (CFM)	2,031.00
Caudal de proceso $V_p$ (CFM)	1,110.43
Cap. Total Equipo "A" (Btuh)	173,831.09 = 14.49 tons
Cap. Sensible Equipo "A" (Btuh)	66,886.97 = 5.57 tons
Cap. Total Equipo "B" (Btuh)	46,530.07 = 3.88 tons
Cap. Sensible Equipo "B" (Btuh)	46,530.07 = 3.88 tons
Modelo del Deshumidificador	HC-1125
Volumen de reactivación (CFM)	394.20
Energía de reactivación (Btuh)	70,587.50 = 20.69 kw
Vapor necesario (Lbs/hr)	77.44 Lbs/hr a 3.5 bar
Retorno (CFM)	0.00
Polvos (CFM)	3,601.00
Extracción de aire(CFM)	0.00

#### 5.12 RELACIÓN DE LOS AMBIENTES CON SU RESPECTIVA CAPACIDAD DE EQUIPOS CALCULADOS POR NÚMERO DE RENOVACIONES O CARGA TÉRMICA, DE ACUERDO CON EL BALANCE DE CAUDALES

Los datos de capacidad total, capacidad sensible, caudal de insuflamiento, resistencia eléctrica se obtienen del cálculo de capacidad de los equipos luego del balance de caudales.

Los datos de caudales de extracción de polvos y extracción de aire se obtienen del balance de caudales.

El cálculo de la capacidad de los equipos luego del balance de caudales se puede observar en la siguiente dirección: **Tesis\ Documentos Excel \ G Capacidad de Equipos Luego del Balance de Caudales.**

Así mismo se puede visualizar la relación de equipos con sus respectivas capacidades en el **Anexo 2: Plano de Cálculo 8.**

### 5.13 CAUDAL DE LOS COLECTORES DE POLVO

<b>Colector de Polvo 1</b>	<b>Caudal Solicitado</b>	<b>Caudal Calculado</b>
Sala de mezclado 1	350.00	1,328.00
Sala de mezclado 2	496.00	662.00
Sala de secado 1	486.00	709.00
Sala de secado 2	486.00	667.00
Sala de secado 3	466.00	690.00
□	<b>2,284.00</b>	<b>4,056.00</b>
<b>Colecto de Polvo 2</b>		
Tableteadora 1	390.00	462.00
Tableteadora 2	293.00	354.00
Tableteadora 3	432.00	507.00
Encapsuladora 1	350.00	444.00
Encapsuladora 2	350.00	444.00
Lustrado de Cápsulas	350.00	470.00
□	<b>2,165.00</b>	<b>2,681.00</b>
<b>Colector de Polvo 3</b>		
Uroplus	390.00	400.00
<b>Colector de Polvos 4</b>		
Zutilera	150.00	470.00
<b>Colector de Polvos 5</b>		
Blistera 1	449.00	658.00
Blistera 2	449.00	669.00
Encintadora	433.00	450.00
	<b>1,331.00</b>	<b>1,777.00</b>



El plano de los sistemas colectores de polvo se muestra en (**Plano de cálculo 10- Anexo 2**).

#### **5.14 CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, CAUDALES DE LOS INYECTORES Y EXTRACTORES DE AIRE SEGÚN ZONIFICACION DE AMBIENTES AFINES.**

El agrupamiento de capacidades de ambientes afines se indica en el **Plano de cálculo 9 - Anexo 2**. Así mismo la relación de estas capacidades de equipos que se puede observar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ H Capacidad de Equipos según zonificación y ambientes afines.**

#### **5.15 SELECCIÓN Y ANALISIS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO VIABLES.**

Para este caso particular el criterio que determinó los tipos de equipos a usar fue los estándares de producción del laboratorio.

Determinándose la siguiente clasificación:

Solidos 1 y 2 : Sistemas de agua helada.

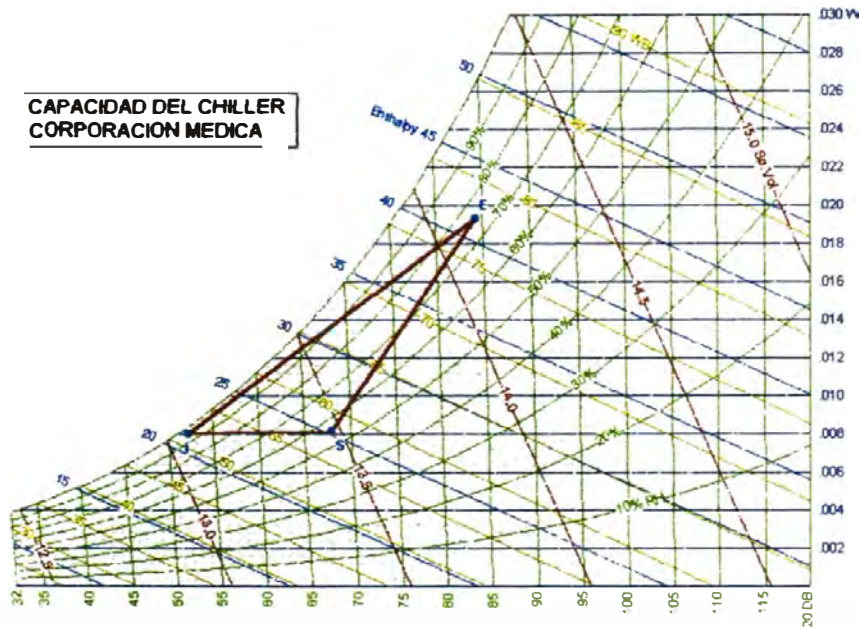
Otros ambientes : Expansión directa

## 5.16 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL CHILLER

**Relación de ambientes que serán acondicionados con el chiller**

<b>Ambiente</b>	<b>Calor Total ( Kcal/hr)</b>	<b>Calor Sensible ( Kcal/hr)</b>	<b>Facto de Calor Sensible</b>
Lavado de frascos y envasado de líquidos	3,057.56	2,889.56	0.95
Fabricación de líquidos	6,076.88	5,992.88	0.99
Esclusa	3,274.37	3,148.37	0.96
Sala de secado 1	1,795.99	1,711.99	0.95
Sala de secado 2	1,613.19	1,529.19	0.95
Sala de secado 3	1,649.44	1,565.44	0.95
Sala de mezclado 1	4,344.22	4,260.22	0.98
Sala de mezclado 2	1,597.83	1,513.83	0.95
Film coating 1	1,597.83	1,513.83	0.95
Film coating 2	1,851.18	1,767.18	0.95
Esclusa	510.81	468.81	0.92
Corredor sólidos 2	1,908.65	1,866.65	0.98
Punzones	405.59	363.59	0.90
Tableteadora 1	1,549.28	1,507.28	0.97
Tableteadora 2	1,246.89	1,204.89	0.97
Tableteadora 3	1,470.92	1,428.92	0.97
Encapsuladora 1	1,252.70	1,210.70	0.97
Encapsuladora 2	1,252.70	1,210.70	0.97
Lustrado de cápsulas	1,285.63	1,243.63	0.97
Zutilera	1,297.85	1,255.85	0.97
Encintadora	1,560.56	1,518.56	0.97
<b>TOTAL</b>	<b>40,600.07</b>	<b>39,172.07</b>	<b>0.96</b>

Es importante mencionar que todos estos ambientes a excepción de fabricación de líquidos, son ambientes de 100% de aire exterior, en tal sentido el chiller debemos calcularlo como si fuera un equipo con 100% de aire exterior.



**CAPACIDAD DEL CHILLER  
CORPORACION MEDICA**

**FIG-61: PSICROMETRIA PARA CALCULO DE UN CHILLER CON 100% AIRE EXTERIOR.**

	TBS	HR	h(Kcal/kg)
Pto. (E)	29.00 °C	75%	23.11
Pto. (S)	20.00 °C	55%	14.03
Pto. (i)	11.21 °C	95%	11.81

**Masa de insuflamiento:**

$$\dot{m}_i = \frac{40,600.07}{14.03 - 11.81} = 18,272.52 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

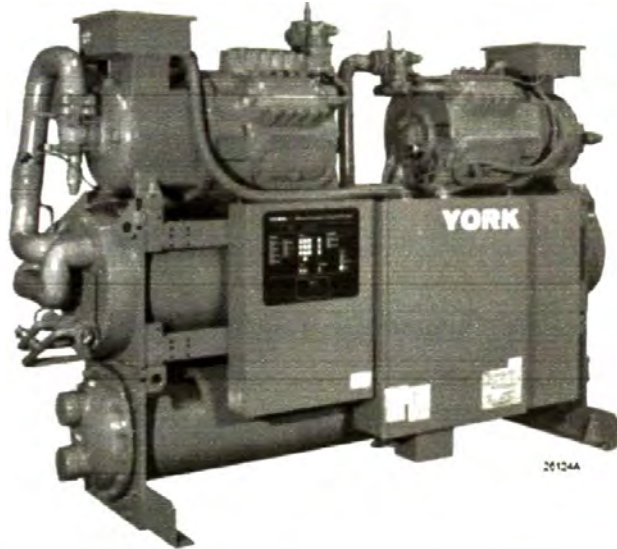
**Capacidad del Chiller:**

$$Q_{chiller} = \dot{m}_i \left( \frac{kg}{h} \right) \times (h_E - h_i) \left( \frac{kcal}{kg} \right) \dots \dots \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right]$$

$$Q_{chiller} = 18,272.52 \times (23.11 - 11.81) = 206,479.48 \dots \left[ \frac{kcal}{h} \right] = 68.3 \dots tons$$

R-22

**60 TO 250 TONS  
211 TO 879 kW  
(50 & 60 HZ)**



LCWT °F	LCWT																			
	85.0				90.0				95.0				100.0				105.0			
	TONS	KW	MBH	EER	TONS	KW	MBH	EER	TONS	KW	MBH	EER	TONS	KW	MBH	EER	TONS	KW	MBH	EER

**MODEL YCWZ33AB0**

IPLV = 17.3

40.0	55.3	45.7	820	14.5	53.8	47.8	809	13.5	52.3	49.8	797	12.6	50.7	51.9	785	11.7	49.1	53.8	773	11.0
42.0	57.5	46.0	846	15.0	55.9	48.2	835	13.9	54.4	50.3	824	13.0	52.8	52.4	812	12.1	51.2	54.4	799	11.3
44.0	59.7	46.3	874	15.5	58.1	48.5	863	14.4	56.5	50.7	851	13.4	54.9	52.9	839	12.5	53.2	55.0	826	11.6
45.0	60.8	46.4	888	15.7	59.2	48.7	876	14.6	57.6	50.9	865	13.6	56.0	53.1	852	12.6	54.3	55.3	840	11.8
46.0	61.9	46.5	902	16.0	60.3	48.8	890	14.8	58.7	51.1	878	13.8	57.0	53.4	866	12.8	55.3	55.6	853	12.0
48.0	64.2	46.8	930	16.5	62.6	49.1	918	15.3	60.9	51.5	907	14.2	59.2	53.8	894	13.2	57.5	56.1	881	12.3
50.0	66.6	47.0	959	17.0	64.9	49.4	947	15.8	63.2	51.8	935	14.6	61.5	54.3	923	13.6	59.7	56.6	910	12.7

**MODEL YCWZ44AB0**

IPLV = 17.0

40.0	61.9	51.9	919	14.3	60.2	54.1	907	13.3	58.5	56.4	894	12.5	56.8	58.5	881	11.6	55.0	60.6	867	10.9
42.0	64.2	52.3	949	14.7	62.5	54.6	937	13.7	60.8	56.9	924	12.8	59.1	59.2	910	12.0	57.3	61.3	896	11.2
44.0	66.6	52.7	979	15.2	64.9	55.1	967	14.1	63.2	57.4	954	13.2	61.4	59.8	940	12.3	59.5	62.1	926	11.5
45.0	67.9	52.8	994	15.4	66.1	55.3	982	14.4	64.4	57.7	969	13.4	62.5	60.1	955	12.5	60.7	62.4	941	11.7
46.0	69.1	53.0	1010	15.6	67.3	55.5	997	14.6	65.6	58.0	984	13.6	63.7	60.4	971	12.7	61.9	62.8	956	11.8
48.0	71.6	53.4	1041	16.1	69.8	55.9	1028	15.0	68.0	58.5	1015	14.0	66.1	61.0	1001	13.0	64.2	63.4	987	12.2
50.0	74.1	53.7	1073	16.6	72.3	56.3	1060	15.4	70.5	58.9	1047	14.4	68.6	61.5	1033	13.4	66.7	64.1	1018	12.5

**MODEL YCWZ47CC0**

IPLV = 17.3

40.0	75.3	60.3	1108	15.0	73.2	62.9	1093	14.0	71.1	65.5	1077	13.0	69.0	68.1	1060	12.2	66.9	70.8	1043	11.4
42.0	78.2	60.8	1145	15.4	76.1	63.5	1130	14.4	74.0	66.2	1113	13.4	71.8	68.8	1097	12.5	69.6	71.4	1079	11.7
44.0	81.2	61.2	1183	15.9	79.1	64.0	1167	14.8	76.9	68.8	1151	13.8	74.7	69.6	1134	12.9	72.5	72.3	1116	12.0
45.0	82.7	61.4	1202	16.2	80.6	64.3	1188	15.0	78.4	67.1	1169	14.0	76.2	69.9	1152	13.1	73.9	72.7	1135	12.2
46.0	84.2	61.6	1221	16.4	82.1	64.5	1205	15.3	79.9	67.4	1188	14.2	77.6	70.3	1171	13.3	75.4	73.1	1153	12.4
48.0	87.3	62.0	1259	16.9	85.2	65.0	1243	15.7	82.9	68.0	1227	14.6	80.6	71.0	1209	13.6	78.3	73.9	1192	12.7
50.0	90.5	62.4	1299	17.4	88.3	65.5	1283	16.2	86.0	68.6	1266	15.1	83.7	71.6	1249	14.0	81.3	74.6	1230	13.1

**FIG-62: CHILLER ENFRIADO POR AGUA**

Observamos en la **fig.62** que el modelo YCWZ47CCO para las siguientes condiciones:

Leaving Condenser Water Temperature (°F) = 95°F

LCWT Leaving Cooler Water Temperature (°F) = 45°F

Tiene las siguientes características:

LCWT (°F)	Leaving Condenser Water Temperature (°F)			
	95°F			
45°F	TONS	KW	MBH	EER
		78.4	67.1	1169

Por lo tanto el chiller seleccionado para este proyecto es de 78.4 tons.

### 5.17 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

A efectos de diseño consideramos un RANGO=10°F y una temperatura de bulbo húmedo de Lima de 78°F.

El flujo de agua de la torre:

$$GPM_{torre} = \frac{MBH \times 2}{RANGO} = \frac{1169 \times 2}{10} = 232.4 \dots GPM$$

Del catalogo de la marca BALTIMORE tenemos **Tabla 36** (Anexo 1), que la torre que cumple con este requerimiento es el modelo FXT-87, es importante mencionar que esta torre tiene una capacidad de enfriamiento de hasta 261 GPM.

## 5.18 DISEÑO DE SISTEMAS.

### 5.18.1 Cálculo y diseño de ductos.

Para el diseño de ductos se ha tenido las siguientes consideraciones:

Velocidad máxima	: 1,200 FPM
Caída de presión estática máxima	: 0.1mm/m
Rugosidad del fierro galvanizado	: $\epsilon = 0.09\text{mm}$
Temperatura del aire de suministro	: 12°C
Temperatura del aire de Retomo	: 22°C
Temperatura del aire Exterior	: 29°C

Siguiendo la metodología indicada en esta tesis se ha elaborado una hoja de cálculo Excel, el cual facilita el diseño de ductos, en esta hoja los únicos valores modificables son los que están en color rojo, los otros valores son resultados de los cálculos, los cuales sirven para el análisis correspondiente.

Es importante mencionar que en este tipo de cálculos hay iteraciones que realizar, y como sabemos estas iteraciones necesitan de un valor "inicial" cualquiera para empezar a realizar los cálculos, luego toman este resultado como valor

inicial y así sucesivamente, en el programa hay 3 valores iniciales (columnas pintadas de amarillo):

- FACTOR DE FRICCIÓN inicial asumido (f).
- $h_1$  inicial asumido (Pulg).
- FACTOR DE FRICCIÓN inicial asumido final (f).

Cada vez que en una de estas celdas se reporte como división por cero, sólo en estas celdas se debe dar un número cualquiera como valor inicial, y el programa calculará en la celda contigua el primer valor, luego hay que igualar este valor en la celda que reportaba división por cero y con esto tendremos solucionado el problema.

Como ejemplo se ha diseñado los ductos de suministro, retorno y toma de aire fresco del área de control de calidad.

El archivo Excel de diseño de ductos de encuentra en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ i Diseño de ductos.**

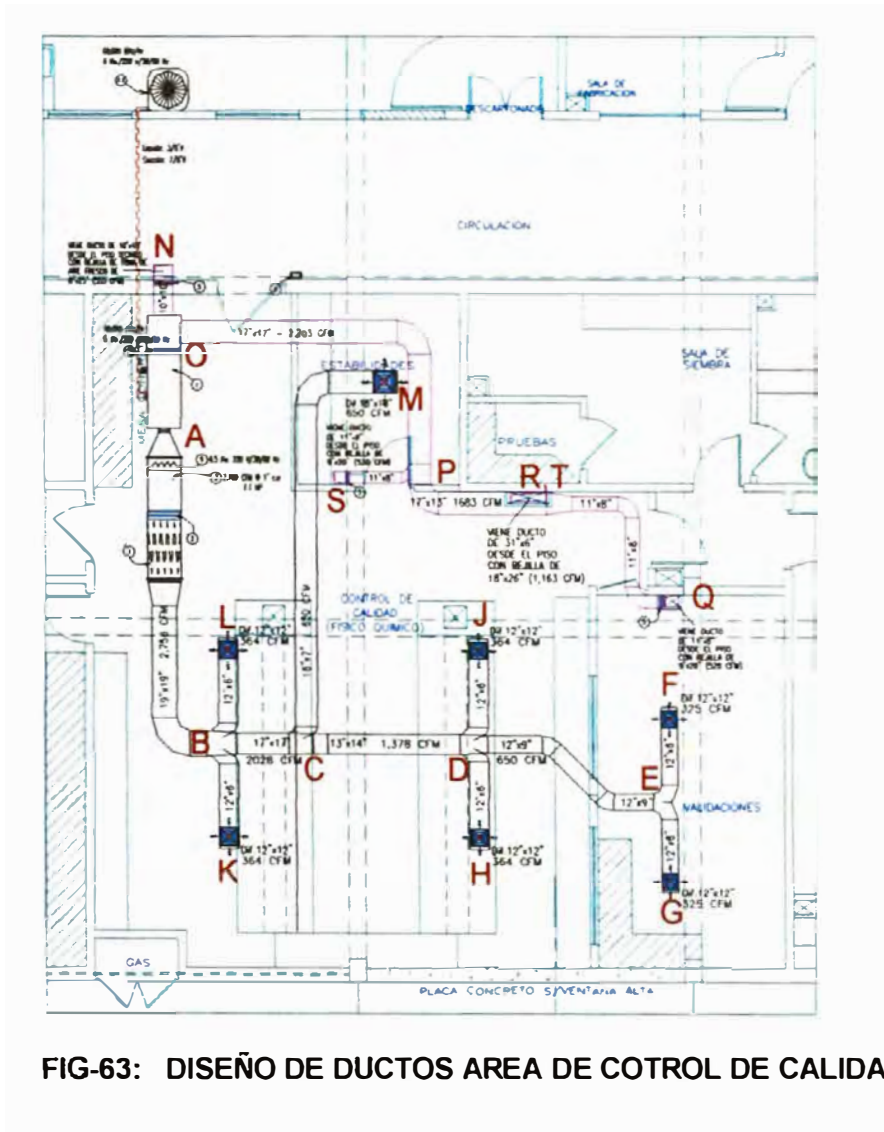


FIG-63: DISEÑO DE DUCTOS AREA DE COTROL DE CALIDAD

### 5.18.2 Cálculo y selección de difusores y rejillas

El área de validaciones tiene 2 difusores de 325 CFM cada uno, calcularemos su dimensión:

Asumimos una velocidad de 350 FPM, entonces:

$$S = \frac{325 \times 144}{350} = 133.71 \dots (\text{Pulg}^2)$$

$$L = \sqrt{133.71} = 11.56 \dots \text{Pulg} \cong 12 \dots \text{Pulg}$$

Por lo tanto los difusores serán de 12"x12"



### 5.18.3 Selección de tuberías de cobre.

El área de control de calidad tiene un equipo de 60,000 BTUH o 5 tons, con una distancia entre evaporador de condensador de 10m (32.8 pies).

Haremos uso de las siguientes tablas:

Capacidad (Tons)	Ø tubería cobre (Pulg.)	Pérdida de Presión		Carga de Refrigerante R22 (g/m)
		Por Fricción (PSI / 100 ft)	Por Diferencia de altura (PSI/FT)	
5	3/8	24.4	0.5	57.6
	1/2	5.3		104.1
	5/8	1.7		163.7

Capacidad (Tons)	Carga (%)	Ø tubería cobre (Pulg.)	Velocidad del Gas (FPM)	Pérdidas Por Fricción (PSI / 100 ft)	Carga de Refrigerante R22 (g/m)
5	100%	7/8	2,998	8.00	7.50
		1 1/8	1,735	2.20	14.50
		1 5/8	1,007	0.27	27.50
		2 1/8	574	N.R.	48.00

**Tubería de líquido** (caída de presión máxima = 30 psi)

**Tubería 3/8"**

Caída de presión (PSI)	Longitud (Pies)
24.4	100
<b>X</b>	32.8

$$X = \frac{24.4 \times 32.8}{100} = 8...PSI \leq 30...PSI$$

**Tubería de succión** (caída de presión máxima = 3 psi)

**Tubería 7/8"**

Caída de presión (PSI)	Longitud (Pies)
8.0	100
<b>X</b>	32.8

$$X = \frac{8.0 \times 32.8}{100} = 2.62...PSI \leq 3...PSI$$

#### 5.18.4 Diseño de tuberías para agua helada y condensado

Haremos uso de la **Tabla 33 Anexo 1**: Dimensionamiento de tuberías de agua helada, para dimensionar las tuberías correspondientes de agua helada y condensación, esta información se plasma en el (**Plano de cálculo 11- Anexo 2**).

##### 5.18.4.1 Tuberías de agua helada

#### Capacidades de cálculo de las Unidades Manejadoras

UMAS	Capacidad
UMA - 1	53,362.36 kcal/h = 17.65 tons
UMA -2	44,225.40kcal/h = 14.62 tons
UMA -3	11,725.58 kcal/h = 3.88 tons
UMA -4	17,329.84kcal/h = 5.73 tons
UMA -5	43,805.43 kcal/h = 14.49 tons
UMA -6	53,323.84kcal/h = 17.63 tons
UMA -7	53,674.24kcal/h = 17.75 tons

#### Capacidades Estándar de las Unidades Manejadoras

Manejadoras	Capacidad Estándar	Caudal de Agua (2.4 GPM/ton)
Manejadora 1	20 tons	48 GPM
Manejadora 2	15 tons	36 GPM
Manejadora 3	4 tons	9.6 GPM
Manejadora 4	6 tons	14.4 GPM
Manejadora 5	15 tons	36 GPM
Manejadora 6	20 tons	48 GPM
Manejadora 7	20 tons	48 GPM

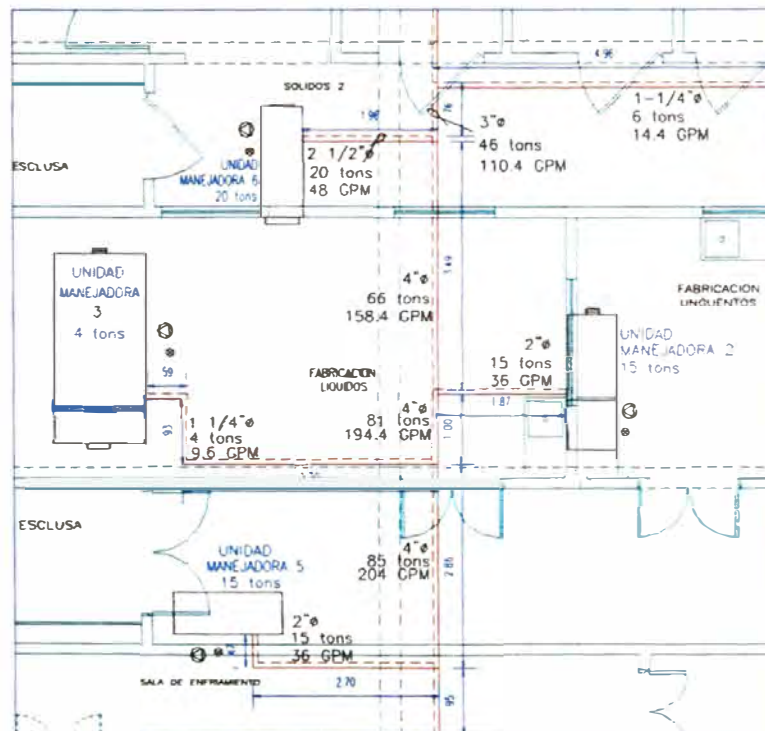


FIG-64: DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELDA

#### 5.18.4.2 Tuberías de agua de condensación

Sabemos que el flujo de agua de la torre:

$$GPM_{torre} = \frac{MBH \times 2}{RANGO} = \frac{1169 \times 2}{10} = 232.4 \dots GPM$$

Entonces para este caudal de agua se necesita una tubería de 4" Ø

#### 5.18.5 Esquemas de principio de cada equipo ó sistema.

Estos esquemas se pueden ver en el **Plano de cálculo 12 - Anexo 2**.

Así mismo están en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos CAD \ A Planos de cálculo \ L Esquemas de principio de cada equipo**.

## **5.19 ELABORACIÓN DE PLANOS.**

Estos planos se pueden ver en el **Anexo 3:** y son los planos que se entregaran al cliente como planos del proyecto.

### **5.19.1 Planos de planta y corte.**

Estos planos se pueden ver en el **Anexo 3:** Plano IM-03 Plano de planta y corte.

Así mismo están en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos CAD \ B Planos del proyecto \ C IM-03 Plano de planta y corte.**

### **5.19.2 Planos de detalles.**

Estos planos se pueden ver en el **Anexo 3:** Plano IM-01 Plano de detalles.

Así mismo están en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos CAD \ B Planos del proyecto \ A IM-01 Esquemas de principio y detalles.**

## **5.20 CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN DUCTOS.**

Calcularemos como ejemplo la caída de presión en los ductos del área de control de calidad, para lo cual solo tomaremos la ruta crítica, en la cual calcularemos perdidas primarias y secundarias.

Podemos observar que existen quince tramos rectos para el cálculo de pérdidas primarias y quince accesorios o fittings para calcular las pérdidas secundarias.

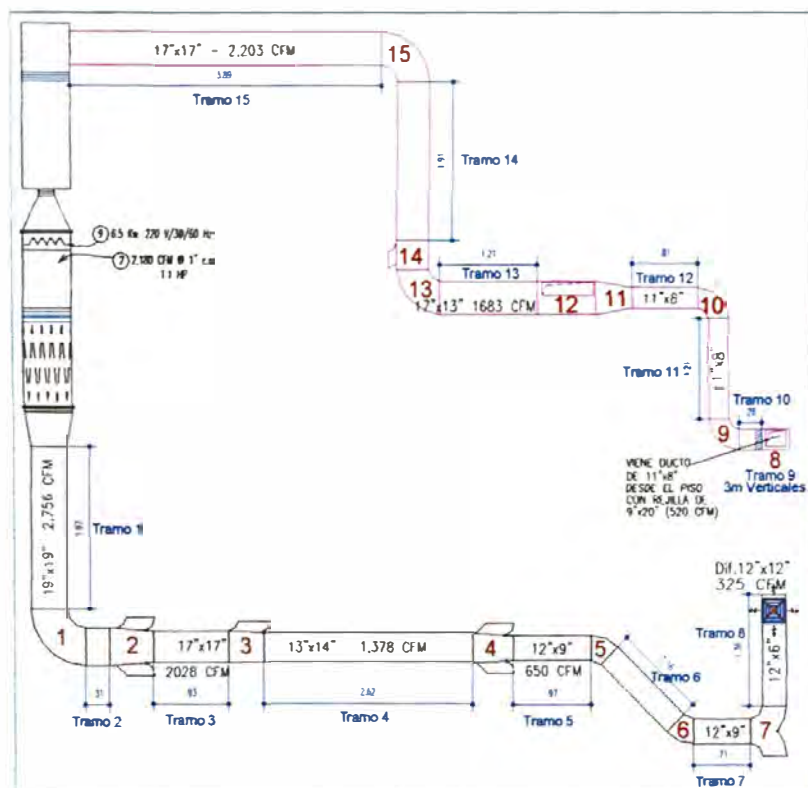


FIG-65: PERDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS EN DUCTOS

### 5.20.1 Pérdidas primarias.

Según los cálculos realizados en la hoja en Excel desarrollada para los diseños de ductos. El cual se encuentra en la siguiente dirección: Tesis \ Documentos Excel \ **Pérdidas primarias en ductos.**

\* Pérdidas primarias : 2.00mm.ca. = 0.08 Pulg.c.a.

### 5.20.2 Pérdidas Secundarias.

Haremos uso de las tablas del **anexo 1: 2 Coeficientes de pérdidas secundarias de accesorios de ductos**

#### Accesorio1

Código ASHRAE	CR3-1
W	19"
H	19"
r	19"
r / W	1
H / W	1
$\Theta = 90^\circ$	Entonces: K=1
De tablas : $C_p = 0.21$	

Caudal : 2,756 CFM

Velocidad :  $\left( \frac{2,756 \times 144}{19 \times 19} \right) = 1,099.34 FPM$

Densidad :  $1.239 \text{ kg/m}^3 = 0.077 \text{ Lb/Pie}^3$

Presión de velocidad:  $0.077 \times \left( \frac{1,099.34}{1,097} \right)^2 = 0.0773$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_0} = 0.21 \times 0.0773 = 0.016$$

#### Accesorio2

Asumiremos que es la figura SD5-25, pero previamente hay que evaluar los diámetros equivalentes:

\* Area de ingreso:

L= 19"; h=19"

$$Deq = 1.3 \times 8 \sqrt{\frac{(b \times h)^5}{(b+h)^2}} = 1.3 \times 8 \sqrt{\frac{(19 \times 19)^5}{(19+19)^2}} = 20.77 \text{ Pulg.}$$

$$Ac = 338.82 \text{ Pulg}^2$$

\* Area de Salida:

L= 17" ; h=17"

$$Deq = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(b \times h)^5}{(b+h)^2}} = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(17 \times 17)^5}{(17+17)^2}} = 18.58 \text{ Pulg.}$$

$$As = 271.13 \text{ Pulg}^2$$

Código ASHRAE	Asumimos SD5-25
Caudal Ingreso: Qc	2,756 cfm
Caudal Salida: Qs	2,028 cfm
Area Ingreso : Ac	338.82 Pulg <sup>2</sup>
Area Salida : As	271.13 Pulg <sup>2</sup>
Qs / Qc	0.736
As / Ac	0.8
De tablas : Cs = 0.13	

Caudal : 2,028 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{2,028 \times 144}{17 \times 17} \right) = 1,010.49 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{1,010.49}{1,097} \right)^2 = 0.849$$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_0} = 0.13 \times 0.849 = 0.11$$

### Accesorio 3

Código ASHRAE	SR5-1
Caudal Ingreso: Qc	2,028 cfm
Caudal Salida: Qs	1,378 cfm
Area Ingreso : Ac	17"x17"= 289 Pulg <sup>2</sup>
Area Salida : As	13"x14"= 182 Pulg <sup>2</sup>
Area Ramal: Ab	16"x7"= 112 Pulg <sup>2</sup>
Qs / Qc	0.679
As / Ac	0.630
Ab / Ac	0.388
De tablas : Cs = 0.012	

Caudal : 1,378 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{1,378 \times 144}{13 \times 114} \right) = 1,090.29 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{1,090.29}{1,097} \right)^2 = 0.076$$

$$\Delta P = C_0 \times P_{v_0} = 0.012 \times 0.076 = 0.0009$$

#### Accesorio 4

Asumiremos que es la figura SD5-25, pero previamente hay que evaluar los diámetros equivalentes:

\* Area de ingreso:

$$L = 13'' ; h = 14''$$

$$Deq = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(b \times h)^5}{(b+h)^2}} = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(13 \times 14)^5}{(13+14)^2}} = 14.75 \text{ Pulg.}$$

$$Ac = 170.76 \text{ Pulg}^2$$

\* Area de Salida:

$$L = 12'' ; h = 9''$$

$$Deq = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(b \times h)^5}{(b+h)^2}} = 1.3 \times 8 \sqrt[8]{\frac{(12 \times 9)^5}{(12+9)^2}} = 11.33 \text{ Pulg.}$$

$$As = 100.84 \text{ Pulg}^2$$

Código ASHRAE	Asumimos SD5-25
Caudal Ingreso: Qc	1,378 cfm
Caudal Salida: Qs	650 cfm
Area Ingreso : Ac	170.76 Pulg <sup>2</sup>
Area Salida : As	100.84 Pulg <sup>2</sup>



Qs / Qc	0.472
As / Ac	0.591
De tablas : Cs = 0.137	

Caudal : 650 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{650 \times 144}{12 \times 9} \right) = 866.67 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{866.67}{1,097} \right)^2 = 0.048$$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_0} = 0.137 \times 0.048 = 0.0066$$

#### Accesorio 5 = Accesorio 6

Código ASHRAE	CR3-1
W	12"
H	9"
r	12"
r / W	1
H / W	0.75
Θ = 30°	Entonces: K=0.45
De tablas : Cp = 0.45x0.44=0.198	

Caudal : 650 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{650 \times 144}{12 \times 9} \right) = 866.67 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{866.67}{1,097} \right)^2 = 0.048$$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_0} = 0.198 \times 0.048 = 0.095$$

**Accesorio 7**

Código ASHRAE	SR5-14
Ac=	12"x9"= 108 Pulg <sup>2</sup>
Ab=	12"x6"= 72 Pulg <sup>2</sup>
Ab/Ac=	0.667
De tablas : Cb = 0.533	

Caudal : 325 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{325 \times 144}{12 \times 6} \right) = 650 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{650}{1,097} \right)^2 = 0.027$$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_0} = 0.533 \times 0.027 = 0.014$$

**Accesorio 8**

Código ASHRAE	CR3-1
W	8"
H	11"
r	8"
r / W	1
H / W	1.375
Θ = 90°	Entonces: K=1
De tablas : Cp = 0.195	

Caudal : 520 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{520 \times 144}{11 \times 8} \right) = 850.91 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{850.91}{1,097} \right)^2 = 0.046$$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_0} = 0.195 \times 0.046 = 0.090$$

**Accesorio 9 = Accesorio 10**

Código ASHRAE	CR3-1
W	11"
H	8"
r	11"
r / W	1
H / W	0.727
$\Theta = 90^\circ$	Entonces: K=1
De tablas : Cp =0.232	

Caudal : 520 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{520 \times 144}{11 \times 8} \right) = 850.91 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{850.91}{1,097} \right)^2 = 0.046$$

$$\Delta P = C_0 \times P_{v_0} = 0.232 \times 0.046 = 0.033$$

**Accesorio 11**

Código ASHRAE	SR4-1
A1=	17"X13"= 221 Pulg <sup>2</sup>
Ao=	11"X8"= 88 Pulg <sup>2</sup>
$\Theta$ =	20°
Ao / A1=	0.398
De tablas : Co =0.046	

Caudal : 520 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{520 \times 144}{17 \times 13} \right) = 338.82 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{338.82}{1,097} \right)^2 = 0.0954$$

$$\Delta P = C_0 \times P_{v_0} = 0.046 \times 0.0954 = 0.044$$

**Accesorio 12**

Código ASHRAE	ER5-3
Qs=	520 cfm
Qb=	1,163 cfm
Qc=	1,683 cfm
Qs / Qc=	0.31
De tablas : Cs = 6.289	

Caudal : 520 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{520 \times 144}{17 \times 13} \right) = 338.82 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{338.82}{1,097} \right)^2 = 0.0954$$

$$\Delta P = C_s \times P_{v_s} = 6.289 \times 0.0954 = 0.6$$

**Accesorio 13**

Código ASHRAE	CR3-1
W	17"
H	13"
r	17"
r / W	1
H / W	0.765
Θ = 90°	Entonces: K=1
De tablas : Cp = 0.229	

Caudal : 1,683 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{1,683 \times 144}{17 \times 13} \right) = 1,096.615 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{1,096.61}{1,097} \right)^2 = 0.077$$

$$\Delta P = C_0 \times P_{v_0} = 0.229 \times 0.077 = 0.018$$

**Accesorio 14**

Código ASHRAE	ER5-3
Qs=	1,683 cfm
Qb=	520 cfm
Qc=	2,203 cfm
Qs / Qc=	0.764
De tablas : Cs = 0.517	

Caudal : 1,683 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{1,683 \times 144}{17 \times 13} \right) = 1,096.615 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{1,096.615}{1,097} \right)^2 = 0.077$$

$$\Delta P = C_s \times P_{v_s} = 0.517 \times 0.077 = 0.040$$

**Accesorio 15**

Código ASHRAE	CR3-1
W	17"
H	17"
r	17"
r / W	1
H / W	1
Θ = 90°	Entonces: K=1
De tablas : Cp =0.21	

Caudal : 2,203 CFM

$$\text{Velocidad} : \left( \frac{2,203 \times 144}{17 \times 17} \right) = 1,097.689 \text{ FPM}$$

Densidad : 1.239 kg/m<sup>3</sup> = 0.077 Lb/Pie<sup>3</sup>

$$\text{Presión de velocidad: } 0.077 \times \left( \frac{1,097.689}{1,097} \right)^2 = 0.077$$

$$\Delta P = C_o \times P_{v_o} = 0.21 \times 0.077 = 0.016$$

### Cuadro Resumen de perdidas

Pérdidas Primarias	0.080 Pulg.c.a
Accesorio 1	0.016 Pulg.c.a
Accesorio 2	0.110 Pulg.c.a
Accesorio 3	0.001 Pulg.c.a
Accesorio 4	0.007 Pulg.c.a
Accesorio 5	0.095 Pulg.c.a
Accesorio 6	0.095 Pulg.c.a
Accesorio 7	0.014 Pulg.c.a
Accesorio 8	0.090 Pulg.c.a
Accesorio 9	0.033 Pulg.c.a
Accesorio 10	0.033 Pulg.c.a
Accesorio 11	0.044 Pulg.c.a
Accesorio 12	0.600 Pulg.c.a
Accesorio 13	0.018 Pulg.c.a
Accesorio 14	0.040 Pulg.c.a
Accesorio 15	0.016 Pulg.c.a
Filtro Bolsa	1.000 Pulg.ca
<b>Pérdidas Totales =</b>	<b>2.292 Pulg.c.a</b>

## 5.21 CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN TUBERÍAS

### 5.21.1 Caídas de presión en sistemas de agua helada:

Para el cálculo de las pérdidas primarias y secundarias haremos uso de la hoja de cálculo desarrollada para el diseño de tuberías. El archivo de calculo se encuentra en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ K Diseño de tuberías Agua helada.**

\* Pérdidas primarias y secundarias totales: 80 Pies = 24.39m

### 5.21.2 Caídas de presión en sistemas de agua de condensado:

Para el cálculo de las pérdidas primarias y secundarias haremos uso de la hoja de cálculo desarrollada para el diseño de tuberías. El archivo Excel se encuentra en la

siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Excel \ K Diseño de tuberías Agua helada.**

\* Pérdidas primarias y secundarias totales: 60 Pies = 18.29m

## **5.22 RELACION DE CAUDALES, CAÍDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA Y POTENCIA DE LOS VENTILADORES DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, INYECCIÓN DE AIRE, EXTRACCIÓN DE AIRE Y COLECTORES DE POLVO.**

Las características mecánicas eléctricas de los ventiladores de aire acondicionado y ventilación en general se pueden ver en el **anexo 2 Plano de cálculo 14**; así mismo podemos encontrarlo en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ A Planos de Cálculo \ N Plano de Cálculo 14 – Características mecánicas eléctricas de los ventiladores.**

## **5.23 SELECCIÓN DE BOMBAS PARA AGUA HELADA Y CONDENSACIÓN**

Para la selección de las bombas utilizaremos el programa ESP-PLUS, de la fabrica Norteamericana Bell & Gossett.

### **5.23.1 Bombas de agua helada**

El chiller seleccionado es de 78.4 tons, a este chiller le corresponde 188.16 GPM, utilizaremos 189 GPM para la selección de las bombas.

Caudal : 189 GPM

Caída de presión	: 80 Pies.c.a
Potencia	: 10 Hp
Velocidad	: 1,750 RPM.
Serie	: 1510
Modelo	: 2 1/2BB
Frame Size	: 215T

### **5.23.2 Bombas de condensación.**

El flujo de agua para la torre seleccionada es de 232.4 GPM, utilizaremos 233 GPM.

Caudal	: 233 GPM
Caída de presión	: 60 Pies.c.a
Potencia	: 7.5 Hp
Velocidad	: 1,750 RPM.
Serie	: 1510
Modelo	: 2 1/2BB
Frame Size	: 213T

### **5.23.3 Diseño de la sala de máquinas**

#### **5.23.3.1 Esquema de principio.**

Ver **Anexo 2 Plano de cálculo 13** y **anexo 3 Plano IM-04** también se le puede ubicar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ B Planos del Proyecto \ D IM-04.**

#### **5.23.3.2 Plano de planta de la sala de maquinas**

Ver **anexo 3: Plano IM-04.** También se le puede ubicar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ B Planos del Proyecto \ D IM-04.**



### **5.23.3.3 Esquema isométrico de principio**

**Ver anexo 3: Plano IM-04** Sala de maquinas; también se le puede ubicar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ B Planos del Proyecto \ D IM-04.**

### **5.24 RELACION DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, INYECCIÓN DE AIRE, EXTRACCIÓN DE AIRE, COLECTORES DE POLVO, BOMBAS CENTRÍFUGAS Y TORRES DE ENFRIAMIENTO CON SUS RESPECTIVAS CARACTERÍSTICAS MECANICAS ELECTRICAS:**

**Ver Anexo 2 Plano de cálculo 14y anexo 3: Plano IM-08;** también se le puede ubicar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ B Planos del Proyecto \ H IM-08.**

### **5.25 METRADOS**

El metrado del proyecto se puede ver en la siguiente dirección: **Tesis / Documentos Excel / L.- Metrados.**

### **5.26 COSTOS Y PRESUPUESTOS**

El presupuesto con sus respectivos costos del proyecto se puede ver en el **Anexo 1: 3.-Costos y presupuestos.** Así mismo esta información esta en la siguiente dirección: **Tesis / Documentos Excel / M.- Costos y presupuestos.**

### **5.27 MEMORIAS DESCRIPTIVAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

La memoria descriptiva se puede ver en el **Anexo 1: 4.-Memoria Descriptiva**, Así mismo ésta información se encuentra en la siguiente dirección: **Tesis / Documentos Word / A.- Memoria Descriptiva**.

### **5.28 PLANOS FINALES.**

**Ver anexo 3:** Planos del Proyecto; también se le puede ubicar en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ B Planos del Proyecto**.

### **5.29 IMPRESIONES Y PLOTEO DE PLANOS**

Dentro de las impresiones que deberán presentarse deben estar la memoria descriptiva, las especificaciones técnicas, el presupuesto, los planos y los catálogos respectivos.

### **5.30 FIN DEL PROYECTO**

Toda la información anteriormente impresa, se debe entregar al cliente o propietario y con esto daríamos por terminado el proyecto.

## **CAPITULO V I**

### **COSTOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION**

#### **6.1 METRADO**

El metrado del proyecto, consiste en cuantificar todos los materiales, y equipos necesarios para la correcta instalación del sistema de climatización.

Este metrado se puede ver en el **Anexo 1: 6.-Metrados**, Así mismo esta información está en la siguiente dirección: **Tesis / Documentos Excel / L.- Metrados.**

#### **6.2 COSTOS UNITARIOS Y TOTALES**

Para cada producto del metrado se le deberá asignar un costo unitario, que multiplicado por su cantidad, dará el costo total.

Los costos del proyecto y los precios de venta se pueden ver en el **Anexo 1: 7.-Costos y presupuestos**, Así mismo esta información está en la siguiente dirección: **Tesis / Documentos Excel / M.- Costos y presupuestos.**

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- La metodología de cálculo indicada en esta tesis, nos ha permitido diseñar más de un laboratorio farmacéutico, con excelentes resultados, en tal sentido las formulas y los métodos de cálculo presentados son confiables y están perfectamente comprobados en aplicaciones reales.

2.- Las condiciones internas del proyecto y los niveles de presión entre ambientes deben ser suministradas por el departamento de producción del laboratorio, si bien es cierto nosotros los ingenieros según nuestra experiencia podemos indicar ciertas condiciones internas de presión, temperatura, humedad relativa, clase de aire y número de renovaciones, es recomendable que los profesionales del laboratorio brinden esta información, debido a que ellos son los únicos que conocen sus "secretos profesionales" de fabricación de sus productos, dentro de las cuales están las condiciones internas de producción.

Así mismo, nosotros los ingenieros mecánicos, más que conocer las condiciones internas de fabricación de los productos farmacéuticos, debemos conocer la forma como llegar a esas condiciones solicitadas mediante los cálculos respectivos.

3.- La única manera de determinar la capacidad de un equipo de aire acondicionado para procesos industriales y específicamente en

laboratorios farmacéuticos es mediante el cálculo de carga térmica y la aplicación de cálculos psicrométricos.

Cabe recordar que para llegar a las condiciones internas proyectadas es necesario que el aire de insuflamiento esté sobre la línea de condiciones, así mismo esta línea de condiciones está relacionada directamente con el factor de calor sensible del ambiente, este factor de calor sensible es una característica propia del ambiente en estudio y por lo tanto determina las características que debe tener el equipo de aire acondicionado para que sea capaz de eliminar en forma simultánea el calor latente y calor sensible del ambiente con el objetivo de mantenerlo a las condiciones internas proyectadas.

Ciertos profesionales para hallar las capacidades de los equipos utilizan factores ( $Btu/h/m^2$ ), lo cual no es correcto bajo ningún punto de vista técnico, por que el uso de estos factores brindan en forma aproximada uno(1) de cinco(5) valores necesarios para definir las características de un equipo de aire acondicionado, es decir solo brindan la capacidad total del equipo en función al área del ambiente y a la experiencia del proyectista, no brindan la capacidad sensible, el caudal de aire, las condiciones de ingreso al equipo y las condiciones de salida del equipo, datos que si se obtienen cuando se hace el cálculo psicrométrico respectivo y que son determinantes para obtener las condiciones internas proyectadas.

- 4.- Se ha verificado realmente, que la ecuación del orificio, calcula los caudales de aire a través de las puertas que permiten mantener las presiones diferenciales entre ambientes contiguos.

$$Q = 776 \times C \times A \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}}$$

Si bien es cierto todos de alguna manera conocemos esta ecuación, su aplicación en aire acondicionado era relativamente desconocida y antes de conocer su aplicación para hallar los caudales de aire necesarios para la presurización de ambientes, nadie podía sustentarme como especificaban en sus proyectos los caudales de presurización, solo indicaban que estaba entre 15% y 20% del aire de insuflamiento, esto a la hora de instalar el sistema a veces se cumplía y a veces no, luego el instalador tenía que resolver esta presurización en campo, mediante dampers de regulación, el cual era un trabajo básicamente de prueba y error, y que fácilmente en el mejor de los casos podía tomar semanas en regular el sistema y a veces ni se lograba, teniendo que instalarse ventiladores adicionales para cumplir con las presiones especificadas.

Con la utilización de esta ecuación se conocen los caudales exactos de presurización a priori, y el balance respectivo es bastante rápido, ahorrándose tiempo en la instalación.

5.- Para cada requerimiento industrial, existe un tipo de equipo de aire acondicionado especialmente diseñado, no se deben forzar a los equipos a que cumplan funciones ajenas a su diseño.

Generalmente los equipos de aire acondicionado convencionales manejan entre 10% a 20% de aire exterior, cuando los requerimientos de aire exterior son mayores al 20% es necesario utilizar equipos especiales cuyo serpentín cumpla lo especificado según el cálculo psicrométrico.

He visto en ciertos proyectos no se si por error o ignorancia especificar equipos convencionales como equipos que pueden manejar 100% de aire exterior, así como equipos axiales de baja caída de presión estática con largos tramos de ductería; si el equipador no tiene el conocimiento suficiente para corregir estos errores al inicio del proceso de instalación, los resultados del sistema instalado estarán fuera de los valores proyectados.

6.- Los proyectistas tenemos que dar soluciones técnicas económicas, que a su vez estén asociados con conceptos de ahorro de energía y protección del medio ambiente, es decir tenemos que realizar un proyecto funcionalmente técnico y al menor costo, e incluir en nuestros proyectos equipos y productos que nos permitan el ahorro energético;

así mismo debemos fomentar y especificar el uso de refrigerantes ecológicos.

Es importante mencionar que el mercado actual se manejan los siguientes parámetros de instalación:

DESCRIPCION	Sistema de Expansión Directa	Sistema de Agua Helada.
Precio de la tonelada instalada + IGV	600 a 700 US\$/ton	1,200 a 1,400 US\$/ton
Vida útil de los equipos	8 a 10 años	20 a 30 años.
Consumo energético	1.2 KW / ton	0.8 Kw /ton.
Costo de mantenimiento anual + IGV	3 a 5% de la Inversión Inicial	3 a 5% de la Inversión Inicial

Podemos observar que un sistema de expansión directa respecto del de agua helada tiene un costo aproximado de 50% menos, su vida útil es menor y su consumo energético es mayor.

La decisión de que sistema instalar pasa por un análisis económico energético, exigencias técnicas propias del proyecto, así como el estudio de variables subjetivas tales como quien es el que hará uso del sistema (El propietario o terceros) y tiempo de duración del negocio.

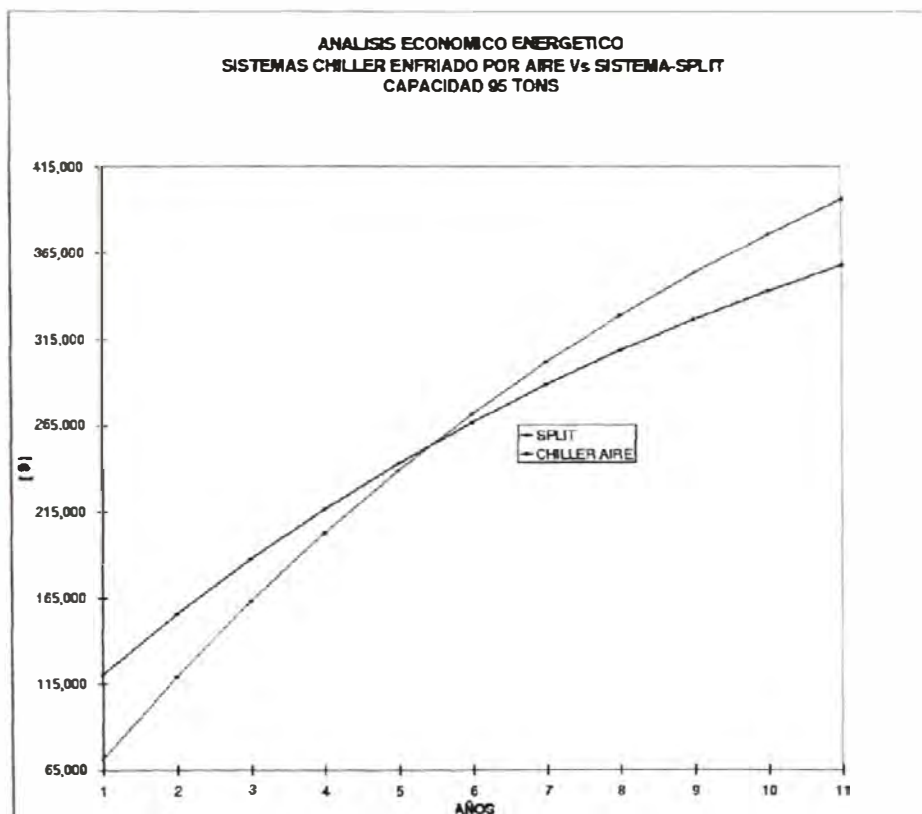
El análisis económico energético se realiza mediante un VAN (Valor Actual Neto), donde se deben tener la siguiente información:

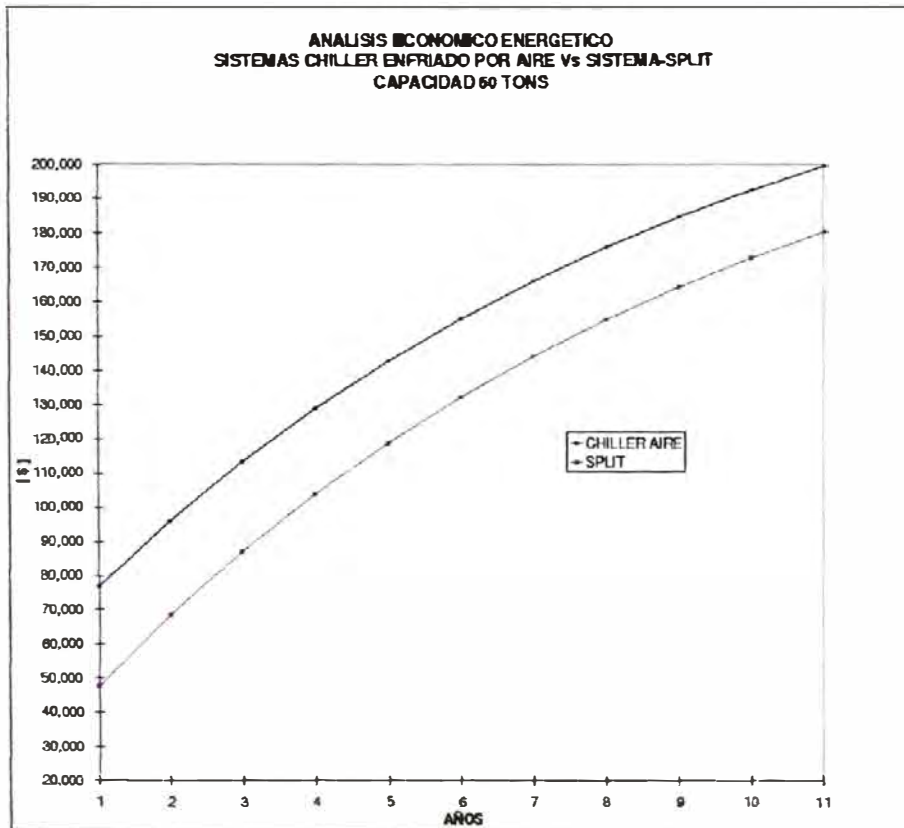
- Numero de horas anuales de funcionamiento del equipo.
- Numero de años de operación del negocio.



- Tasa de interés bancario (10% a 12%)
- Eficiencia energética de los equipos a carga parcial (Kw/ton).
- Consumo total de energía por cada sistema.
- Costo de la inversión inicial.
- Costo de la energía ( US\$ Kw-hr)
- Costo anual de mantenimiento.

Con esta información se pueden obtener los siguientes gráficos:





Respecto de las exigencias técnicas propias del proyecto podemos mencionar que por ejemplo si se trata de atmósferas corrosivas, los equipos de expansión directa no son adecuados por lo frágil de su fabricación, para obtener humedades relativas menores a 40% lo recomendable es el uso de agua helada para evitar congelamientos en los serpentines, Generalmente los edificios de oficinas verticales no facilitan el uso de equipos de expansión directa por lo que se tiene que instalar sistemas de agua helada aún cuando esto sea más costoso.

Respecto de las variables subjetivas podemos mencionar las siguientes opciones:

OPCION	Uso del Sistema	Tiempo del negocio	Sistema recomendado
1	Propietario	Menor a 10 Años	expansión directa
2	Propietario	Mayor a 10 años	Agua Helada
3	Terceros	Menor a 10 Años	expansión directa
4	Terceros	Mayor a 10 años	expansión directa

7.- Finalmente quiero manifestar que dentro del marco de globalización en que se encuentra inmerso el Perú, y con la inminente implementación del tratado de libre comercio (TLC) con los Estados Unidos, los ingenieros mecánicos que conozcan sobre diseño de climatización de laboratorios farmacéuticos, tienen grandes oportunidades de crecimiento, debido a que los laboratorios nacionales o extranjeros que operan en el Perú, para poder ser competitivos y poder concursar en licitaciones internacionales deben cumplir y ser certificadas bajo normas nacionales e internacionales, ejemplo: Buenas practicas de manufactura, NFPA, entre otras y cumplir con las ordenanzas nacionales de DIGEMID.

## BIBLIOGRAFÍA

- 1.- 1998 ASHRAE – REFRIGERATION.
- 2.- 1999 ASHRAE – APPLICATIONS.
- 3.- 2000 ASHRAE – SYSTEM AND EQUIPMENT.
- 4.- 2001 ASHRAE – FUNDAMENTALS.
- 5.- FUNDAMENTALS OF THERMODYNAMICS ( Carroll M. Leonard – Oklahoma State University).
- 6.- TRANE AIR CONDITIONING MANUAL .
- 7.- NAFA GUIDE TO AIR FILTRATION -2201- (National Air Filtration Association).
- 8.- LABORATORY BIOSAFETY GUIDELINES – 2<sup>nd</sup> Edition 1996 – Canada.
- 9.- MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO CARRIER.
- 10.- APLICACIÓN DE AGUA FRIA EN LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO – SEMINARIO DE YORK INTERNATIONAL – JULIO 2003.
- 11.- MANUAL DE BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA DE PRODUCTOS FARMACEUTICOS – Ministerio de Salud (DIGEMID).
- 12.- REINGENIERIA Y AHORRO DE ENERGIA EN LA ELABORACION Y OPERACIÓN DE PROYECTOS DE AIRE ACONDICIONADO – Ing. Daniel Herencia Quispe – 1,995.

## **PLANOS**

### **A PLANOS DE CÁLCULO**

Los planos de cálculo se pueden ver en el anexo 2; o en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ A Planos de Cálculo.**

### **B PLANOS DEL PROYECTO**

Los planos del proyecto se pueden ver en el anexo 3; o en la siguiente dirección: **Tesis \ Documentos Cad \ B Planos del Proyecto.**

# APÉNDICES

# **Anexo 1:**

## **Tablas y Diagramas**

TABLA 1 - DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Muros soleados o en Sombra\*

Válido para muros de color oscuro, 35°C de temperatura exterior, 27°C de temperatura interior; 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 horas, mes de Julio y 40° de Latitud Norte.

ORIENTACION (Latitud Norte)	PESO DEL MURO ***	HORA SOLAR																								ORIENTACIÓN (Latitud Sur)	
		MAÑANA												TARDE								MAÑANA					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5		
NE	100	2.8	6.3	12.2	12.8	13.3	10.8	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	SE	ΔTem
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5		
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	6.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8			
	700	2.8	2.8	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	6.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	3.9			
E	100	0.5	9.4	16.7	16.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	E	ΔTem
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.8	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0	0		
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3		
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.8	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.2	7.2	6.7	6.7	6.7	6.7		
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.8	14.4	15.0	15.8	14.4	13.3	10.8	8.9	6.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	NE	ΔTem
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	15.8	14.4	13.9	11.7	10.0	6.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1		
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.8	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9		
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.1	7.8	8.3	8.9	10.0	6.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0		
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.8	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5	N	ΔTem
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5		
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	6.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8		
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9		
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	2.2	3.3	10.8	14.4	16.9	22.2	22.8	23.3	18.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5	NO	ΔTem
	300	1.1	0.5	0	0	0.0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7		
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.8	12.2	12.8	13.3	12.8	12.2	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9		
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	6.3	19.0	10.8	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4		
O	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	26.0	28.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.6	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5	O	ΔTem
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.8	14.4	16.9	22.2	22.8	20.0	15.8	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1		
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	8.7	9.4	11.1	13.9	15.8	15.0	14.4	10.8	7.8	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4		
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2		
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.8	13.3	16.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	SO	ΔTem
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5		
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	2.8		
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.8	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0		
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	S (en la sombra)	ΔTem
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1		
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5		
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	0.5		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5		
		MAÑANA												TARDE								MAÑANA					
		HORA SOLAR																									

Ecuação: Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tables 21 e 25).

\* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

\*\* Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el texto.

\*\*\* El peso por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tables 21 e 25.

Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m²



**TABLA 2.- DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)  
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA \***

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

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m <sup>2</sup> )	HORA SOLAR																							
		MAÑANA								TARDE								MAÑANA							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
soleado	50	-2.2	-3.3	-3.9	-2.8	-0.5	3.9	8.3	13.3	17.8	21.1	23.9	25.6	25.0	22.8	19.4	15.6	12.2	8.9	5.5	3.9	1.7	0.5	-0.5	-1.7
	100	0.0	-0.5	-1.1	-0.5	1.1	5.0	8.9	12.8	16.7	20.0	22.8	23.9	23.9	22.2	19.4	16.7	13.9	11.1	8.3	6.7	4.4	3.3	2.2	1.1
	200	2.2	1.7	1.1	1.7	3.3	5.5	8.9	12.8	15.6	18.3	21.1	22.2	22.8	21.7	19.4	17.8	15.6	13.3	11.1	9.4	7.2	6.1	5.0	3.3
	300	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9	12.2	10.0	8.9	7.2	6.1
	400	7.2	6.7	6.1	6.1	6.7	7.2	8.9	12.2	14.4	15.6	17.8	19.4	20.6	20.6	19.4	18.9	18.9	17.8	16.7	15.0	12.8	11.1	10.0	7.8
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.2	11.1	10.0	8.9	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-2.2	-2.8
	200	-1.7	-1.1	-0.5	-1.5	0	2.8	5.5	7.2	8.3	8.3	8.9	8.3	8.3	7.8	6.7	5.5	3.9	2.8	1.7	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.1	2.8	3.9	5.5	6.7	7.8	8.3	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.7	1.1	0.5	0
Rociado *	100	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.0	-0.5	-1.1	-1.1	-1.7	-1.7
	200	-1.1	-1.1	-0.5	-1.5	0	1.1	2.8	5.0	4.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	5.0	3.9	2.8	1.7	0.5	0	0	-0.5	-0.5
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	7.2	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5
(en la sombra)	100	-2.8	-2.8	-2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	-2.8
	200	-2.8	-2.8	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8
	300	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
		MAÑANA								TARDE								MAÑANA							
		HORA SOLAR																							

Ecuación : Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m<sup>2</sup>) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28).

\* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75% de los valores precedentes.

Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

\*\* Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.

\*\*\* Los pesos por m2 de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

**TABLA.- 2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)**

temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-18.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8
10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9
12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8
14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2
16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2
18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2
20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3

**TABLA 3. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE CRISTAL SENCILLO \***  
Kcal / (hr · m<sup>2</sup>)

Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N **	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Hortz.		
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	113	423	222	423	398	113	612	Junio	
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	658	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	687	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Hortz.		
ORIENTACIÓN ( LATITUD SUR)												
Coefficientes de Corrección	Marco Metálico o Ningún Marco x 1.0.65 ó 1.17	Limpidez -15% máx.	Altitud +0.7% por 300m	Punto de rocío superior a 19.5°C -5% por 4°C	Punto de rocío superior a 19.5°C +5% por 4°C	Latitud Sur Dic. O Enero +7%						

\* Valores extraídos de la Tabla 15.

\*\* Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difusa, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de alineamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor lumínico.



**TABLA 5.- FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO**  
 Con elementos de sombra interiores  
 Funcionamiento de 24 horas diarias, Temperatura interior constante

ORIENTACION (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m <sup>2</sup> de superficie de suelo)	HORA SOLAR																								ORIENTACION (Latitud Sur)
		MAÑANA												TARDE								MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	750 y mas	0.47	0.58	0.54	0.42	0.27	0.21	0.2	0.19	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.09	0.06	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.03	SE
	500	0.48	0.60	0.57	0.46	0.30	0.24	0.19	0.19	0.17	0.16	0.15	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	
	150	0.55	0.76	0.73	0.58	0.38	0.24	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.07	0.04	0.02	0.02	0.01	0.01	0	0	0	0	0	0	
E	750 y mas	0.39	0.56	0.62	0.59	0.49	0.33	0.23	0.21	0.20	0.18	0.17	0.15	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	E
	500	0.40	0.58	0.65	0.63	0.52	0.35	0.24	0.22	0.20	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	
	150	0.46	0.70	0.80	0.79	0.64	0.42	0.25	0.09	0.18	0.14	0.11	0.09	0.07	0.04	0.02	0.02	0.01	0.01	0	0	0	0	0	0	
SE	750 y mas	0.04	0.28	0.47	0.59	0.64	0.62	0.53	0.41	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	NE
	500	0.03	0.28	0.47	0.61	0.67	0.65	0.57	0.44	0.29	0.24	0.21	0.18	0.15	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	
	150	0	0.3	0.57	0.75	0.84	0.81	0.89	0.50	0.30	0.20	0.17	0.13	0.09	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01	0	0	0	0	0	0	
S	750 y mas	0.06	0.06	0.23	0.38	0.51	0.60	0.66	0.67	0.64	0.59	0.42	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.07	N
	500	0.04	0.04	0.22	0.38	0.52	0.63	0.70	0.71	0.69	0.59	0.45	0.26	0.22	0.18	0.18	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	
	150	0.10	0.21	0.43	0.63	0.77	0.68	0.88	0.82	0.56	0.50	0.24	0.16	0.11	0.08	0.05	0.04	0.02	0.02	0.01	0.01	0	0	0	0	
SO	750 y mas	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11	0.24	0.39	0.53	0.63	0.66	0.61	0.47	0.23	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	NO
	500	0.07	0.08	0.08	0.08	0.10	0.24	0.40	0.55	0.66	0.70	0.64	0.60	0.26	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	
	150	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.23	0.47	0.67	0.81	0.66	0.79	0.80	0.26	0.17	0.12	0.08	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0	0	
O	750 y mas	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.10	0.10	0.18	0.36	0.52	0.63	0.65	0.55	0.22	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	O
	500	0.07	0.08	0.08	0.09	0.09	0.09	0.09	0.18	0.36	0.54	0.68	0.68	0.60	0.25	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	
	150	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.08	0.08	0.19	0.42	0.65	0.81	0.85	0.74	0.30	0.19	0.13	0.09	0.06	0.05	0.03	0.02	0.02	0.01	0	
NO	750 y mas	0.08	0.09	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.18	0.33	0.49	0.61	0.60	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	SO
	500	0.07	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.10	0.10	0.16	0.34	0.52	0.65	0.64	0.23	0.18	0.15	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	
	150	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.17	0.39	0.63	0.80	0.79	0.26	0.18	0.12	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0	
Norte y sombra	750 y mas	0.08	0.37	0.87	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.88	0.87	0.88	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	Sur y sombra
	500	0.06	0.31	0.87	0.72	0.76	0.79	0.81	0.83	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.30	0.28	0.22	0.19	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.08	0.08	
	150	0	0.25	0.74	0.83	0.86	0.81	0.84	0.86	0.96	0.96	0.96	0.99	0.99	0.26	0.17	0.12	0.08	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0.01	

Ecuación : Carga de refrigeración kcal/h = [(Máxima aportación solar kcal/h.m<sup>2</sup> (Tabla 6)] x [superficie acristalada, m<sup>2</sup>] x [factor de sombra, factor de atmósfera, etc. (Cap. 4)] x [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)].

\* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

\*\* Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

\*\*\* Peso por m<sup>2</sup> de piso.

**TABLA 6.- FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO**

Con vidrio descubierta o con elementos de sombra externos \*  
 Funcionamiento de 24 horas diarias, Temperatura interior constante \*\*

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m <sup>2</sup> de superf. de suelo)	HORA SOLAR																								ORIENTACIÓN (Latitud Sur)					
		MAÑANA												TARDE													MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5						
NE	750 y mas	0.17	0.27	0.33	0.33	0.31	0.29	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	SE					
	500	0.19	0.31	0.38	0.39	0.36	0.34	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19	0.17	0.16	0.14	0.12	0.1	0.07	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03						
	150	0.31	0.56	0.65	0.61	0.46	0.33	0.26	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0.01	0	0	0	0						
E	750 y mas	0.16	0.26	0.34	0.39	0.40	0.38	0.34	0.30	0.28	0.26	0.23	0.22	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.1	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	E					
	500	0.16	0.29	0.40	0.46	0.46	0.42	0.36	0.31	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.15	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.08	0.06	0.06	0.05	0.04						
	150	0.27	0.50	0.67	0.73	0.68	0.53	0.38	0.27	0.22	0.18	0.15	0.12	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0.01	0	0	0	0.01						
SE	750 y mas	0.08	0.14	0.22	0.31	0.38	0.43	0.44	0.43	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	NE					
	500	0.05	0.12	0.23	0.35	0.44	0.49	0.51	0.47	0.41	0.36	0.31	0.27	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.06	0.06						
	150	0	0.18	0.40	0.59	0.72	0.77	0.72	0.6	0.44	0.32	0.23	0.18	0.14	0.09	0.07	0.05	0.03	0.02	0.01	0.01	0	0	0	0						
S	750 y mas	0.10	0.10	0.13	0.20	0.28	0.35	0.42	0.48	0.51	0.51	0.48	0.42	0.37	0.33	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	N					
	500	0.07	0.06	0.12	0.20	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.57	0.53	0.45	0.37	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.12	0.11	0.10	0.08						
	150	0	0	0.12	0.29	0.48	0.64	0.75	0.82	0.81	0.75	0.61	0.42	0.28	0.19	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0	0						
SO	750 y mas	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.47	0.46	0.40	0.34	0.30	0.27	0.24	0.22	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	NO					
	500	0.09	0.09	0.08	0.09	0.09	0.14	0.22	0.31	0.42	0.50	0.53	0.51	0.44	0.35	0.29	0.26	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.09						
	150	0.02	0.03	0.05	0.06	0.08	0.12	0.34	0.53	0.68	0.78	0.78	0.68	0.46	0.29	0.2	0.14	0.09	0.07	0.05	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01						
O	750 y mas	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.13	0.19	0.27	0.36	0.42	0.44	0.38	0.33	0.29	0.26	0.23	0.21	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	O					
	500	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.10	0.12	0.19	0.30	0.40	0.48	0.51	0.42	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16	0.14	0.13	0.11	0.09						
	150	0.02	0.03	0.05	0.06	0.07	0.07	0.08	0.14	0.29	0.49	0.67	0.76	0.75	0.53	0.33	0.22	0.15	0.11	0.08	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01						
NO	750 y mas	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.12	0.17	0.25	0.34	0.39	0.34	0.29	0.26	0.23	0.2	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	SO					
	500	0.08	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.11	0.19	0.29	0.40	0.46	0.40	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16	0.14	0.13	0.11	0.10	0.08							
	150	0.02	0.04	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10	0.13	0.27	0.48	0.65	0.73	0.49	0.31	0.21	0.16	0.10	0.07	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01						
N y sombra	750 y mas	0.16	0.23	0.33	0.41	0.47	0.52	0.57	0.61	0.66	0.69	0.72	0.74	0.59	0.53	0.46	0.42	0.37	0.34	0.31	0.27	0.25	0.23	0.21	0.17	S Y sombra					
	500	0.11	0.33	0.44	0.51	0.57	0.62	0.66	0.70	0.74	0.76	0.79	0.80	0.60	0.51	0.44	0.37	0.32	0.29	0.27	0.23	0.21	0.18	0.16	0.13						
	150	0	0.48	0.66	0.76	0.82	0.87	0.91	0.93	0.95	0.97	0.98	0.98	0.52	0.34	0.24	0.16	0.11	0.07	0.05	0.04	0.02	0.02	0.01	0.01						

Ecuación : Carga de refrigeración kcal/h = [(Máxima aportación solar kcal/h.m<sup>2</sup> (Tabla 6) ] x [superficie acristalada. m<sup>2</sup>] x [factor de sombra, factor de atmósfera, etc, (Cap. 4)] x [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora

\* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

Vidrio descubierta : Cualquier ventana sin elementos de sombra interiores. Ventanas con elementos de sombra exteriores o sombreadas por salientes se consideran como vidrio descubierta.

\*\* Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el período de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

\*\*\* Peso por metro cuadrado de piso.

**TABLA 7. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO.**

Dispositivos con elemento de sombra interiores  
Funcionamiento de 16 horas diarias, temperatura interior constante

ORIENTACION (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m <sup>2</sup> de superficie de aislamiento)	HORA SOLAR																ORIENTACION (Latitud Sur)
		MAÑANA								TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0.53	0.64	0.59	0.47	0.31	0.25	0.24	0.22	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	SE
	500	0.53	0.65	0.61	0.5	0.33	0.27	0.22	0.21	0.17	0.16	0.15	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06	
	150	0.56	0.77	0.73	0.58	0.36	0.24	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.07	0.04	0.02	0.02	
E	750 y más	0.47	0.63	0.68	0.34	0.54	0.38	0.27	0.25	0.2	0.18	0.17	0.15	0.12	0.1	0.09	0.08	E
	500	0.46	0.63	0.7	0.37	0.56	0.38	0.27	0.24	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	
	150	0.74	0.71	0.08	0.79	0.64	0.42	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09	0.07	0.04	0.02	0.02	
SE	750 y más	0.14	0.37	0.55	0.66	0.7	0.68	0.58	0.46	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	NE
	500	0.11	0.35	0.53	0.66	0.72	0.69	0.61	0.47	0.29	0.24	0.21	0.18	0.15	0.12	0.1	0.09	
	150	0.02	0.31	0.57	0.75	0.84	0.81	0.69	0.5	0.3	0.2	0.17	0.13	0.09	0.05	0.04	0.03	
S	750 y más	0.09	0.18	0.34	0.48	0.6	0.68	0.73	0.74	0.64	0.59	0.42	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	N
	500	0.06	0.14	0.31	0.46	0.59	0.69	0.76	0.7	0.69	0.59	0.45	0.26	0.22	0.18	0.16	0.13	
	150	0.12	0.23	0.44	0.64	0.77	0.86	0.88	0.82	0.56	0.5	0.24	0.16	0.11	0.08	0.05	0.04	
SO	750 y más	0.22	0.21	0.2	0.2	0.2	0.32	0.47	0.6	0.63	0.66	0.61	0.47	0.23	0.19	0.18	0.16	NO
	500	0.2	0.19	0.18	0.17	0.18	0.31	0.46	0.6	0.66	0.7	0.64	0.5	0.26	0.2	0.17	0.15	
	150	0.08	0.08	0.09	0.09	0.1	0.24	0.47	0.67	0.81	0.86	0.79	0.6	0.26	0.17	0.12	0.08	
O	750 y más	0.23	0.23	0.23	0.21	0.2	0.19	0.18	0.25	0.36	0.52	0.63	0.65	0.55	0.22	0.19	0.17	O
	500	0.22	0.21	0.21	0.19	0.17	0.16	0.15	0.23	0.36	0.54	0.66	0.68	0.6	0.25	0.2	0.17	
	150	0.12	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.09	0.19	0.42	0.65	0.81	0.85	0.74	0.3	0.19	0.13	
NO	750 y más	0.21	0.21	0.21	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.33	0.49	0.61	0.6	0.19	0.17	0.15	SO
	500	0.19	0.19	0.19	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.16	0.34	0.52	0.65	0.23	0.18	0.15	0.12	
	150	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1	0.17	0.39	0.63	0.8	0.79	0.28	0.18	0.12	
N Y sombra	750 y más	0.23	0.28	0.75	0.79	0.8	0.8	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.39	0.35	0.31	S Y sombra
	500	0.25	0.46	0.73	0.78	0.82	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.9	0.4	0.34	0.29	
	150	0.07	0.22	0.69	0.8	0.86	0.93	0.94	0.95	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.35	0.23	0.16	

Ecuación : Carga de refrigeración kcal/h = [ Máxima aportación solar kcal/h.m<sup>2</sup> (Tabla 6) ] x [superficie acristalada, m<sup>2</sup>] x [factor de sombra, factor de atmósfera, etc., (cap. 4)] x [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)].

\* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

\*\* Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

\*\*\* Peso por metro cuadrado de plato.

**TABLA 8. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO**

Con vidrio descubierto o con elementos de sombra externos  
 Funcionamiento de 16 horas diarias, Temperatura interior constante

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO(****) (kg por m2 de superficie de suelo)	HORA SOLAR																ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA								TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0.28	0.37	0.42	0.41	0.38	0.36	0.33	0.31	0.23	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	SE
	500	0.28	0.39	0.45	0.45	0.41	0.39	0.31	0.27	0.22	0.21	0.19	0.17	0.16	0.14	0.12	0.10	
	150	0.33	0.57	0.66	0.63	0.46	0.33	0.26	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.06	0.04	0.03	
E	750 y más	0.29	0.38	0.44	0.48	0.48	0.46	0.41	0.36	0.28	0.26	0.23	0.22	0.20	0.18	0.16	0.14	E
	500	0.27	0.38	0.48	0.54	0.52	0.48	0.41	0.35	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.15	0.14	0.12	
	150	0.29	0.51	0.68	0.74	0.69	0.53	0.38	0.27	0.22	0.18	0.15	0.12	0.09	0.06	0.04	0.03	
SE	750 y más	0.24	0.29	0.35	0.43	0.49	0.53	0.53	0.51	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	NE
	500	0.19	0.24	0.33	0.44	0.52	0.57	0.57	0.53	0.41	0.36	0.31	0.27	0.24	0.21	0.18	0.16	
	150	0.03	0.20	0.41	0.60	0.73	0.77	0.72	0.60	0.44	0.32	0.23	0.18	0.14	0.09	0.07	0.05	
S	750 y más	0.33	0.31	0.32	0.37	0.43	0.49	0.55	0.60	0.57	0.51	0.48	0.42	0.37	0.33	0.29	0.26	N
	500	0.27	0.24	0.28	0.24	0.42	0.50	0.58	0.60	0.60	0.57	0.53	0.45	0.37	0.31	0.27	0.23	
	150	0.06	0.04	0.15	0.31	0.49	0.65	0.75	0.82	0.81	0.75	0.61	0.42	0.28	0.19	0.13	0.09	
SO	750 y más	0.35	0.32	0.30	0.28	0.26	0.28	0.30	0.37	0.43	0.47	0.46	0.40	0.34	0.30	0.27	0.24	NO
	500	0.31	0.28	0.25	0.24	0.22	0.26	0.33	0.40	0.46	0.50	0.53	0.51	0.44	0.35	0.29	0.26	
	150	0.11	0.10	0.10	0.09	0.10	0.14	0.35	0.54	0.68	0.78	0.78	0.68	0.46	0.29	0.20	0.14	
O	750 y más	0.38	0.34	0.32	0.28	0.26	0.25	0.23	0.25	0.26	0.27	0.36	0.42	0.44	0.38	0.33	0.29	O
	500	0.34	0.31	0.28	0.25	0.23	0.22	0.21	0.21	0.23	0.30	0.40	0.48	0.51	0.43	0.35	0.30	
	150	0.17	0.14	0.13	0.11	0.11	0.10	0.10	0.15	0.29	0.49	0.67	0.76	0.75	0.53	0.33	0.22	
NO	750 y más	0.33	0.30	0.28	0.26	0.24	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.25	0.34	0.39	0.34	0.29	0.26	SO
	500	0.30	0.28	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.17	0.17	0.19	0.29	0.40	0.46	0.40	0.32	0.26	
	150	0.18	0.14	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.13	0.27	0.48	0.65	0.73	0.49	0.31	0.21	
N y sombra	750 y más	0.31	0.57	0.64	0.68	0.72	0.73	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.78	0.78	0.59	0.52	0.46	S y sombra
	500	0.30	0.47	0.60	0.67	0.72	0.74	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.60	0.51	0.44	
	150	0.04	0.07	0.53	0.70	0.78	0.84	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97	0.98	0.99	0.62	0.34	0.24	





**TABLA 10. GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES**

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo	Metabolismo	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
		hombre adulto	Medio*	28		27		26		24		21	
		(kcal/hr)	(kcal/hr)	kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	139											
Sentado, de pie	Farmacia	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
De pie, marcha lenta	Banco	139											
Sentado	Restaurante**	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Trabajo ligero en el banco de tal	Fábrica, trabajo ligero	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Baile o danza	Sala de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Trabajo penoso	Pista de bowling***	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213
	Fábrica												

\* El "metabolismo medio" corresponde a un grupo compuesto de adultos y de niños de ambos sexos, en las proporciones normales.

Estos valores se han obtenido a base de las hipótesis siguientes:

Metabolismo mujer adulta = Metabolismo hombre adulto x 0.85

Metabolismo niño = Metabolismo hombre adulto x 0.75

\*\* Estos valores comprenden una mejora de 13 kcal/h (50 % calor sensible y 50 % calor latente) por ocupante, para tener en cuenta el calor desprendido por los platos.

\*\*\* Bowling - Admitir una persona por pista jugando, y todas las otras sentadas (100 kcal/h) o de pie (139 kcal/h).

Tabla 11 AREA ESTIMADA POR PERSONAS			
LOCAL	m2 / Persona	LOCAL	m2 / Persona
AUDITORIOS	0.62	SALA DE FUMADORES	1.33
AULAS	1.86	SALA DE HOTELES	5.5
BANCO	5	SALA DE OPERACION	4.65
BAR	0.93	SALA DE OPERACIÓN DE HOPITALES	8 personas por sala
BIBLIOTECAS	5.5	SALA DE PACIENTES - HOSPITAL	9.29
CINES	0.7	SALA DE PRECEDIMIENTOS MEDICOS	4.65
CUARTO DE JUEGOS	1.33	SALON DE BAILE Y DISCOTECA	0.93
CASINOS	0.77	SALONES DE BELLEZA	3.72
DORMITORIOS	4.65	SALONES DE CONFERENCIAS	1.86
ESTUDIOS FOTOGRAFICOS	9.29	SUPERMERCADOS	11.61
FARMACIAS	4.65	TEATROS	0.62
LABORATORIOS	3.1	TERAPIA FISICA	4.65
LAVANDERIAS	3.1	TIENDAS (1er PISO)	2.5
LIBRERIAS	4.65	TIENDAS (PISOS SUPERIORES)	5
MUSEOS	5.5	TIENDAS DE COMPUTADORAS	11.61
OFICINAS	13.27	TIENDAS MINORISTAS	4.65
RESTAURANTES AREA DE COMEDOR	1.33	TRIBUNAS DEPORTIVAS	0.62

Tabla 12 POTENCIA DE ILUMINACIÓN POR UNIDAD DE AREA.			
Finalidad del local o tipo de actividad	Potencia nominal De Iluminación (LUX)	Potencia de Lámparas ( W / m2 )	
		Lámparas incandescentes	Lámparas
Almacenes, viviendas, restaurantes, teatros	120	25	8
Trabajos de oficina con tareas normales para la vista, clases de enseñanza normales, trabajos de montaje sencillo.	250	55	16
Salas de lectura, Laboratorios de investigación, grandes almacenes, salas de exposición y ferias, trabajos de montaje algo delicados.	500	110	32
Supermercados, montajes de precisión.	750	170	50
Oficinas grandes, quirófanos, dibujos técnicos, montaje de aparatos de precisión en la industria eléctrica, mecánica de precisión.	1000	-	65
Montaje de alta precisión	1500	-	100
Piezas electrónicas de sub.-miniatura, relojería, trabajos de grabado en cobre y acero.	2,000	-	130

**TABLA 13. CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDADAS PARA AMBIENTE INTERIOR\* -- INVIERNO Y VERANO**

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Variación de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Variación de *** temperatura (°C)	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
<b>CONFORT GENERAL</b> Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	-1.5 a -2	24-25	-2
<b>TIENDAS COMERCIALES</b> (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y Peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	-1.5 a -2	23-24	-2
<b>APLICACIÓN DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE</b> (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0.5 a 1	22-23	40-35	-1 a -2	23-24	-2
<b>CONFORT INDUSTRIAL</b> Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35 - 30	-2 a -3	21 - 23	-3

\* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquéllos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo. Un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son paneles fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.

\*\* La variación de temperatura es por encima de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en verano.

\*\*\* La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones solares).

\*\*\*\* La humectación durante el invierno se recomienda para tiendas de confección, para conservar la calidad del género.

TABLA 14. RESISTENCIA TERMICA R, MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO  
(\*C.m2.h/kcal)

MATERIALES	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m3)	RESISTENCIA R	
				por m de espesor	por el espesor considerado x 10-3
<b>MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN</b>					
PANELES O PLACAS	Fibracemento		1920	2.0	
	Yeso o cemento		800	7.3	
	Contraplacado		544	10.2	
	Madera		416	1902	
	Fibra de madera. Homogénea o en chapas		496	16.1	
	Fibra de madera comprimida		1040	5.8	
PAPEL DE CONTRUCCÓN	Madera. Pino o abeto		512	10.0	
	Filtro permeable		-	-	12
	Filtro impermeable		-	-	24
MADERA	Enlucido plástico				Despreciable
	Arce, encina o especies duras		720	7.3	
ELEMENTOS DE ALBAÑILERÍA	Pino, arce o especies blandas		512	10.1	
	Ladrillo ordinario		1920	16.4	
	Ladrillo de paramento		2060	9.0	
	Ladrillo hueco:				
	1 alvéolo	75	960	-	164
	1 alvéolo	100	768	-	228
	2 alvéolos	150	800	-	312
	2 alvéolos	200	720	-	379
	2 alvéolos	250	672	-	455
	3 alvéolos	300	640	-	520
	Aglomerados huecos. 3 Alvéolos ovales. Arena y grava.	75	1218	-	82
		100	1104	-	143
		150	1024	-	186
		200	1024	-	227
		300	1008	-	262
	Hormigón de escorias	75	1008	-	176
		100	960	-	227
		150	864	-	308
		200	896	-	353
		300	848	-	383
	Hormigón ligero (puzolana, ponce, etc.)	75	960	-	260
		100	832	-	308
		200	768	-	410
		300	688	-	415
	Baldosas de yeso				
	Manizás	75	720	-	259
4 alvéolos	75	560	-	277	
3 alvéolos	100	608	-	334	
Piedra calcárea o sílicea		2400	0.64		
HORMIGÓN	Mortero de cemento		1856	1.8	
	Tarugos de madera 12.5% aglomerados con yeso, 87.5%		816	4.8	
	Hormigones ligeros		1900	1.5	
	Ponce, puzolana		1600	2.2	
	Celulares		1280	3.2	
	Vermiculita, perita		960	4.7	
			640	6.8	
			480	8.9	
			320	11.5	
	Hormigón de arena y grava o piedra (secado al horno)		2240	0.90	
	Hormigón de arena y grava o piedra ( no secado)		2240	0.65	
Escayola		1856	1.6		
ENLUCIDOS	Cemento		1856	1.6	
	Yeso :				
	ligero		720	5.2	
	ligero sobre entramado metálico		720	5.2	
	perita		720	5.4	
	arena		1680	1.4	
	arena sobre entramado metálico		1680	1.4	
	arena sobre entramado de madera		1680		82
	vermiculita		720	4.7	
	MATERIALES PARA TECHUMBRES	Placas de fibrocemento		1920	
Asfalto			1120		30
Baldosas de asfalto			1120		90
Revestimiento de terraza o azotea			1120	7.2	
Tejas planas			3218		10
Metal en chapa				Despreciable	
Madera en chapas			640		193

MATERIALES DE REVESTIMIENTO (superficies planas)	Madera espesor sencillo				178	
	Madera espesor doble				244	
	Madera sobre panel aislante 10 mm				287	
	Fibracemento 6 mm, con recubrimiento enlucido de asfalto				43	
	Baldosa de asfalto 12 mm				30	
	Baldosa de asfalto 12 mm				298	
	Planchas 25 x 200				112	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 13 x 200				166	
Planchas biseladas, con recubrimiento 20 x 250				215		
Contraplacado con recubrimiento 10 mm				121		
Vidrio de catedral				20		
REVESTIMIENTO DE SUELO	Losas de asfalto	1920	2.6			
	Alfombra y aluotachado de caucho				426	
	Baldosas cerámicas		0.65		252	
	Baldosas de corcho	400	17.9			
	Fielto				12.3	
	Adobes		3.2			
	Lindero	1280	5.2			
	Soporte de contraplacado	544	10.7			
	Baldosas de caucho o plástico	1760	1.3			
	Terrazón	2240	0.65			
	Soporte de madera	512	10.3			
	Parquet de madera dura	720	7.4			
COLCHÓN O ALMOHADILLADO *	Fibra de algodón	13 - 32	31.0			
	Lana mineral fibrosa (de roca, escoria o vidrio)	24 - 64	29.8			
	Fibra de madera	53 - 58	32.2			
	Fibra de madera con varias capas unidas con grapas y expandidas	24 - 32	29.8			
PANELES Y LOSAS	Fibra de vidrio	152	32.2			
	Fibra de madera o caña					
	Losas acústicas	358	19.5			
	Revestimiento interior (losas, entramado, pavimento)	240	23			
	Subtejado					
	Imbreonado o enlucido	320	21.2			
	Espuma de vidrio	144	20.1			
	Panel de corcho (sin aglomerante)	104 - 128	29.8			
	Sedas de cerdo (aglutinante de asfalto)	136	24.2			
	Espuma de plástico	26	27.8			
Virutas de madera (en paneles prefabricados)	352	14.7				
MATERIALES DE RELLENO	Papel macerado o pulpa	40 - 56	28.8			
	Fibra de madera (secuía o pino)	32 - 56	26.8			
	Lana mineral (roca, escoria o vidrio)	32 - 80	26.8			
	Serrín o viruta de madera	128 - 240	17.9			
	Vermiculita expandida	112	18.8			
AISLAMIENTO PARA TECHUMBRES	Todos los tipos					
	Prefabricado para la utilización en subtejado	250	22.8			
<b>AIRE</b>						
LÁMINA DE AIRE	<u>Posición</u>	<u>Flujo de calor</u>				
	horizontal	ascendente (invierno)	20 - 100		174	
	"	" (verano)	20 - 100		160	
	"	descendente (invierno)	20		209	
	"	"	100		236	
	"	"	200		252	
	"	"	20		256	
	"	" (verano)	40		174	
	"	"	100		191	
	"	"	20 - 100		203	
	inclinación de 45°	ascendente (invierno)	20 - 100		185	
	"	descendente (verano)	20 - 100		183	
	vertical	horizontal (invierno)	20 - 100		199	
	"	" (verano)	20 - 100		176	
	CONVECCIÓN	<u>Posición</u>	<u>Flujo de calor</u>			
		horizontal	ascendente	—	—	125
inclinación de 45°		"	—	—	127	
vertical		horizontal	—	—	140	
inclinación de 45°		descendente	—	—	158	
horizontal		"	—	—	190	
Viento de 29 km/h		Todas las posiciones (invierno)	Todas las direcciones		35	
Viento de 12 km/h		Todas las posiciones (verano)	Todas las direcciones		52	

**Tabla 15.- COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA VIDRIOS Y BLOQUE DE VIDRIOS.**

DESCRIPCION	U (btu/pie2-hr-°F)
Ventana de vidrio simple	1.06
Ventana de vidrio doble	0.64
Ventana de vidrio triple	0.34
Block de vidrios	0.56
Multiplicar por 4.8525 para obtener U en Kcal / m2-hr-°C	

**TABLA 16. CAUDALES DE AIRE EXTERIOR**

APLICACIÓN	NÚMERO DE FUMADORES	m³/h POR PERSONA		m³/h por m2 de superficie de suelo Minima *
		Recomendada	Minima *	
Apartamento Normal	Pequeño	34	25	—
Apartamento Lujoso	Muy pequeño	51	42	6.0
Hall de banco	Pequeño	17	13	—
Barbería	Grande	25	17	—
Salón de belleza	Muy pequeño	17	13	—
Bolsa	Muy grande	85	51	—
Barbería	Grande	51	42	—
Corredores (insuflación o extracción)	—	—	—	4.6
Grandes almacenes	Pequeño	13	8.5	0.9
Sala de consejo	Muy grande	85	51	—
Farmacia***	Grande	17	13	—
Fábrica ** ***	Ninguno	17	13	1.8
Precio único	Ninguno	13	8.5	—
Salon de funeraria	Ninguno	17	13	—
Garage**	—	—	—	18.3
Hospital Quirofano ** *****	Ninguno	—	—	36.6
Hospital Habitación privada	Ninguno	51	42	6.0
Hospital Sala común	Ninguno	34	25	—
Habitación de hotel	Grande	51	42	6.0
Cocina Restaurante	—	—	—	73.0
Cocina Privada	—	—	—	36.6
Laboratorio***	Pequeño	34	25	—
Sala de conferencias	Muy grande	85	51	22.8
Despacho Común	Pequeño	25	17	—
Despacho Privado	Ninguno	42	25	4.6
Despacho Privado	Grande	51	42	4.6
Restaurante Cafetería ***	Grande	20	17	—
Restaurante Comedor ***	Grande	25	20	—
Aula**	Ninguno	—	—	—
Tienda al detall	Ninguno	17	13	—
Teatro o sala de cine **	Ninguno	13	8.5	—
Teatro o sala de cine	Pequeño	25	17	—
Cuartos de aseo ** (Extracción)	—	—	—	36.6

\* Cuando se utilizan los mínimos, adoptar el valor mayor.  
\*\* Respetar los reglamentos eventuales.  
\*\*\* Puede estar determinado por el caudal extraído.  
\*\*\*\* Utilizar estos valores a no ser que los caudales no estén determinados por la presencia de otras fuentes  
\*\*\*\*\* Se recomienda el funcionamiento con aire fresco total para evitar riesgos de explosión debidos a los

**Tabla 17: Calor Generado por Iluminación**

TIPO	GANANCIA SENSIBLE ( Kcal / h)
Lámparas incandescentes	Potencia en Wattsx0.86
Lámparas Fluorescentes	Potencia en Wattsx0.86x1.25 *
* El 25% adicional corresponde a la potencia absorbida en la reactancia	

**Tabla 20 CALOR RADIANTE EN UNA PARED SOLEADA SUR ESTE**

HORA	$\Delta T_{em}$	$\Delta T_{es}$	$\Delta T_{equiv} (^{\circ}C)$	Calor (Kcal / hr)
1	2.2	1.1	3.25	362.19
2	1.1	0.5	2.218	247.2
3	0.5	0	1.632	181.85
4	0	-0.5	1.132	126.14
5	-0.5	-1.1	0.618	68.9
6	0.5	-1.7	1.401	156.07
7	-1.1	-1.7	0.018	2.04
8	-1.1	-2.2	-0.05	-5.54
9	2.8	-1.7	3.388	377.48
10	13.3	-1.1	12.54	1397.38
11	12.2	-0.5	11.671	1300.59
12	11.1	0	10.789	1202.28
13	8.3	1.7	8.602	958.52
14	5.5	3.3	6.401	713.24
15	6.1	4.4	7.069	787.68
16	6.7	5.5	7.737	862.12
17	7.2	6.1	8.25	919.35
18	7.8	6.7	8.85	986.21
19	7.2	6.7	8.332	928.45
20	6.7	6.7	7.9	880.32
21	6.1	5.5	7.218	804.36
22	5.5	4.4	6.55	729.92
23	4.4	3.3	5.45	607.34
24	3.3	2.2	4.35	484.77

**Tabla 21 CALOR RADIANTE EN UN TECHO SOLEADO**

HORA	$\Delta T_{em}$	$\Delta T_{es}$	$\Delta T_{equiv} (^{\circ}C)$	calor (Kcal / hr)
1	12.2	1.1	10.895	3,264.79
2	10	0.5	9.056	2,713.74
3	8.9	0	8.091	2,424.69
4	7.2	-0.5	6.662	1,996.42
5	6.1	-1.1	5.675	1,700.60
6	5	-1.7	4.688	1,404.79
7	4.4	-1.7	4.223	1,265.57
8	3.3	-1.1	3.507	1,050.91
9	3.9	-1.1	3.972	1,190.13
10	4.4	-1.1	4.359	1,306.15
11	6.1	-0.5	5.81	1,741.18
12	8.9	0	8.091	2,424.69
13	12.2	1.1	10.895	3,264.79
14	15	2.2	13.311	3,988.88
15	17.2	3.3	15.263	4,573.74
16	19.4	4.4	17.215	5,158.61
17	21.1	5	18.666	5,593.65
18	21.7	5.5	19.244	5,766.68
19	21.1	5.5	18.779	5,627.46
20	20	5.5	17.927	5,372.23
21	18.9	5	16.963	5,083.17
22	17.2	4.4	15.511	4,648.14
23	15.6	3.3	14.024	4,202.49
24	13.9	2.2	12.459	3,733.64



**Tabla 18 DETERMINACIÓN DEL MES Y DIA DE CALCULO**

Orientación	22 Dic.	21 Ene.	20 Feb.	22 Mar.	20 Abr.	21-May	21 Jun.
Sur							
Sur Este							
Este							
Nor Este							
Norte							
Nor Oeste							
Oeste							
Sur Oeste							
Techo							
<b>TOTAL</b>	$\sum$ Dic	$\sum$ Ene	$\sum$ Feb	$\sum$ Mar	$\sum$ Abr	$\sum$ May	$\sum$ Jun

**Tabla 19 CALOR RADIANTE EN UNA VENTANA NOR OESTE**

HORA	f almacenamiento	Calor ( $\frac{kcal}{hr}$ ) Carga Radiante = 5082.4401 x falm.
6	0.20	1,016.49
7	0.19	955.66
8	0.18	914.84
9	0.17	864.01
10	0.18	914.84
11	0.31	1,575.56
12	0.46	2,337.92
13	0.60	3,049.46
14	0.68	3,354.41
15	0.70	3,557.71
16	0.64	3,252.76
17	0.50	2,541.22
18	0.26	1,321.43
19	0.20	1,016.49
20	0.17	864.01
21	0.15	762.37

**Tabla 20 CALOR RADIANTE EN UNA PARED SOLEADA SUR ESTE**

HORA	$\Delta T_{em}$	$\Delta T_{es}$	$\Delta T_{equiv} (^{\circ}C)$	Calor (Kcal / hr)
1	2.2	1.1	3.25	362.19
2	1.1	0.5	2.218	247.2
3	0.5	0	1.632	181.85
4	0	-0.5	1.132	126.14
5	-0.5	-1.1	0.618	68.9
6	0.5	-1.7	1.401	156.07
7	-1.1	-1.7	0.018	2.04
8	-1.1	-2.2	-0.05	-5.54
9	2.8	-1.7	3.388	377.48
10	13.3	-1.1	12.54	1397.38
11	12.2	-0.5	11.671	1300.59
12	11.1	0	10.789	1202.28
13	8.3	1.7	8.602	958.52
14	5.5	3.3	6.401	713.24
15	6.1	4.4	7.069	787.68
16	6.7	5.5	7.737	862.12
17	7.2	6.1	8.25	919.35
18	7.8	6.7	8.85	986.21
19	7.2	6.7	8.332	928.45
20	6.7	6.7	7.9	880.32
21	6.1	5.5	7.218	804.36
22	5.5	4.4	6.55	729.92
23	4.4	3.3	5.45	607.34
24	3.3	2.2	4.35	484.77

**Tabla 21 CALOR RADIANTE EN UN TECHO SOLEADO**

HORA	$\Delta T_{em}$	$\Delta T_{es}$	$\Delta T_{equiv} (^{\circ}C)$	calor (Kcal / hr)
1	12.2	1.1	10.895	3,264.79
2	10	0.5	9.056	2,713.74
3	8.9	0	8.091	2,424.69
4	7.2	-0.5	6.662	1,996.42
5	6.1	-1.1	5.675	1,700.60
6	5	-1.7	4.688	1,404.79
7	4.4	-1.7	4.223	1,265.57
8	3.3	-1.1	3.507	1,050.91
9	3.9	-1.1	3.972	1,190.13
10	4.4	-1.1	4.359	1,306.15
11	6.1	-0.5	5.81	1,741.18
12	8.9	0	8.091	2,424.69
13	12.2	1.1	10.895	3,264.79
14	15	2.2	13.311	3,988.88
15	17.2	3.3	15.263	4,573.74
16	19.4	4.4	17.215	5,158.61
17	21.1	5	18.666	5,593.65
18	21.7	5.5	19.244	5,766.68
19	21.1	5.5	18.779	5,627.46
20	20	5.5	17.927	5,372.23
21	18.9	5	16.963	5,083.17
22	17.2	4.4	15.511	4,648.14
23	15.6	3.3	14.024	4,202.49
24	13.9	2.2	12.459	3,733.64

**Tabla 22 RESUMEN - HORA DE MAYOR APORTACION SOLAR**

HORA	FLUJO DE CALOR A TRAVES DE CADA UNO DE LOS ELEMENTOS EXTERNOS (Kcal/hr)							TOTAL
	Ventana-1	Ventana-2	Pared-1	Pared-2	Techo-1	Techo-2		
1								Σ Horiz-hora 1
2								Σ Horiz-hora 2
3								Σ Horiz-hora 3
4								Σ Horiz-hora 4
5								Σ Horiz-hora 5
6								Σ Horiz-hora 6
7								Σ Horiz-hora 7
8								Σ Horiz-hora 8
9								Σ Horiz-hora 9
10								Σ Horiz-hora 10
11								Σ Horiz-hora 11
12								Σ Horiz-hora 12
13								Σ Horiz-hora 13
14								Σ Horiz-hora 14
15								Σ Horiz-hora 15
16								Σ Horiz-hora 16
17								Σ Horiz-hora 17
18								Σ Horiz-hora 18
19								Σ Horiz-hora 19
20								Σ Horiz-hora 20
21								Σ Horiz-hora 21
22								Σ Horiz-hora 22
23								Σ Horiz-hora 23
24								Σ Horiz-hora 24

**Tabla 23 RESUMEN DE CALCULO DE CARGA TERMICA**

CUADRO RESUMEN DE CARGA TERMICA TOTAL										
SIMBOLO	ORIENTACION	AREA (m2)	Coficiente Global de Transferencia de Calor U (Kcal/hr-m2-°C)	ΔT ó ΔTequív (°C)	Radiación Solar (Rs) (Kcal/hr-m2)	Factor de Corrección (f)	Factor de Aislamiento (S)	Calor Sensible (Kcal/hr)	Calor Latente (Kcal/hr)	
<b>CALOR POR CONDUCCION ATRAVES DE VENTANAS EXTERIORES (ΔT)</b>										
VE	NE	49	5.21	8				2030		
VE	NE	0	5.21	8				0		
VE	NE	0	5.21	8				0		
<b>CALOR POR CONDUCCION ATRAVES DE VENTANAS INTERIORES (ΔT)</b>										
VI		30	5.21	8				1250		
VI		0	5.21	8				0		
<b>CALOR POR CONDUCCION ATRAVES DE PAREDES INTERIORES (ΔT)</b>										
P1		61	2.07	8				1008		
P1		62	2.07	8				1025		
<b>CALOR POR RADIAACION SOLAR ATRAVES DE LAS PAREDES EXTERIORES (ΔT equiv)</b>										
PE	SO	42	1.99	11.0				924		
PE	NO	50	1.99	15.0				1495		
<b>CALOR POR RADIAACION SOLAR ATRAVES DEL TECHO (ΔT equiv)</b>										
TECHO	H	200	2.15	18.6				7987		
TECHO	H	0	2.15	18.6				0		
<b>CALOR DEBIDO A LA RADIAACION SOLAR ATRAVES DE LAS VENTANAS EXTERIORES</b>										
VE	NE	49			351	0.86	0.145	1628		
VE	NE	0			351	0.66	0.145	0		
<b>CALOR DEBIDO A LAS PERSONAS</b>										
		Numero de Personas =	100	Ganancia Sensible = 80 Kcal/hr				8000	5800	
				Ganancia Latente = 56 Kcal/hr						
<b>CALOR DEBIDO A LA ILUMINACION</b>										
				6,000 W				5159		
<b>CALOR DEBIDO A EQUIPOS</b>										
				5,000 W				4299		
								<b>CARGA FRIGORIFICA=</b>	34805	5800
								<b>CARGA SENSIBLE=</b>	34805	(kcal/hr)
								<b>CARGA LATENTE=</b>	5800	(kcal/hr)
								<b>CARGA TOTAL=</b>	40605	(kcal/hr)
								<b>CARGA TOTAL=</b>	13.4	TONS
									537	(BTU/H·m2)
								<b>Factor de Calor Sensible=</b>	0.86	

**Tabla 24 PROCESOS EN LA CARTA PSICROMETRICA**

Proceso	Nombre	DB	WB	HR	h	W	V	Dp
0 - 1	Calentamiento Sensible	A	A	D	A	C	A	C
0 - 2	Calentamiento con Humidificación	A	A	A ó D	A	A	A	A
0 - 3	Humidificación	C	A	A	A	A	A	A
0 - 4	Enfriamiento con Humidificación	D	A ó D	A	A ó D	A	A ó D	A
0 - 5	Enfriamiento Sensible	D	D	A	D	C	D	C
0 - 6	Enfriamiento con Deshumidificación	D	D	A ó D	D	D	D	D
0 - 7	Deshumidificación	C	D	D	D	D	D	D
0 - 8	Calentamiento con Deshumidificación	A	D	D	D	D	A	D

Leyenda:

DB : Temperatura de Bulbo Seco

WB : Temperatura de Bulbo Húmedo

HR : Humedad Relativa

h : Entalpía

W : Relación De Humedad

V : Volumen Especifico.

Dp : Temperatura de Punto de Rocío

A : Aumenta

C : Constante

D : Disminuye.

**Tabla 25 Datos Necesarios Para Calculos De Capacidad De Equipos**

Estado	Entalpía (h)	Temperatura (T)	Volumen Especifico (v)
<b>Valores Obtenidos Gráficamente</b>			
Exterior (E)	$h_E$		$v_E$
Sala (S)	$h_S$	$T_S$	
Insuflamiento (i)	$h_i$	$T_i$	$v_i$
<b>Valores Obtenidos después de ciertos Cálculos</b>			
Mezcla (M).....*	$h_M$	$T_M$	
Punto (x).....(**)	$h_x$		

\* Los valores de Punto de Mezcla se hallan luego de haber calculado

\*\* Los valores del punto "X" se hallan luego de haber determinado el

**Tabla 26: VALORES NECESARIOS PARA CALCULAR EL CAUDAL DE INSUFLAMIENTO TAL QUE SE CUMPLA CON EL NUMERO DE RENOVACIONES**

Punto	Entalpia $h_i$	Volumen Especifico. $v_i$	Caudal de insuflamiento. $\dot{V}_i$
	Valores sacados de la carta psicometrica		Valores Calculados Con ecuación E-90
1	$h_1$	$v_1$	$\dot{V}_1$
2	$h_2$	$v_2$	$\dot{V}_2$
3	$h_3$	$v_3$	$\dot{V}_3$
4	$h_4$	$v_4$	$\dot{V}_4$
5	$h_5$	$v_5$	$\dot{V}_5$

**TABLA 27: : RANGOS Y MEDIDAS DE LOS DESHUMIDIFICADORES CARGOCAIRE**

MODEL	NORMAL DRYING CAPACITY LB/HR	MAXIMUM DRY PROCESS AIR SCFM	NOMINAL PROCESS FACE AREA $FT^2$	MINIMUM REACTIVATION AIR REQUIRED SCFM	MAXIMUM REACTIVATION AIR REQUIRED SCFM
HC-600	3 - 20	600	1	100	230
HC-1125	3 - 40	1,125	1.88	100	400
HC-2250	10 - 60	2,250	3.75	250	600
HC-4500	20-120	4,500	7.5	500	1,300
HC-9000	40-300	9,000	15	1,000	2,800
HCE-15,000	100-750	15,000	25	2,000	7,500
HCE-20,000	130-1,000	20,000	33.3	2,700	10,000
HCE-30,000	200-1,500	30,000	50	4,000	15,000
HCE-40000	260-2,000	40,000	67.7	5,400	20,000

**TABLA 28: VELOCIDADES MÁXIMAS Y MINIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS**

DESIGNACIÓN	VELOCIDADES RECOMENDADAS (FPM)		
	RESIDENCIAS	COLEGIOS, TEATROS, EDIFICACIONES PUBLICAS	EDIFICACIONES INDUSTRIALES
Tomas de aire exterior.	500	500	500
Filtros	250	300	350
Serpentines de calefacción	450	500	600
Serpentines de enfriamiento	450	500	600
Lavadores de aire	500	500	500
Salidas de ventiladores	1000 - 1600	1300 - 2000	1600 - 2400
Ductos Principales	700 - 900	1000 - 1300	1200 - 1800
Ductos secundarias	600	600 - 900	800 - 1000
Mortantes	500	600 - 700	800
DESIGNACIÓN	VELOCIDADES MÁXIMAS (FPM)		
	RESIDENCIAS	COLEGIOS, TEATROS, EDIFICACIONES PUBLICAS	EDIFICACIONES INDUSTRIALES
Tomas de aire exterior.	800	900	1200
Filtros	300	350	350
Serpentines de calefacción	500	600	700
Serpentines de enfriamiento	450	500	600
Lavadores de aire	500	500	500
Salidas de ventiladores	1700	1500 - 2200	1700 - 2800
Ductos Principales	800 - 1200	1100 - 1600	1300 - 2200
Ductos secundarias	700 - 1000	800 - 1300	1000 - 1800
Mortantes	650 - 800	800 - 1200	1000 - 1600

**TABLA 29** Rugosidad efectiva ( $\varepsilon$ )

Material	$\varepsilon$ (ft)
Tuberías lisas comerciales de bronce, plomo, cobre ó plástico.	0.000005
Acero y hierro forjado	0.00015
Acero ó fierro galvanizado	0.0005
Hierro fundido	0.00085

Tabla 2, capítulo 2: Ashrae 2001 fundamentals Handbook

**TABLA 30** Diámetro estándar de tuberías

Diámetro Nominal (pulg)	Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Interior ( $D_i$ ) (mm)	Peso de la Tubería (kg/m)	Peso del Agua (kg/m)
½	15	<b>15.8</b>	1.265	0.196
¾	20	<b>20.93</b>	1.68	0.344
1	25	<b>26.64</b>	2.5	0.558
1 ¼	32	<b>35.05</b>	3.38	0.965
1 ½	40	<b>40.89</b>	4.05	1.313
2	50	<b>52.5</b>	5.43	2.165
2 ½	65	<b>62.71</b>	8.62	3.089
3	80	<b>77.93</b>	11.27	4.769
4	100	<b>102.26</b>	16.04	8.213
5	130	<b>128.19</b>	20.8	13
6	150	<b>154.05</b>	28.22	18.64
8	200	<b>205</b>	36.73	33.01
10	250	<b>257.5</b>	50.91	52.06
12	300	<b>307.1</b>	65.09	74.06
14	350	<b>336.6</b>	81.15	88.96
16	400	<b>387.4</b>	93.06	117
18	450	<b>438.2</b>	104.98	150.8
20	500	<b>489</b>	116.88	187.4

**TABLA 31: Longitud equivalente en pies de tubería para codos de 90°**

Velocidad (fps)	Diámetro de la tubería														
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	6	6	8	10	12
1	1.2	1.7	2.2	3	3.5	4.5	5.4	6.7	7.7	8.6	10.5	12.2	15.4	18.7	22.2
2	1.4	1.9	2.5	3.3	3.9	5.1	6	7.5	8.6	9.5	11.7	13.7	17.3	20.8	24.8
3	1.5	2	2.7	3.6	4.2	5.4	6.4	8	9.2	10.2	12.5	14.6	18.4	22.3	26.5
4	1.5	2.1	2.8	3.7	4.4	5.6	6.7	8.3	9.6	10.6	13.1	15.2	19.2	23.2	27.6
5	1.6	2.2	2.9	3.9	4.5	5.9	7	8.7	10	11.1	13.6	15.8	19.8	24.2	28.8
6	1.7	2.3	3	4	4.7	6	7.2	8.9	10.3	11.4	14	16.3	20.5	24.9	29.6
7	1.7	2.3	3	4.1	4.8	6.2	7.4	9.1	10.5	11.7	14.3	16.7	21	25.5	30.3
8	1.7	2.4	3.1	4.2	4.9	6.3	7.5	9.3	10.8	11.9	14.6	17.1	21.5	26.1	31
9	1.8	2.4	3.2	4.3	5	6.4	7.7	9.5	11	12.2	14.9	17.4	21.9	26.6	31.6
10	1.8	2.5	3.2	4.3	5.1	6.5	7.8	9.7	11.2	12.4	15.2	17.7	22.2	27	32

Ashrae 2001 HandBook – Capitulo 35 – Pag 35.5

**TABLA 32: Codos Equivalentes de Fierro y Cobre**

Accesorio	Tubería de Fierro	Tubería de cobre
Codo de 90°	1	1
Codo de 45°	0.7	0.7
Codo de 90° - radio largo	0.5	0.5
Codo Soldado de 90°	0.5	0.5
Acoplamiento Reductor	0.4	0.4
Curva abierta de retorno	1	1
Válvula Angular	2	3
Radiador o Convector	3	4
Caldera o calentador	3	4
Válvula compuerta abierta	0.5	0.7
Válvula globo abierta	12	17

**TABLA 33 : Dimensionamiento de tuberías de agua helada**

TUBERIAS DE AGUA HELADA (2.4 GPM / Ton)				
TONS		GPM		TUBERIA
0	0.5	0	1.2	1/2"Φ
0.5	1.5	1.2	3.6	3/4"Φ
1.5	3	3.6	7.2	1"Φ
3	6.5	7.2	15.6	1 1/4"Φ
6.5	10	15.6	24	1 1/2"Φ
10	19.5	24	46.8	2"Φ
19.5	31	46.8	74.4	2 1/2"Φ
31	55.5	74.4	133.2	3"Φ
55.5	113.5	133.2	272.4	4"Φ
113.5	178	272.4	427.2	5"Φ
178	257.5	427.2	618	6"Φ
257.5	462.5	618	1110	8"Φ
462.5	736	1110	1,766.40	10"Φ
736	1051.5	1766.4	2,523.60	12"Φ
1051.5	1277.5	2523.6	3,066.00	14"Φ

**TABLA 34 : Valores de eficiencias de las bombas**

Caudal (GPM)	Eficiencia ( $\eta$ )
Menores a 132 (GPM)	(41% - 68%)
(132 - 264) GPM	(46% - 75%)
Mayores a 264 (GPM)	(45% - 83%)

**TABLA 35 : Factor "k" que determina las**

Factor "k"	Potencia
102	kw
76	HP
75	cv



**TABLA 36 : CAPACIDADES DE TORRES DE ENFRIAMIENTO "BALTIMORE"**

SELECCIÓN de MODELOS de TORRES de ENFRIAMIENTO											
MARCA BALTIMORE											
MODELO FXT											
Modelo	Toneladas Nominales	(Capacidad en galones EEUU por minuto mostrada en las condiciones de temperatura(°F) en agua caliente/agua fría/bulbo húmedo)									
		95/85	95/85	100/85	105/90	95/85	100/85	105/90	95/85	100/85	105/90
		70 °F	75 °F	75 °F	75 °F	78 °F	78 °F	78 °F	80 °F	80 °F	80 °F
FXT-6	6	32	24	17	27	18	13	23	13	9	20
FXT-7.5	8	40	30	21	34	23	16	29	17	12	25
FXT-11	11	58	44	31	49	33	23	42	25	17	37
FXT-16	16	80	61	46	67	48	37	59	39	31	53
FXT-20	20	99	76	58	84	60	47	74	49	38	66
FXT-26	26	128	99	75	109	78	60	95	63	50	86
FXT-30	30	148	113	86	126	90	70	110	73	58	99
FXT-33	33	163	125	95	138	99	77	121	80	63	107
FXT-38	38	186	143	110	158	114	89	139	93	74	125
FXT-42	42	205	158	121	175	126	98	153	103	81	138
FXT-47	47	228	177	135	195	141	110	171	115	91	154
FXT-58	58	283	219	167	241	174	136	212	142	113	191
FXT-68	68	330	255	196	281	204	160	248	166	133	223
FXT-74	74	345	272	214	298	222	178	265	184	150	241
FXT-87	87	405	320	252	350	261	209	312	217	176	284
FXT-99	99	461	364	286	399	297	237	355	246	200	323
FXT-115	115	542	425	332	467	345	274	414	285	230	376
FXT-130	130	609	480	376	526	390	311	467	323	262	424
FXT-142	142	663	523	411	573	426	340	509	353	287	463
FXT-160	160	745	589	463	644	480	384	573	398	324	521
FXT-175	175	815	644	506	705	525	420	627	436	354	570
FXT-200	200	931	736	578	806	600	480	717	498	405	652
FXT-216	216	986	788	626	858	648	524	768	542	445	701
FXT-250	250	1,127	907	725	985	750	610	884	631	521	810
FXT-268	268	1,200	967	778	1,051	804	656	945	678	562	867
FXT-230	230	1,084	852	665	934	690	549	828	570	461	751
FXT-260	260	1,218	960	751	1,052	780	622	934	645	523	848
FXT-284	284	1,325	1,047	821	1,145	852	681	1,018	706	574	926
FXT-320	320	1,490	1,178	925	1,289	960	768	1,147	796	648	1,043
FXT-350	350	1,630	1,289	1,012	1,410	1,050	840	1,254	871	709	1,140
FXT-400	400	1,863	1,473	1,157	1,611	1,200	960	1,433	996	810	1,303
FXT-432	432	1,972	1,576	1,251	1,717	1,296	1,047	1,535	1,084	890	1,402
FXT-500	500	2,253	1,813	1,450	1,970	1,500	1,220	1,768	1,262	1,042	1,619
FXT-536	536	2,400	1,938	1,555	2,101	1,608	1,312	1,890	1,357	1,125	1,733

**TABLA 37 : Líneas de Líquido**

<b>Líneas de Líquido</b>				
Capacidad ( Tons )	Ø tubería cobre (Pulg.)	Pérdida de Presión		Carga de Refrigerante R22 (g/m)
		Por Fricción (PSI / 100 ft )	Por Diferencia de altura (PSI/FT)	
1	1/4	15	0.5	21.4
	5/16	3.7		37.3
1.5	1/4	32		21.4
	5/16	7.8		37.3
	3/8	2.8		57.6
2	5/16	12.5		37.3
	3/8	4.8		57.6
2.5	5/16	19		37.3
	3/8	7.1		57.6
	1/2	1.5		104.1
3	5/16	26		37.3
	3/8	9.7		57.6
	1/2	2.1		104.1
3.5	3/8	12		57.6
	1/2	2.7		104.1
4	3/8	17.5		57.6
	1/2	3.8		104.1
5	3/8	24.4		57.6
	1/2	5.3		104.1
	5/8	1.7		163.7
7.5	1/2	11		104.1
	5/8	3.5		163.7
	3/4	1.3		240
10	5/8	5.8		163.7
	3/4	2.3		240
12.5	5/8	8.5		163.7
	3/4	3.3		240
15	5/8	12		163.7
	3/4	4.5		240
	7/8	2.1		339.5

**TABLA 38 : Líneas de Gas**

Línea de Gas					
Capacidad ( Tons )	Carga (%)	Ø tubería cobre (Pulg.)	Velocidad del Gas (FPM)	Pérdidas Por Fricción (PSI / 100 ft )	Carga de Refrigerante R22 (g/m)
1	100%	1/2	1,981	7.5	2.2
		5/8	1,237	2.5	3.6
1.5	100%	5/8	1,856	5.5	3.6
		3/4	1,237	2	5.3
2	100%	5/8	2,473	9.1	3.6
		3/4	1,663	3.2	5.3
		7/8	1,181	1.5	7.5
2.5	100%	3/4	2,080	3.8	5.3
		7/8	1,499	2.1	7.5
3	100%	7/8	2,499	7	7.5
		1 1/8	1,801	3	14.5
3.5	100%	3/4	2,913	9.1	5.3
		7/8	2,099	4.1	7.5
		1 1/8	1,217	1.1	14.5
4	100%	7/8	2,401	5.2	7.5
		1 1/8	1,387	1.5	14.5
5	100%	7/8	2,998	8	7.5
		1 1/8	1,735	2.2	14.5
7.5	100%	1 1/8	2,604	4.3	14.5
		1 3/8	1,706	1.49	19.5
		1 5/8	1,207	0.64	27.5
	50%	1 1/8	1,302	1.31	14.5
		1 3/8	853	0.46	19.5
		1 5/8	604	0.18	27.5
10	100%	1 3/8	2,273	2.68	19.5
		1 5/8	1,607	1.19	27.5
		2 1/8	918	0.27	48
	50%	1 3/8	1,135	0.58	19.5
		1 5/8	804	0.34	27.5
		2 1/8	459	N.R	48
12.5	100%	1 3/8	2,844	3.81	19.5
		1 5/8	2,011	1.74	27.5
		2 1/8	1,151	0.46	48
	50%	1 3/8	1,420	0.61	19.5
		1 5/8	1,007	0.27	27.5
		2 1/8	574	N.R	48
15	100%	1 5/8	2,414	2.29	27.5
		2 1/8	1,381	0.61	48
	50%	1 5/8	1,207	0.7	27.5
		2 1/8	689	0.18	48

**TABLA 39 : Longitud Equivalente de Accesorios**

Longitud Equivalente de Accesorios						
Ø tubería cobre (Pulg.)	Codo 90°(ft)	Codo 45°(ft)	Curva 90°(ft)	Válvula en Angulo	Válvula Globo	Válvula de Retención
1/4	0.69	0.36	0.49	4.04	5.71	1.77
5/16	0.79	0.39	0.59	6.92	7.45	2.23
3/8	0.89	0.46	0.69	7.81	9.22	2.66
1/2	1.21	0.62	0.98	8.01	11.48	3.51
5/8	1.51	0.75	1.31	8.99	14.93	4.36
3/4	1.61	0.82	1.41	12.99	18.47	5.22
7/8	1.80	0.92	1.61	14.01	21.10	6.00
1 1/8	2.39	1.21	2.00	16.01	28.18	8.01
1 3/8	3.08	1.54	2.49	19.00	35.27	10.01
1 5/8	3.71	1.87	3.12	22.01	41.96	12.01
2 1/8	4.59	2.30	4.00	29.99	55.51	14.99
2 5/8	5.18	2.59	4.59	33.92	69.00	16.96
3 1/8	6.10	3.05	5.51	39.80	82.35	19.88
3 5/8	7.09	3.54	6.50	46.29	95.90	23.16

**TABLA 40: GUIA DE REFERENCIA MERV.**

Minimum Efficiency Reporting Value (MERV) Parameters

Standard 52.2 Minimum Efficiency Reporting Value (MERV)	Composite Average Particle Size Efficiency, % in Size Range, µm			Average Arrestance, %, by Standard 52.1 Method	Minimum Final Resistance	
	Range 1 0.30 - 1.0	Range 2 1.0 - 3.0	Range 3 3.0 - 10.0		Pa	in. of water
1	n/a	n/a	$E_3 < 20$	$A_{avg} < 65$	75	0.3
2	n/a	n/a	$E_3 < 20$	$65 \leq A_{avg} < 70$	75	0.3
3	n/a	n/a	$E_3 < 20$	$70 \leq A_{avg} < 75$	75	0.3
4	n/a	n/a	$E_3 < 20$	$75 \leq A_{avg}$	75	0.3
5	n/a	n/a	$20 \leq E_3 < 35$	n/a	150	0.6
6	n/a	n/a	$35 \leq E_3 < 50$	n/a	150	0.6
7	n/a	n/a	$50 \leq E_3 < 70$	n/a	150	0.6
8	n/a	n/a	$70 \leq E_3$	n/a	150	0.6
9	n/a	$E_2 < 50$	$85 \leq E_3$	n/a	250	1.0
10	n/a	$50 \leq E_2 < 65$	$85 \leq E_3$	n/a	250	1.0
11	n/a	$65 \leq E_2 < 80$	$85 \leq E_3$	n/a	250	1.0
12	n/a	$80 \leq E_2$	$90 \leq E_3$	n/a	250	1.0
13	$E_1 < 75$	$90 \leq E_2$	$90 \leq E_3$	n/a	350	1.4
14	$75 \leq E_1 < 85$	$90 \leq E_2$	$90 \leq E_3$	n/a	350	1.4
15	$85 \leq E_1 < 95$	$90 \leq E_2$	$90 \leq E_3$	n/a	350	1.4
16	$95 \leq E_1$	$95 \leq E_2$	$95 \leq E_3$	n/a	350	1.4

Note: The minimum final resistance shall be at least twice the initial resistance, or as specified above, whichever is greater. Refer to 10.7.1.1.<sup>45</sup>

<sup>45</sup> The minimum final resistance specified is for test purposes to determine minimum efficiency, not as a recommendation for actual use. For example, air cleaners used in residences may be changed or cleaned at a lower final resistance than that required by this standard. Also see Appendix A3.1.

**TABLA 41: VALORES TIPICOS DE FUNCIONAMIENTO DE FITROS DE INPIGMENTACION.**

Typical Performance Values of Impingement Filters

(Note that these are typical values)  
(Filter manufacturers should be contacted for performance data of specific filters)

Media Description	Face Velocity fpm (m/s)	Clean Pressure Drop in. w.g. (Pa)	ASHRAE 52.1 Arrestance Percent (1)	ASHRAE 52.2 MERV	Dust Holding Capacity (1)(2) g/m <sup>2</sup> (g/m <sup>2</sup> )	Final Pressure Drop in. w.g. (Pa)
2" washable metal, graded density, adhesive coated	350 (1.78)	0.06 (15)	60-70	1-2	110-120 (10.2-11.1)	0.50 (124)
1" washable metal, graded density, adhesive coated	350 (1.78)	0.05 (12)	50-60	1	100-110 (9.29-10.2)	0.50 (124)
2" formed screen permanent, washable	300 (1.52)	0.10 (25)	75-80	3-4	100-110 (9.29-10.2)	0.50 (124)
1" thick spun-glass	300 (1.52)	0.06 (15)	60-70	1-2	40-50 (3.71-4.65)	0.50 (124)
2" thick spun-glass	300 (1.52)	0.08 (15)	70-80	3-4	50-65 (4.65-6.04)	0.50 (124)
1" thick dual-density polyester	300 (1.52)	0.14 (35)	85-90	4	40-50 (3.71-4.65)	0.50 (124)
0.5" thick monodensity polyester	300 (1.52)	0.10 (24.9)	80-85	4	35-45 (3.25-4.18)	0.50 (124)
1" thick monodensity polyester	350 (1.78)	0.08 (20)	80-85	4	40-50 (3.71-4.65)	0.50 (124)
1" thick passive electrostatic polyethylene media	350 (1.78)	0.12 (30)	60-90	4	40-50 (3.71-4.65)	0.50 (124)

Notes:  
(1) Average value to the final pressure drop shown  
(2) Note that dust holding capacity is given in terms of grams per square foot

**TABLA 42 : LIMITACIONES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD DE LOS COMPONENTES DE LOS FILTROS HEPA.**

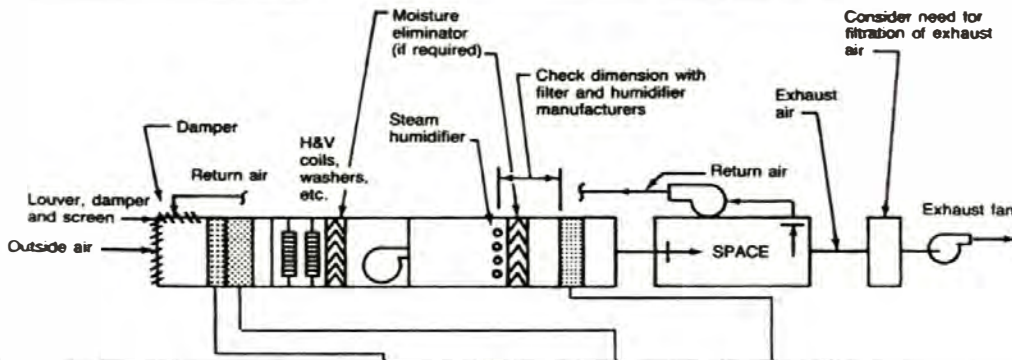
Temperature and Humidity Limitations of HEPA Filter Components

Component	Material	Max Temperature °F (°C)	Max. R.H. Percent
Frame	Exterior-Grade Plywood	250 (120)	100
	Fire-Retardant Plywood	250 (120)	100
	Particle Board	250 (120)	80
	Galvanized Steel	750 (120)	100
	Aluminum	750 (120)	100
	304 Stainless Steel	2000 (1100)	100
Media	All-Glass Waterproof	750 (400)*	100
	MIL Spec (MIL-F-51079)	750 (400)*	100
	ULPA	750 (400)*	100
	Acid Resistant	450 (230)	100
	PTFE Membrane	545 (285)***	100
Separators	Paper (Special Treated)	250 (120)	100
	Aluminum	750 (400)	100
	Vinyl-coated Aluminum	400 (205)	100
	Stainless Steel	2000 (1095)	100
Sealant	Neoprene Base	200 (95)	100
	Solid Polyurethane	250 (120)	100
	Ceramic	2000 (1090)	100
	RTV Silicone	500 (260)	100
Gaskets	Closed Cell Neoprene	200 (95)	100
	Silicone Rubber	500 (260)	100
	Silicone Fluid Seal	500 (260)	100
	200 Compressed Glass**	750 (400)	100

Notes:  
\* Material remains functional but loss of binder reduces strength.  
\*\* Loss of compressive strength occurs over 250°F (121°C)  
\*\*\* Witkol M. et. al. Expanded Polyethylene-coarse-grains (PTFE) and their Application, W.L.Gore and Associates, Elkton, MD

**TABLA 43: APLICACIONES TÍPICAS DE LOS FILTROS.**

**Typical Filter Applications Classified by Filter Efficiency and Type<sup>a</sup>**



Application	System Designator <sup>b</sup>	Pre-filter	Pre-filter/Filter	Final Filter	Application Notes		
Warehouse, storage, shop and process areas, mechanical equipment rooms, electrical control rooms, protection for heating and cooling coils	A1	None	None	50 to 85% arrestance	Panel-type or automatic roll	None	Reduce larger particle settling. Protect coils from dirt and lint.
	A2	None	None	25 to 30% dust spot	Pleated panel or extended surface	None	
Special process areas, electrical shops, paint shops, average general offices and laboratories	B1	None	None	75 to 90% arrestance, 35 to 60% dust spot	Extended surface, cartridge, bag-type, or electronic (manually cleaned or replaceable media)	None	Average housecleaning. Reduces lint in airstream. Reduces ragweed pollen >85% at 35%. Removes all pollens at 60%, somewhat effective on particles causing smudge and stain.
Analytical laboratories, electronics shops, drafting areas, conference rooms, above-average general offices	C1	75 to 85% arrestance, 25 to 40% dust spot	Extended surface, cartridge, or bag-type	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Bag-type, cartridge, or electronic (semi-automatic cleaning)	None	Above average housecleaning. No settling particles of dust. Cartridge and bag-types very effective on particles causing smudge and stain, partially effective on tobacco smoke. Electronic types quite effective on smoke.
	C2	None	None	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Electronic (agglomerator) with bag or cartridge section	None	
Hospitals, pharmaceutical R&D and manufacturing (non-aseptic areas only), some clean ("gray") rooms	D1	75 to 85% arrestance, 25 to 40% dust spot	Extended surface, cartridge, or bag-type	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Bag-type, cartridge, electronic (semi-automatic cleaning)	95% DOP disposable cell	Excellent housecleaning. Very effective on particles causing smudge and stain, smoke and fumes. Highly effective on bacteria.
	D2	None	None	>98% arrestance, 80 to 95% dust spot	Electronic (agglomerator) with bag or cartridge section	None	
Aseptic areas in hospital and pharmaceutical R&D and manufacturing, Cleanrooms in film and electronics manufacturing, radioactive areas, etc. <sup>c</sup>	E1	75 to 85% arrestance, 25 to 40% dust spot	Extended surface, cartridge, or bag-type	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Bag-type, cartridge, electronic (semi-automatic cleaning)	299.97% DOP disposable cell	Protects against bacteria, radioactive dusts, toxic dusts, smoke, and fumes.

<sup>a</sup> Adapted from a similar table courtesy of E.L. du Pont de Nemours & Company.  
<sup>b</sup> System designators have no significance other than their use in this table.  
<sup>c</sup> Electronic agglomerators and air cleaners are not usually recommended for cleanroom applications.

**TABLA 44:** Relaciones Aproximadas entre el Std-52.1 y Std-52.2.

**Table 3 Cross-Reference and Application Guidelines (Table E-1, ASHRAE Standard 52.2)**

Std. 52.2 Minimum Efficiency Reporting Value (MERV)	Approx. Std. 52.1 Results		Application Guidelines		
	Duct Spot Efficiency	Arrestance	Typical Controlled Contaminant	Typical Applications and Limitations	Typical Air Filter/Cleaner Type
20	n/a	n/a	5.0-30 µm Particle Size Virus (unattached)	Cleanrooms Radioactive materials	<b>HEPA/ULPA Filters</b> ≥99.999% efficiency on 0.1-0.2 µm particles. IEST Type F
19	n/a	n/a	Carbon dust Sea salt	Pharmaceutical manufacturing Carcinogenic materials	≥99.999% efficiency on 0.3 µm particles. IEST Type D
18	n/a	n/a	All combustion smoke Radon progeny	Orthopedic surgery	≥99.99% efficiency on 0.3 µm particles. IEST Type C
17	n/a	n/a			≥99.97% efficiency on 0.3 µm particles. IEST Type A
16	n/a	n/a	0.3-1.0 µm Particle Size All bacteria	Hospital inpatient care General surgery	<b>Bag Filters</b> Nonsupported (flexible) microfine fiberglass or synthetic media. 300 to 900 mm deep, 6 to 12 pockets.
15	>95%	n/a	Most tobacco smoke Droplet nuclei (sneeze)	Smoking lounges Superior commercial buildings	<b>Box Filters</b> Rigid style cartridge filters 150 to 300 mm deep may use lofted (air laid) or paper (wet laid) media.
14	90-95%	>98%	Cooking oil Most smoke		
13	80-90%	>98%	Insecticide dust Copier toner Most face powder Most paint pigments		
12	70-75%	>95%	1.0-3.0 µm Particle Size Legionella	Superior residential Better commercial buildings	<b>Bag Filters</b> Nonsupported (flexible) microfine fiberglass or synthetic media. 300 to 900 mm deep, 6 to 12 pockets.
11	60-65%	>95%	Humidifier dust Lead dust	Hospital laboratories	<b>Box Filters</b> Rigid style cartridge filters 150 to 300 mm deep may use lofted (air laid) or paper (wet laid) media.
10	50-55%	>95%	Milled flour Coal dust		
9	40-45%	>90%	Auto emissions Nebulizer drops Welding fumes		
8	30-35%	>90%	3.0-10.0 µm Particle Size Mold	Commercial buildings Better residential	<b>Plated Filters</b> Disposable, extended surface, 25 to 125 mm thick with cotton-polyester blend media, cardboard frame.
7	25-30%	>90%	Sports Hair spray	Industrial workplaces Paint booth inlet air	<b>Cartridge Filters</b> Graded density viscous coated cube or pocket filters, synthetic media
6	<20%	85-90%	Fabric protector Dusting aids		<b>Throwaway</b> Disposable synthetic media panel filters
5	<20%	80-85%	Cement dust Pudding mix Snuff Powdered milk		
4	<20%	75-80%	>10.0 µm Particle Size Pollen	Minimum filtration Residential	<b>Throwaway</b> Disposable fiberglass or synthetic panel filters
3	<20%	70-75%	Spanish moss Dust mites	Window air conditioners	<b>Washable</b> Aluminum mesh, latex coated animal hair, or foam rubber panel filters
2	<20%	65-70%	Sanding dust Spray paint dust		<b>Electrostatic</b> Self charging (passive) woven polycarbonate panel filter
1	<20%	<65%	Textile fibers Carpet fibers		

Note: A MERV for other than HEPA/ULPA filters also includes a test airflow rate, but it is not shown here because it is of no significance for the purposes of this table.

**TABLA 45: Presupuesto Base.**

Cliente					
Proyecto					
Atención					
Fecha					
Referencia					
Item	Cant.	Unidad	Descripción	US\$ P.unit.	US\$ P.total
1			<b>EQUIPOS Y ACCESORIOS</b>		
	1	u	Chillers		
	1	u	Torres de enfriamiento		
	1	u	Bombas de agua y condensado		
	1	u	Equipos de expansión directa		
	1	u	Deshumidificadores		
	1	u	Inyectores de aire		
	1	u	Extractores de aire		
	1	u	Colectores de polvo		
	1	u	Resistencias eléctricas		
	1	u	Termómetros		
	1	u	Manómetros		
	1	u	Filtros de aire		
	1	u	termostatos		
	1	u	manómetros diferenciales de presión		
	1	u	Tanques separador de aire		
	1	u	Tanque de expansión		
	2			<b>MATERIALES</b>	
1		kg	Ductos de fierro galvanizado		
1		m <sup>2</sup>	Aislamiento térmico para los ductos		
1		Pulg <sup>2</sup>	Difusores y rejillas		
1		m	Tuberías de acero Sch-40		
1		m <sup>2</sup>	Aislamiento térmico para las tuberías ( Armaflex)		
3			<b>INSTALACIONES MECANICAS ELECTRICAS</b>		
	1	u	Transporte e izaje de equipos y accesorios		
	2	u	Instalación mecánica del chiller y bombas		
	3	u	Instalaciones mecánicas de los inyectores y extractores		
	4	u	Instalaciones mecánicas de los equipos de expansión directa		
	5	u	Instalación mecánica eléctrica de los deshumidificadores		
	6	u	Instalación mecánica eléctrica de los colectores de polvo		
	7	u	Tableros eléctricos		
SUB TOTAL US\$					0
IGV US\$					0
TOTAL US\$					0



**TABLA 45 : AMBIENTES CON FILTROS HEPA.**

**CORPORACIÓN MEDICA S.A.C.**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA**

No.	Descripción	USO DE PRODUCCIÓN	RESERVA OPERACIONAL PASADIZO	FILTRO %	HEPA FILTRO %	TEMP (°C)	HUMEDAD %	Nº DE PERSONAS	CANTIDAD DE AIRE / H. INGRESO	AIRE FRESCO %
<b>AMBIENTES CON FILTRO HEPA 99.97% TERMINAL</b>										
1	24	FABRICACION DE UNGÜENTOS	+0.05 + EXTRACCIÓN	99.99	95	20 +/- 1		2	40	20
2	25-26	SALA DE ENVASADOS LIQUIDOS	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	2	40	20
3	27	ENVASADO DE UNGÜENTOS	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	4	40	20
4	28	SALA DE ENFRIAMIENTO	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	40	20
5	29	ENVASADO DE AMPOLLAS	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	75	20
6	29A-29B-29C	PRE VESTIER - VESTIER	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	40	20
7	30	LAVADO DE AMPOLLAS	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	2	40	20
8	31	SALA DE FILTRADO AREA ESTERIL	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	60	20
9	32	SALA DE FABRICACION INYECTABLES	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	60	20
10	32-A	ESCLUSA INYECTABLES	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	60	20
11	45	CABINA DE MUESTREO ASEPTICO	-0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	40	20
12	64	PRUEBAS - MICROBIOLOGIA	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	40	20
13	65	SALA DE SIEMBRA - MICROBIOLOGIA	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	2	40	20
14	66	CUARTO ESTERIL - MICROBIOLOGIA	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	75	20
15	67	SALA DE PREPARACION - MICROBIOLOGIA	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	3	40	20
16	68	INOCULOS - MICROBIOLOGIA	0.05	99.99	95	20 +/- 1	50 +/- 5	1	40	20
17	23	AREA DE FABRICACION DE LIQUIDOS	0.05	99.99	—	20 +/- 1		2	40	100

**TABLA 47: AMBIENTES CON FILTROS BOLSA**

**CORPORACIÓN MEDICA S.A.C.**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA**

No.	Descripción	USO DE PRODUCCIÓN	RESERVA OPERACIONAL PASADIZO	FILTRO %	HEPA FILTRO %	TEMP (°C)	HUMEDAD %	Nº DE PERSONAS	CANTIDAD DE AIRE / H. INGRESO	AIRE FRESCO %
<b>AMBIENTES CON FILTRO BOLSA DE 95 % EN EL DUCTO</b>										
1	9	TABLETEADORA 1	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
2	10	TABLETEADORA 2	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
3	13	ENVASADO DE POLVOS - ZUTYL	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
4	14	UROPLUS	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	2	20	20
5	17	ENCINTADO	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
6	18	TABLETEADORA 3	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
7	19	ENCAPSULADORA ULTRA	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
8	20	ENCAPSULADORA ELANCO	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
9	21	ENCAPSULADO LUSTRADORA	-0.05	95	—	20 +/- 1	35 +/- 5	1	20	100
10	2	MOLINO 1	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
11	2	ESTUFA SECADO HOFFMANN	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
12	3	ARTOFEX GRANULADO	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
13	3	GLATT SECADO	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
14	4	MEZCLADORA EN "Y" PK 20 DE 300	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
15	5	SALA DE ESTUFA IMULSA	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
16	6	MEZCLADORA IMULSA DE 100K	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
17	7	FILM COATING (HI COATER)	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
18	8	FILM COATING 2 (BOMBO CONVENCIONAL)	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
19	11	ALMACEN DE PUNZONES	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	100
20	12	ALMACEN DE SEMEJAS RASGADOS	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	
21	15	AREA DE BUSTERA A	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	03-Jun	20	100
22	16	AREA DE BUSTERA B	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	03-Jun	20	100
23	18-A	CONTROLES EN PROCESO	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1		
24	22	GRANEL ALMACEN	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	
25	30-A	DESCARTONADO DE AMPOLLAS	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	20
26	34	CODIFICACION	0.05	95	—	22 +/- 1	50 +/- 5	3	20	20
27	35	ACONDICIONADO	0.05	95	—	22 +/- 1	50 +/- 5	36	20	20
28	46-47-48	CABINAS DE DISPENSACION	-0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	
29	46-A	ESCLUSA DE CABINAS DE DISPENSACION	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	20
30	48-A	ALMACEN DE PRODUCTOS DISPENSADOS	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	20
31	55	BANDEJAS PARA FRASCOS	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	2	20	20
32	61	ALMACEN DE REACTIVOS	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	20
33	62	LABORATORIO FISICO QUIMICO	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	5	10	20
34	63	ESTABILIDADES	0.05	95	—	20 +/- 1	50 +/- 5	1	20	20
35	1	CORREDOR TECNICO	-0.05	95	—			2	20	
36	23	AREA DE FABRICACION DE LIQUIDOS	INYECCIÓN+ EXTRAC	95	—	20 +/- 1		2	20	100
37	56	SALA DE LAVADO DE MAQUINAS	0.05	95	—	22 +/- 1			20	
38	73-A	VESTIDORES HOMBRES	0.05	95	—	22 +/- 1		40	20	20
39	74-A	VESTIDORES MUJERES	0.05	95	—	22 +/- 1		75	20	20
40	75A / 76-A	VESTIDORES SUPERVISORES	0.05	95	—	22 +/- 1		10	20	20
41		PASADIZO DE CIRCULACIÓN PLANTA		95	—	22 +/- 1				



**TABLA 50: CALCULO DE CAUDALES POR NUMERO DE RENOVACIONES**

**CORPORACION MEDICA S.A.C.**

**SERVICIOS HIGIENICOS Y VESTIDORES (VENTILACION)**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
vestidores supervisores	14.8	3.8	56.24	20	20	662
ss hh. supervisores	14.0	3.8	53.2	20	20	626
ss hh. Hombres	34.3	3.8	130.3	20	20	1,534
vestidores hombres	46.2	3.8	175.6	20	20	2,066
ss hh. Hombres-ropa	3.0	3.8	11.4	20	20	134
vestidores supervisoras	14.0	3.8	53.2	20	20	626
ss hh. supervisoras	11.2	3.8	42.7	20	20	503
ss hh. Mujeres	49.5	3.8	188.2	20	20	2,214
vestidores mujeres	47.1	3.8	178.8	20	20	2,104

10,468

**MICROBIOLOGIA:**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Inoculos	3.36	2.8	9.41	20	40	221
Sala de preparación	19.82	2.4	47.57	20	40	1,119
Esclusa (control de calidad-sala de preparación)	5.35	2.4	12.84	20	20	151
Area esteri	7.00	2.4	16.80	20	75	741
Esclusa (area esteri-sala de siembra)	3.96	2.4	9.50	20	20	112
Sala de siembra	13.40	2.4	32.16	20	40	757
Pruebas	2.80	2.4	6.72	20	40	158

3,260

**CONTROL DE CALIDAD :**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Estabilidades	9.59	2.8	26.85	20	20	316
Control de calidad	88.25	2.8	247.10	20	10	1,454
Validaciones	19.85	2.8	55.58	20	0	-

**INSTRUMENTACION:**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Sala de instrumentacion	36.87	2.8	103.24	20	20	1,215
Sala de pesado	4.54	2.8	12.71	20	20	150
Almacén de reactivos	7.49	2.8	20.97	20	20	247

**INYECTABLES:**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Sala de envasado	35.60	2.80	99.68	20	75	4,396
Pre-Vestier 1	2.24	2.80	6.27	20	40	148
Pre-Vestier 2	2.00	2.80	5.60	20	40	132
Pre-Vestier 3	2.00	2.80	5.60	20	40	132
Esclusa inyectables	5.28	2.80	14.76	20	60	522
Control visual	5.28	2.80	14.78	20	40	348
Circulacion	11.32	2.80	31.70	20	20	373
Sala de filtracion	7.95	2.80	22.26	20	60	786
Sala de fabricación inyec.	7.82	2.80	21.90	20	60	773
Descartado	4.38	2.80	12.26	20	20	144
Sala de enfriamiento	14.00	3.40	47.60	20	40	1,120
Sala de enfriamiento	8.00	2.80	22.40	20	40	527
Lavado de ampollas	22.73	3.40	77.28	20	40	1,819
Lavado de ampollas	8.40	2.80	23.52	20	40	554

1,647

2,372

**CREMAS**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Esclusa	5.27	3.40	17.92	20	20	211
Circulación	7.25	2.80	20.30	20	20	239
Circulación	29.00	3.40	98.60	20	20	1,160
Fabricación ungüentos	18.93	2.80	53.00	20	40	1,247
Lavado frascos-Envasado líquidos	31.97	2.80	89.52	20	40	2,107
Envasado ungüentos	9.65	2.80	27.02	20	40	636

1,399

**FABRICACION DE LIQUIDOS**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Fabricación líquidos	21.50	3.40	73.10	100	40	1,720
Fabricación líquidos	9.92	2.80	27.78	100	40	654

2,374

**REVISION DE AMPOLLAS**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Revisión de ampollas	27.30	3.40	92.82	20	20	1,092

**SOLIDOS 1**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
<b>Corredor Solidos 1 (VENTILACION)</b>						
Corredor solidos 1	11.85	4.80	56.88	100	20	669
Corredor solidos 1	30.20	2.80	84.56	100	20	995
Esclusa	10.17	4.80	48.82	100	20	574
Esclusa	27.36	2.80	76.61	100	20	901
Secado 1	10.54	2.80	29.51	100	20	347
Secado 2	10.54	2.80	29.51	100	20	347
Secado 3	11.23	2.80	31.44	100	20	370
Mezclado 1	12.53	2.80	35.08	100	20	413
Mezclado 1	10.54	4.80	50.59	100	20	595
Mezclado 2	10.20	2.80	28.56	100	20	336
Film coating 1	9.94	2.80	27.83	100	20	327
Film coating 2	11.00	2.80	30.80	100	20	362

**SOLIDOS 2:**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Esclusa	4.96	3.40	16.86	100	20	198
Corredor Sólidos 2	17.48	3.40	59.43	100	20	699
Corredor Sólidos 2	21.97	2.80	61.52	100	20	724
Punzones	1.53	3.40	5.20	100	20	61
Punzones	2.15	2.80	6.02	100	20	71
Tableteadora 1	6.80	3.40	23.12	100	20	272
Tableteadora 2	4.09	3.40	13.91	100	20	164
Tableteadora 3	7.17	3.40	24.38	100	20	287
Encapsulado 1	6.80	2.80	19.04	100	20	224
Encapsulado 2	6.80	2.80	19.04	100	20	224
Lustrado cápsulas	7.80	2.80	21.28	100	20	250
Zutiera-Envasado polvos zutyl	6.08	2.80	17.02	100	20	200
Encintadora	10.21	2.80	28.59	100	20	336

**ALMACEN DE SEMIELABORADOS**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Almacén semielaborados	14.08	2.80	39.42	20	20	464

**UROPLUS**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Uroplus	4.66	2.80	13.05	20	20	154
Esclusa	3.27	2.80	9.16	20	20	108

**BLISTERAS:**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Blistera 1	6.6	2.8	23.9	100	20	282
Blistera 2	9.7	2.8	27.0	100	20	318
Pasadiso	15.5	2.8	43.4	100	20	511
Almacén gránulos	10.8	2.8	30.3	100	20	356

**ACONDICIONADO**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Acondicionado (Faja Transportadora)	22.00	2.80	61.60	20	--	
Acondicionado	259.00	2.80	725.20	20	--	
Codificación	43.00	2.80	120.40	20	--	

**OFICINAS**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Jefe de producción	14.4	2.8	40.3	20	--	
Supervisor sólidos-Supervisor no sólidos	19.6	2.8	54.9	20	--	
Controles en proceso	13.8	2.8	38.8	20	--	

**CORREDOR PRINCIPAL (VENTILACION)**

Ambiente	Area m2	Altura m	Volumen m3	Aire fresco %	#cam/hr	Caudal CFM
Circulación 1	70.00	2.80	196.00	100	20	2,306.27
Circulación 2	55.00	2.80	154.00	100	20	1,812

**TABLA 51 : CAUDALES DE AIRE A TRAVÉS DE LAS PUERTAS Y VANOS**

Codigo de la Puerta	Dimensiones Puerta o ventana		Abertura de fuga (Fuga)				Area de Fuga (Pie <sup>2</sup> )	Coef. De Flujo (C <sub>d</sub> )	Características del Aire del lado de Mayor Presion						Diferencial de Presion DP			Caudal de Aire (CFM)	
	Alto (m)	Ancho (m)	Lateral (el.)	Superior (es)	Inferior (el)	Central (ec)			Altitud (masm)	TBS (°F)	HR%	Patm. (PSI)	Vol. Esp. (Pie <sup>3</sup> /Lb)	Densidad (Lb/Pie <sup>3</sup> )	ΔT	Pu. g.c.a	Pa.	Calculado	STD
Puerta 1	2.1	0.80	1/16	1/16	7/16		0.181	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	116.61	120
Puerta 2	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	134.26	135
Puerta 3	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	134.26	135
Puerta 4	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 5	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 6	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 7	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 8	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 9	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 10	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	80%	14.52	14.41	0.069	1	0.06	14.9	157.96	160
Puerta 11	2.1	0.80	1/16	1/16	7/16		0.181	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	116.61	120
Puerta 12	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	189.87	190
Puerta 13	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 14	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 15	2.1	0.95	1/16	1/16	7/16		0.201	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	3	0.18	44.7	224.90	225
Puerta 16	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	4	0.24	59.7	250.87	255
Puerta 17	2.1	1.72	1/16	1/16	7/16	1/8	0.376	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	243.61	245
Puerta 18	2.1	0.92	1/16	1/16	7/16		0.197	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	127.20	130
Puerta 19	2.1	0.70	1/16	1/16	7/16		0.167	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	107.79	110
Puerta 20	2.1	0.70	1/16	1/16	7/16		0.167	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	107.79	110
Puerta 21	2.1	0.70	1/16	1/16	7/16		0.167	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	107.79	110
Puerta 22	2.1	0.70	1/16	1/16	7/16		0.167	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	107.79	110
Puerta 23	2.1	1.12	1/16	1/16	7/16	1/8	0.296	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	190.88	195
Puerta 24	2.1	0.92	1/16	1/16	7/16		0.197	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	127.20	130
Puerta 25	2.1	1.12	1/16	1/16	7/16	1/8	0.296	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	190.88	195
Puerta 26	2.1	0.92	1/16	1/16	7/16		0.197	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	127.20	130
Puerta 27	2.1	0.92	1/16	1/16	7/16		0.197	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	127.20	130
Puerta 28	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	134.26	135
Puerta 29	2.1	0.92	1/16	1/16	7/16		0.197	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	127.20	130
Puerta 30	2.1	1.72	1/16	1/16	7/16	1/8	0.376	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	243.61	245
Puerta 31	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	153.87	155
Puerta 32	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	153.87	155
Puerta 33	2.1	1.72	1/16	1/16	7/16	1/8	0.376	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	243.61	245
Puerta 34	2.1	1.72	1/16	1/16	7/16	1/8	0.376	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	243.61	245
Puerta 35	2.1	1.42	1/16	1/16	7/16	1/8	0.337	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	217.34	220
Puerta 36	2.1	1.42	1/16	1/16	7/16	1/8	0.337	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	217.34	220
Puerta 37	2.1	1.42	1/16	1/16	7/16	1/8	0.337	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	217.34	220
Puerta 38	2.1	1.42	1/16	1/16	7/16	1/8	0.337	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	217.34	220
Puerta 39	2.1	1.42	1/16	1/16	7/16	1/8	0.337	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	217.34	220
Puerta 40	2.1	1.42	1/16	1/16	7/16	1/8	0.337	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	217.34	220
Puerta 41	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	153.87	155
Puerta 42	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	3	0.18	44.7	266.60	270
Puerta 43	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	217.32	220
Puerta 44	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	189.87	190
Puerta 45	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	189.87	190
Puerta 46	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	134.26	135
Puerta 47	2.1	1.70	1/16	1/16	7/16		0.304	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	4	0.24	59.7	401.91	405
Puerta 48	2.1	1.18	1/16	1/16	7/16		0.233	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	3	0.18	44.7	266.60	270
Puerta 49	2.1	1.18	1/16	1/16	7/16		0.233	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	3	0.18	44.7	266.60	270
Puerta 50	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	189.87	190
Puerta 51	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	3	0.16	44.7	238.40	240
Puerta 52	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	317.35	320
Puerta 53	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	317.35	320
Puerta 54	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	317.35	320
Puerta 55	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	0	0.00	0.0	0.00	0
Puerta 56	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	189.87	190
Puerta 57	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.8	217.32	220

Puerta 58	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	217.32	220
Puerta 59	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	217.32	220
Puerta 60	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	153.67	155
Puerta 61	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16		0.276	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	1	0.06	14.9	182.67	185
Puerta 62	2.1	1.95	1/16	1/16	7/16	1/8	0.408	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	1	0.06	14.9	270.76	275
Puerta 63	2.1	1.80	1/16	1/16	7/16	1/8	0.389	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	3	0.18	44.7	445.48	450
Puerta 64	2.1	1.40	1/16	1/16	7/16		0.253	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	3	0.18	44.7	301.07	305
Puerta 65	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	84.2	80%	14.52	14.34	0.070	4	0.24	59.7	315.08	320
Puerta 66	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	224.40	225
Puerta 67	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16		0.276	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	3	0.18	44.7	308.94	310
Puerta 68	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	3	0.18	44.7	388.68	390
Puerta 69	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 70	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 71	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 72	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 73	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 74	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 75	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	2	0.12	29.6	317.35	320
Puerta 76	2.1	1.22	1/16	1/16	7/16		0.238	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	4	0.24	59.7	307.33	310
Puerta 77	2.1	2.00	1/16	1/16	7/16	1/8	0.416	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	4	0.24	59.7	537.03	540
Puerta 78	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 79	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 80	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	125.43	130
Puerta 81	2.1	1.00	1/16	1/16	7/16		0.208	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	1	0.06	14.9	134.26	135
Puerta 82	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	5	0.30	74.6	280.48	285
Puerta 83	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	5	0.30	74.6	280.48	285
Puerta 84	2.1	1.83	1/16	1/16	7/16	1/8	0.393	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	4	0.24	59.7	507.03	510
Puerta 85	2.1	0.90	1/16	1/16	7/16		0.194	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	6	0.36	89.5	307.25	310
Puerta 86	2.1	1.50	1/16	1/16	7/16	1/8	0.348	0.65	100	68.0	55%	14.52	13.64	0.073	6	0.36	89.5	549.67	550
Vano 1	0.4	0.1					0.430	0.65	100	68.0	35%	14.52	13.58	0.074	1	0.06	14.9	277.11	280

TABLE 52

Table 45 Selection Guide for Vibration Isolation

Equipment Type	Horsepower and Other	Rpm	Equipment Location (Note 1)												Reference Notes
			Slab on Grade			Up to 20 ft Floor Span			30 to 30 ft Floor Span			30 to 40 ft Floor Span			
			Base Type	Isolator Type	Mdn. Defl., in.	Base Type	Isolator Type	Mdn. Defl., in.	Base Type	Isolator Type	Mdn. Defl., in.	Base Type	Isolator Type	Mdn. Defl., in.	
<b>Refrigeration Machines and Chillers</b>															
Base compressors	All	All	A	2	0.25	C	3	0.75	C	3	1.75	C	4	2.50	2,3,12
Reciprocating	All	All	A	2	0.25	A	4	0.75	A	3	1.75	A	4	2.50	2,3,12
Centrifugal	All	All	A	1	0.25	A	4	0.75	A	3	1.75	A	3	1.75	2,3,4,12
Open centrifugal	All	All	C	1	0.25	C	4	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	2,3,12
Absorption	All	All	A	1	0.25	A	4	0.75	A	3	1.75	A	3	1.75	
<b>Air Compressors and Vacuum Pumps</b>															
Tank-mounted	Up to 10	All	A	3	0.75	A	3	0.75	A	3	1.75	A	3	1.75	3,13,15
	15 and over	All	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	3,13,15
Base-mounted	All	All	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	3,13,14,15
Large reciprocating	All	All	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	3,13,14,15
<b>Pumps</b>															
Close coupled	Up to 7.5	All	B	2	0.25	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	0.75	16
	10 and over	All	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	16
Large inline	5 to 25	All	A	3	0.75	A	3	1.75	A	3	1.75	A	3	1.75	
	30 and over	All	A	3	1.75	A	3	1.75	A	3	1.75	A	3	2.50	
End suction and split case	Up to 40	All	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	16
	50 to 125	All	C	3	0.75	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	2.50	10,16
	150 and over	All	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	C	3	2.50	10,16
<b>Cooling Towers</b>															
	All	Up to 300	A	1	0.25	A	4	3.50	A	4	3.50	A	4	3.50	5,8,18
		301 to 500	A	1	0.25	A	4	2.50	A	4	2.50	A	4	2.50	5,18
		500 and over	A	1	0.25	A	4	0.75	A	4	0.75	A	4	1.75	5,18
<b>Boilers—Fire-tube</b>															
	All	All	A	1	0.25	B	4	0.75	B	4	1.75	B	4	2.50	4
<b>Axial Fans, Fan Heads, Cabinet Fans, and Fan Sections</b>															
Up to 22 in. dia.	All	All	A	2	0.25	A	3	0.75	A	3	0.75	C	3	0.75	4,9
24 in. dia. and over	Up to 2 in. s.p.	Up to 300	B	3	2.50	C	3	3.50	C	3	3.50	C	3	3.50	9
		300 to 500	B	3	0.75	B	3	1.75	C	3	2.50	C	3	2.50	9
		501 and over	B	3	0.75	B	3	1.75	B	3	1.75	B	3	1.75	9
	2.1 in. s.p. and over	Up to 300	C	3	2.50	C	3	3.50	C	3	3.50	C	3	3.50	3,9
		300 to 500	C	3	1.75	C	3	1.75	C	3	2.50	C	3	2.50	3,8,9
		501 and over	C	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	C	3	2.50	3,8,9
<b>Centrifugal Fans</b>															
Up to 22 in. dia.	All	All	B	2	0.25	B	3	0.75	B	3	0.75	C	3	1.75	9,19
24 in. dia. and over	Up to 40	Up to 300	B	3	2.50	B	3	3.50	B	3	3.50	B	3	3.50	8,19
		300 to 500	B	3	1.75	B	3	1.75	B	3	2.50	B	3	2.50	8,19
		501 and over	B	3	0.75	B	3	0.75	B	3	0.75	B	3	1.75	8,19
	50 and over	Up to 300	C	3	2.50	C	3	3.50	C	3	3.50	C	3	3.50	2,3,8,9,19
		300 to 500	C	3	1.75	C	3	1.75	C	3	2.50	C	3	2.50	2,3,8,9,19
		501 and over	C	3	1.00	C	3	1.75	C	3	1.75	C	3	2.50	2,3,8,9,19
<b>Propeller Fans</b>															
Wall-mounted	All	All	A	1	0.25	A	1	0.25	A	1	0.25	A	1	0.25	
Roof-mounted	All	All	A	1	0.25	A	1	0.25	B	4	1.75	D	4	1.75	
<b>Heat Pumps</b>															
	All	All	A	3	0.75	A	3	0.75	A	3	0.75	A/D	3	1.75	
<b>Combining Units</b>															
	All	All	A	1	0.25	A	4	0.75	A	4	1.75	A/D	4	1.75	
<b>Packaged AH, AC, H and V Units</b>															
All	Up to 10	All	A	3	0.75	A	3	0.75	A	3	0.75	A	3	0.75	19
	15 and over,	Up to 300	A	3	0.75	A	3	3.50	A	3	3.50	C	3	3.50	2,4,8,19
	up to 4 in. s.p.	301 to 500	A	3	0.75	A	3	2.50	A	3	2.50	A	3	2.50	4,19
		501 and over	A	3	0.75	A	3	1.75	A	3	1.75	A	3	1.75	4,19
	15 and over,	Up to 300	B	3	0.75	C	3	3.50	C	3	3.50	C	3	3.50	2,3,4,8,9
	4 in. s.p. and over	301 to 500	B	3	0.75	C	3	1.75	C	3	2.50	C	3	2.50	2,3,4,9
		501 and over	B	3	0.75	C	3	1.75	C	3	1.75	C	3	2.50	2,3,4,9
<b>Packaged Rooftop Equipment</b>															
	All	All	A/D	1	0.25	D	3	0.75	See Note 17				5,6,8,17		
<b>Ducted Waterloop Equipment</b>															
Small fans, fan-powered boxes	Up to 600 cfm	All	A	3	0.50	A	3	0.50	A	3	0.50	A	3	0.50	7
	601 cfm and over	All	A	3	0.75	A	3	0.75	A	3	0.75	A	3	0.75	7
<b>Engine-Driven Generators</b>															
	All	All	A	3	0.75	C	3	1.75	C	3	2.50	C	3	3.50	2,3,4
<b>Base Types:</b>															
A. No base, isolators attached directly to equipment (Note 27)															
B. Structural steel malle or base (Notes 28 and 29)															
C. Concrete inertial base (Note 30)															
D. Curb-mounted base (Note 31)															
<b>Isolator Types:</b>															
1. Pad, rubber, or glass fiber (Notes 20 and 21)															
2. Rubber floor isolator or hanger (Notes 20 and 25)															
3. Spring floor isolator or hanger (Notes 22, 23, and 25)															
4. Resilient spacing isolator (Notes 22 and 24)															
5. Thrust isolator (Note 26)															

## NOTES FOR VIBRATION ISOLATOR SELECTION GUIDE (TABLE )

The notes in this section are keyed to the numbers listed in the column titled "Reference Notes" and to other reference numbers throughout the table. While the guide is conservative, cases may arise where vibration transmission to the building is still excessive. If the problem persists after all short circuits have been eliminated, it can almost always be corrected by increasing isolator deflection, using low-frequency air springs, changing operating speed, reducing vibratory output by additional balancing or, as a last resort, changing floor frequency by stiffening or adding more mass.

**Note 1.** Isolator deflections shown are based on a floor stiffness that can be reasonably expected for each floor span and class of equipment.

**Note 2.** For large equipment capable of generating substantial vibratory forces and structure-borne noise, increase isolator deflection, if necessary, so isolator stiffness is at least 0.10 times the floor stiffness.

**Note 3.** For noisy equipment adjoining or near noise-sensitive areas, see the text section on Mechanical Equipment Room Sound Isolation.

**Note 4.** Certain designs cannot be installed directly on individual isolators (Type A), and the equipment manufacturer or a vibration specialist should be consulted on the need for supplemental support (Base Type).

**Note 5.** Wind load conditions must be considered. Restraint can be achieved with restrained spring isolators (Type 4), supplemental bracing, or limit stops.

**Note 6.** Certain types of equipment require a curb-mounted base (Type D). Airborne noise must be considered.

**Note 7.** See the text section on Resilient Pipe Hangers and Supports for hanger locations adjoining equipment and in equipment rooms.

**Note 8.** To avoid isolator resonance problems, select isolator deflection so that resonance frequency is 40% or less of the lowest operating speed of equipment.

**Note 9.** To limit undesirable movement, thrust restraints (Type 5) are required for all ceiling-suspended and floor-mounted units operating at 2 in. and more total static pressure.

**Note 10.** Pumps over 75 hp may require extra mass and restraining devices.

### Isolation for Specific Equipment

**Note 12. Refrigeration Machines:** Large centrifugal, hermetic, and reciprocating refrigeration machines generate very high noise levels, and special attention is required when such equipment is installed in upper stories or near noise-sensitive areas. If such equipment is to be located near extremely noise-sensitive areas, confer with an acoustical consultant.

**Note 13. Compressors:** The two basic reciprocating compressors are (1) single- and double-cylinder vertical, horizontal or L-head, which are usually air compressors; and (2) Y, W, and multihead or multicylinder air and refrigeration compressors. Single- and double-cylinder compressors generate high vibratory forces requiring large inertia bases (Type C) and are generally not suitable for upper-story locations. If such equipment must be installed in upper stories or on grade locations near noise-sensitive areas, unbalanced forces should be obtained from the equipment manufacturer, and a vibration specialist should be consulted for design of the isolation system.

**Note 14. Compressors:** When using Y, W, and multihead and multicylinder compressors, obtain the magnitude of unbalanced forces from the equipment manufacturer so that the necessity for an inertia base can be evaluated.

**Note 15. Compressors:** Base-mounted compressors through 5 hp and horizontal tank-type air compressors through 10 hp can be installed directly on spring isolators (Type 3) with structural bases (Type B) if required, and compressors 15 to 100 hp on spring isolators (Type 3) with inertia bases (Type C) weighing one to two times the compressor weight.



**Note 16. Pumps:** Concrete inertia bases (Type C) are preferred for all flexible-coupled pumps and are desirable for most close-coupled pumps, although steel bases (Type B) can be used. Close-coupled pumps should not be installed directly on individual isolators (Type A) because the impeller usually overhangs the motor support base, causing the rear mounting to be in tension. The primary requirements for Type C bases are strength and shape to accommodate base elbow supports. Mass is not usually a factor, except for pumps over 75 hp where extra mass helps limit excess movement due to starting torque and forces. Concrete bases (Type C) should be designed for a thickness of one-tenth the longest dimension with minimum thickness as follows: (1) for up to 30 hp, 6 in.; (2) for 40 to 75 hp, 8 in.; and (3) for 100 hp and higher, 12 in. Pumps over 75 hp and multistage pumps may exhibit excessive motion at start-up; supplemental restraining devices can be installed if necessary. Pumps over 125 hp may generate high starting forces, so a vibration specialist should be consulted for installation recommendations.

**Note 17. Packaged Rooftop Air-Conditioning Equipment:** This equipment is usually on light structures that are susceptible to sound and vibration transmission. The noise problem is further compounded by curb-mounted equipment, which requires large roof openings for supply and return air.

The table shows Type D vibration isolator selections for all spans up to 20 ft, but extreme care must be taken for equipment located on spans of over 20 ft, especially if construction is open web joists or thin lightweight slabs. The recommended procedure is to determine the additional deflection caused by equipment in the roof. If additional roof deflection is 0.25 in. or under, the isolator can be selected for 15 times the additional roof deflection. If additional roof deflection is over 0.25 in., supplemental stiffening should be installed or the unit should be relocated.

For units, especially large units, capable of generating high noise levels, consider (1) mounting the unit on a platform above the roof deck to provide an air gap (buffer zone) and (2) locating the unit away from the roof penetration, thus permitting acoustical treatment of ducts before they enter the building.

Some rooftop equipment has compressors, fans, and other equipment isolated internally. This isolation is not always reliable because of internal short circuiting, inadequate static deflection, or panel resonances. It is recommended that rooftop equipment be isolated externally, as if internal isolation were not used.

**Note 18. Cooling Towers:** These are normally isolated with restrained spring isolators (Type 4) directly under the tower or tower dunnage. Occasionally, high deflection isolators are proposed for use directly under the motor-fan assembly, but this arrangement must be used with extreme caution.

**Note 19. Fans and Air-Handling Equipment:** The following should be considered in selecting isolation systems for fans and air-handling equipment:

Fans with wheel diameters of 22 in. and under and all fans operating at speeds to 300 rpm do not generate large vibratory forces. For fans operating under 300 rpm, select isolator deflection so that the isolator natural frequency is 40% or less of the fan speed. For example, for a fan operating at 275 rpm, an isolator natural frequency of 110 rpm (1.8 Hz) or lower is required ( $0.4 \times 275 = 110$  rpm). A 3-in. deflection isolator (Type 3) can provide this isolation.


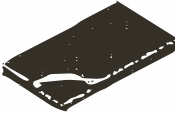


Flexible duct connectors should be installed at the intake and discharge of all fans and air-handling equipment to reduce vibration transmission to air ducts.

Inertia bases (Type C) are recommended for all Class 2 and 3 fans and air-handling equipment because extra mass permits the use of stiffer springs, which limit movement.

Thrust restraints (Type 5) that incorporate the same deflection as isolators should be used for all fan heads, all suspended fans, and all base-mounted and suspended air-handling equipment operating at 2 in. and over total static pressure.

## Vibration Isolators: Materials, Types, and Configurations

Notes 20 through 31 are useful for evaluating commercially available isolators for HVAC equipment. The isolator selected for a particular application depends on the required deflection, but life, cost, and suitability must also be considered.

<p>RUBBER PADS (Type 1)</p>  <p>RUBBER MOUNTS (Type 2)</p>	<p><b>Note 20.</b> Rubber isolators are available in pad (Type 1) and molded (Type 2) configurations. Pads are used in single or multiple layers. Molded isolators come in a range of 30 to 70 durometer (a measure of stiffness). Material in excess of 70 durometer is usually ineffective as an isolator. Isolators are designed for up to 0.5 in. deflection, but are used where 0.3 in. or less deflection is required. Solid rubber and composite fabric and rubber pads are also available. They provide high load capacities with small deflection and are used as noise barriers under columns and for pipe supports. These pad types work well only when they are properly loaded and the weight load is evenly distributed over the entire pad surface. Metal loading plates can be used for this purpose.</p>
<p>GLASS FIBER PADS (Type 1)</p> 	<p><b>Note 21.</b> Precompressed glass fiber isolation pads (Type 1) constitute inorganic inert material and are available in various sizes in thicknesses of 1 to 4 in., and in capacities of up to 500 psi. Their manufacturing process assures long life and a constant natural frequency of 7 to 15 Hz over the entire recommended load range. Pads are covered with an elastomeric coating to increase damping and to protect the glass fiber. Glass fiber pads are most often used for the isolation of concrete foundations and floating floor construction.</p>
<p>SPRING ISOLATOR (Type 3)</p> 	<p><b>Note 22.</b> Steel springs are the most popular and versatile isolators for HVAC applications because they are available for almost any deflection and have a virtually unlimited life. All spring isolators should have a rubber acoustical barrier to reduce transmission of high-frequency vibration and noise that can migrate down the steel spring coil. They should be corrosion-protected if installed outdoors or in a corrosive environment. The basic types include</p> <p><b>Note 23.</b> Open spring isolators (Type 3) consist of a top and bottom load plate with an adjustment bolt for leveling. Springs should be designed with a horizontal stiffness at least 100% of the vertical stiffness to assure stability, 50% travel beyond rated load and safe solid stresses.</p>
<p>RESTRAINED SPRING ISOLATOR (Type 4)</p> 	<p><b>Note 24.</b> Restrained spring isolators (Type 4) have hold-down bolts to limit vertical movement. They are used with (a) equipment with large variations in mass (boilers, refrigeration machines) to restrict movement and prevent strain on piping when water is removed, and (b) outdoor equipment, such as cooling towers, to prevent excessive movement because of wind load. Spring criteria should be the same as for open spring isolators, and restraints should have adequate clearance so that they are activated only when a temporary restraint is needed. Housed spring isolators consist of two telescoping housings separated by a resilient material. Depending on design and installation, housed spring isolators can bind and short circuit. Their use should be avoided.</p>

## AIR SPRINGS



ROLLING LOBE



BELLOWS

Air springs can be designed for any frequency but are economical only in applications with natural frequencies of 1.33 Hz or less (6 in. or greater deflection). Their use is advantageous in that they do not transmit high-frequency noise and are often used to replace high deflection springs on problem jobs. Constant air supply is required, and there should be an air dryer in the air supply.

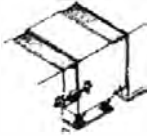


RUBBER HANGER (Type 2)



SPRING HANGER (Type 3)

THRUST RESTRAINT (Type 5)



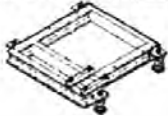
**Note 25.** Isolation hangers (Types 2 and 3) are used for suspended pipe and equipment and have rubber, springs, or a combination of spring and rubber elements. Criteria should be the same as for open spring isolators. To avoid short circuiting, hangers should be designed for 20 to 35° angular hanger rod misalignment. Swivel or traveler arrangements may be necessary for connections to piping systems subject to large thermal movements.

**Note 26.** Thrust restraints (Type 5) are similar to spring hangers or isolators and are installed in pairs to resist the thrust caused by air pressure.

## DIRECT ISOLATION (Type A)

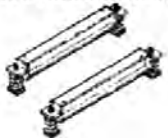
**Note 27.** Direct isolation (Type A) is used when equipment is unitary and rigid and does not require additional support. Direct isolation can be used with large chillers, packaged air-handling units, and air-cooled condensers. If there is any doubt that the equipment can be supported directly on isolators, use structural bases (Type B) or inertia bases (Type C), or consult the equipment manufacturer.

STRUCTURAL BASES (Type B)



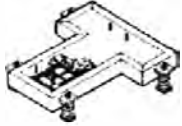
**Note 28.** Structural bases (Type B) are used where equipment cannot be supported at individual locations and/or where some means is necessary to maintain alignment of component parts in equipment. These bases can be used with spring or rubber isolators (Types 2 and 3) and should have enough rigidity to resist all starting and operating forces without supplemental hold-down devices. Bases are made in rectangular configurations using structural members with a depth equal to one-tenth the longest span between isolators, with a minimum depth of 4 in. Maximum depth is limited to 12 in., except where structural or alignment considerations dictate otherwise.

STRUCTURAL RAILS (Type B)



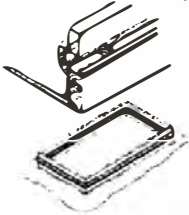
**Note 29.** Structural rails (Type B) are used to support equipment that does not require a unitary base or where the isolators are outside the equipment and the rails act as a cradle. Structural rails can be used with spring or rubber isolators and should be rigid enough to support the equipment without flexing. Usual industry practice is to use structural members with a depth one-tenth of the longest span between isolators with a minimum depth of 4 in. Maximum depth is limited to 12 in., except where structural considerations dictate otherwise.

#### CONCRETE BASES (Type C)



**Note 30.** Concrete bases (Type C) consist of a steel pouring form usually with welded-in reinforcing bars, provision for equipment hold-down, and isolator brackets. Like structural bases, concrete bases should be rectangular or T-shaped and, for rigidity, have a depth equal to one-tenth the longest span between isolators, with a minimum of 6 in. Base depth need not exceed 12 in. unless it is specifically required for mass, rigidity, or component alignment.

#### CURB ISOLATION (Type D)



**Note 31.** Curb isolation systems (Type D) are specifically designed for curb-supported rooftop equipment and have spring isolation with a watertight and airtight curb assembly. The roof curbs are narrow to accommodate the small diameter of the springs within the rails, with static deflection in the 1 to 3 in. range to meet the design criteria described for Type 3.

Flow noise in piping can be minimized by sizing pipe so that the velocity is 4 fps maximum for pipe 2 in. and smaller and using a pressure drop limitation of 4 ft water gage per 100 ft of pipe length with a maximum velocity of 10 fps for larger pipe sizes. Flow noise and vibration can be reintroduced by turbulence, sharp pressure drops, and entrained air. Care should be taken to avoid these conditions.

### Resilient Pipe Hangers and Supports

Resilient pipe hangers and supports are necessary to prevent vibration and noise transmission from the piping to the building structure and to provide flexibility in the piping.

**Suspended Piping.** Isolation hangers described in Note 25 of Table 45 should be used for all piping in equipment rooms or for 50 ft from vibrating equipment, whichever is greater. To avoid reducing the effectiveness of equipment isolators, at least the first three hangers from the equipment should provide the same deflection as the equipment isolators, with a maximum limitation of 2 in. deflection; the remaining hangers should be spring or combination spring and rubber with 0.75 in. deflection.

Good practice requires the first two hangers adjacent to the equipment to be the positioning or precompressed type, to prevent load transfer to the equipment flanges when the piping is filled. The positioning hanger aids in installing large pipe, and many engineers specify this type for all isolated pipe hangers for piping 8 in. and over.

While isolation hangers are not often specified for branch piping or piping beyond the equipment room for economic reasons, they should be used for all piping over 2 in. in diameter and for any piping suspended below or near noise-sensitive areas. Hangers adjacent to noise-sensitive areas should be the spring and rubber combination Type 3.

**Floor Supported Piping.** Floor supports for piping in equipment rooms and adjacent to isolated equipment should use vibration isolators as described in Note 24 of Table 45. They should be selected according to the guidelines for hangers. The first two adjacent floor supports should be the restrained spring type, with a blocking feature that prevents load transfer to equipment flanges as the piping is filled or drained. Where pipe is subjected to large thermal movement, a slide plate (PTFE, graphite, or steel) should be installed on top of the isolator, and a thermal barrier should be used when rubber products are installed directly beneath steam or hot water lines.

## **2 Coeficientes de pérdidas secundarias de accesorios de ductos**

### **3.- Costos y Presupuestos**

CLIENTE CORPORACION MEDICA  
 ATENCION ING. MANUEL AZAHUANCHE  
 FECHA 20/03/2006  
 REFERENCIA SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	P. unit US\$	P. total US\$
01	1 u	<b>CHILLER ENFRIADO POR AGUA</b>		
		MODELO YCWZ47CCO CAPACIDAD 78.4 TONS MARCA YORK-USA REFRIGERANTE R-22 Temp. Exterior 86 ° F Temp. Ingreso/Salida de agua. 55/45 ° F	51.112.00	51.112.00
02	1 u	<b>TORRE DE ENFRIAMIENTO</b>		
		MODELO FXT-87 CAPACIDAD 261 GPM MARCA BALTIMORE RANGO 10°F - (95°F/85°F) TBH - Exterior 78° F	16.112.00	16.112.00
03	2 u	<b>BOMBAS AGUA HELADA Y CONDENSADO</b>		
		<b>BOMBAS AGUA HELADA</b> Marca PACO - USA ó similar Caudal 189 GPM Potencia 10 HP ELECTRIC. 220V-3Ø-60Hz +	2.353.00	4.706.00
	2 u	<b>BOMBAS DE CONDENSADO</b>		
		Marca PACO - USA ó similar Caudal 233 GPM Potencia 7.5 Hp ELECTRIC. 220V-3Ø-60Hz	2.059.00	4.118.00
04		<b>ACCESORIOS PARA BOMBAS Y SALA DE MAQUINAS</b>		
		<b>ACCESORIOS BOMBAS PRIMARIAS.</b>		
	2	Valvula multiproposito Wheatley (USA) Bridada	589.00	1.178.00
	2	Filtro Tipo Y Wheatley (USA) YF-0500-4"	412.00	824.00
	4	Uniones Flexible 4"	71.00	284.00
	4	Valvula Manposa Wheatley (USA) 4" lug Style	132.00	528.00
	4	Manometro 2.5" Dial 1/4 NPT - rango 0-100PSI	18.00	72.00
		<b>ACCESORIOS BOMBAS DE CONDENSADO</b>		
	2	Valvula multiproposito Wheatley (USA) Bridada	589.00	1.178.00
	2	Filtro Tipo Y Wheatley (USA) YF-0500-5"	412.00	824.00
	4	Uniones Flexible 4"	71.00	284.00
	4	Valvula Manposa Wheatley (USA) 4" lug Style	132.00	528.00
	4	Manometro 2.5" Dial 1/4 NPT - rango 0-100PSI	18.00	72.00
		<b>ACCESORIOS PARA EL CHILLER</b>		
	2	Uniones Victaulic 4"	95.00	190.00
	2	Valvula Manposa Wheatley (USA) 4" lug Style	132.00	264.00
	2	Manometro 2.5" Dial 1/4 NPT - rango 0-100PSI	18.00	36.00
	2	Termometro de columna 5" diametro, termopozo 1/2" NPT rango de -40"	36.00	72.00
1 u	<b>Tanque de Expansion Cerrado</b> Marca JOHN WOOD - USA ó similar Caudal 30 GALONES	438.00	438.00	
1 u	<b>Tanque Separador de Aire</b> Marca JOHN WOOD - USA ó similar Caudal 24 GALONES	1.412.00	1.412.00	
	<b>ACCESORIOS PARA EL CHILLER-TORRE</b>			
4	Uniones Victaulic 4"	100.00	400.00	
4	Uniones Flexible 5"	150.00	600.00	
4	Manometro 2.5" Dial 1/4 NPT - rango 0-100PSI	34.00	136.00	
2	Termometro de columna 5" diametro, termopozo 1/2" NPT rango de -40"	50.00	100.00	
2	VALVULAS CHECK	298.00	596.00	
05	1 u	<b>DESHUMIDIFICADOR</b>		
		Modelo HC-1125 Caudal 1125 CFM Marca CARGOCAIRE Capacidad de Secado 37.12 Lbs/hr Volumen de Reactivación 395 CFM Energia de Reactivación 70.588 BTUH	50.000.00	50.000.00
06	1 u	<b>UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE</b>		
		<b>CODIGO EQUIPO: UMA-1</b>		
		CAPACIDAD 240.000 Btuh 20 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz	2.942.00	2.942.00
		<b>CODIGO EQUIPO: UMA-2</b>		
CAPACIDAD 180.000 Btuh 15 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz	2.177.00	2.177.00		

	1 u	CODIGO EQUIPO: UMA-3 CAPACIDAD 48,000 Btuh 4 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-1Ø-60Hz		742.00	742.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: UMA-4 CAPACIDAD 72,000 Btuh 6 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-1Ø-60Hz		942.00	942.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: UMA-5 CAPACIDAD 180,000 Btuh 15 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		2,177.00	2,177.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: UMA-6 CAPACIDAD 240,000 Btuh 20 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		2,942.00	2,942.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: UMA-7 CAPACIDAD 240,000 Btuh 20 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		2,942.00	2,942.00
		UNIDADES DE EXPANSION DIRECTA			
07	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-1 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 120,000 Btuh 10.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		4,000.00	4,000.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-2 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-3 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-4 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-5 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-6 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-7 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 60,000 Btuh 5.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		1,471.00	1,471.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-8 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-9 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 60,000 Btuh 5.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		1,471.00	1,471.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-10 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		3,530.00	3,530.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-13 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 48,000 Btuh 4.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		1,236.00	1,236.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-17 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 18,000 Btuh 1.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-1Ø-60Hz		765.00	765.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-18 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 36,000 Btuh 3.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		1,048.00	1,048.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-19 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 180,000 Btuh 15.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		4,471.00	4,471.00



	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-20 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 36,000 Btuh 3.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		1 048 00	1,048 00
	2 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-21 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 180,000 Btuh 15.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		4,471 00	8 942.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-22 - SPLIT DUCTO CAPACIDAD 24,000 Btuh 2.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-1Ø-60Hz		836.00	836 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-23 - PAQUETE CAPACIDAD 48,000 Btuh 4.0 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz		1,412.00	1,412 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: AA-CC-24 - PAQUETE CAPACIDAD 18,000 Btuh 1.5 tons MARCA YORK ó similar ELECTRICIDAD 220V-1Ø-60Hz		824 00	824 00
08		INYECTORES DE AIRE			
	1 u	CODIGO EQUIPO: INY-1 CAPACIDAD 10,468 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo Simple entrada ELECTRICIDAD 7.5 HP-220V-3Ø-60Hz		2,624 00	2,624 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: INY-2 CAPACIDAD 2,306 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz		968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: INY-3 CAPACIDAD 1,812 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz		968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: INY-4 CAPACIDAD 2,535 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz		968 00	968 00
09		EXTRACTORES DE AIRE			
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-1 CAPACIDAD 6 010 CFM - 1.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3HP-220V-3Ø-60Hz		1 520.00	1,520 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-2 CAPACIDAD 2,510 CFM - 1.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz		968.00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-3 CAPACIDAD 3,060 CFM - 1.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz		968.00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-4 CAPACIDAD 646 CFM - 1.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-3Ø-60Hz		624.00	624 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-5 CAPACIDAD 786 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz		624 00	624 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-6 CAPACIDAD 767 CFM - 1.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-1Ø-60Hz		624.00	624 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-7 CAPACIDAD 915 CFM - 1.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-3Ø-60Hz		624 00	624 00

	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-8 CAPACIDAD 135 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	624.00	624.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-9 CAPACIDAD 339 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	524.00	624.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-10 CAPACIDAD 1.177 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-1Ø-60Hz	968.00	968.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-11 CAPACIDAD 37 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 0.15HP-220V-1Ø-60Hz	624.00	624.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-12 CAPACIDAD 2.154 CFM - 1.8" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-13 CAPACIDAD 1.384 CFM - 1.8" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.0 HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-14 CAPACIDAD 240 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	624.00	624.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-16 CAPACIDAD 633 CFM - 1.7" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-1Ø-60Hz	524.00	524.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-16 CAPACIDAD 102 CFM - 0.5" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	624.00	624.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-17 CAPACIDAD 546 CFM - 1.7" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-3Ø-60Hz	624.00	624.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-18 CAPACIDAD 1.016 CFM - 1.7" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-19 CAPACIDAD 2.641 CFM - 1.8" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-20 CAPACIDAD 2.287 CFM - 1.8" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00
10		<b>BOOSTERS</b>		
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-01 CAPACIDAD 3.907 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 3HP-220V-3Ø-60Hz	1,030.00	1,030.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-02 CAPACIDAD 2.754 CFM - 2.3" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-03 CAPACIDAD 1.612 CFM - 1.8" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1HP-220V-3Ø-60Hz	968.00	968.00

	1 u	CODIGO EQUIPO: B-04 CAPACIDAD 2,479 CFM - 1.8" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-05 CAPACIDAD 2,891 CFM - 1.9" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-06 CAPACIDAD 2,598 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-07 CAPACIDAD 1,647 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-08 CAPACIDAD 2,372 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-09 CAPACIDAD 1,610 CFM - 1.9" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-10 CAPACIDAD 2,347 CFM - 2" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
	1 u	CODIGO EQUIPO: B-11 CAPACIDAD 1,763 CFM - 1.9" c.a MARCA Greenheck ó similar MODELO Centrifugo en Linea ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	968 00	968 00
11		<b>COLECTORES DE POLVO</b>		
	1 u	<b>COLECTOR 1</b> <b>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</b> - Tipo : Centrifugo Mediana Presion - Modelo : I3-IPO - Caudal : 4,056 CFM - P.E. : 6" c.a - Motor : 10 HP, 1700 RPM, 220 V-3Ø-60Hz - Transmisión : Faja y poleas	2,565 00	2,565 00
	1 u	<b>FILTRO RETENEDOR DE POLVO</b> - Fabricación e instalación de filtro retenedor de polvo del tipo mangas con estructuras de ángulos de fierro y tolva en plancha 1af y 40 mangas filtrantes marca V-Filter, de material poliéster 100% , 10" de diámetro por un largo de 1.20 Mts. cada uno.	2,353 00	2,353 00
	1 u	<b>COLECTOR 2</b> <b>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</b> - Tipo : Centrifugo Mediana Presion - Modelo : I3-IPO - Caudal : 2,681 CFM - P.E. : 6" c.a - Motor : 5 HP, 1700 RPM, 220 V-3Ø-60Hz - Transmisión : Faja y poleas	2,205 00	2,205 00
	1 u	<b>FILTRO RETENEDOR DE POLVO</b> - Fabricación e instalación de filtro retenedor de polvo del tipo mangas con estructuras de ángulos de fierro y tolva en plancha 1af y 22 mangas filtrantes marca V-Filter, de material poliéster 100% , 10" de diámetro por un largo de 1.20 Mts. cada uno.	1,412 00	1,412 00
	1 u	<b>COLECTOR 3</b> <b>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</b> - Tipo : Centrifugo Mediana Presion - Modelo : 7-IPO - Caudal : 400 CFM - P.E. : 4" c.a - Motor : 3/4 HP, 1700 RPM, 220 V-3Ø-60Hz - Transmisión : Faja y poleas	1,439 00	1,439 00
	1 u	<b>FILTRO RETENEDOR DE POLVO</b> - Fabricación e instalación de filtro retenedor de polvo del tipo mangas con estructuras de ángulos de fierro y tolva en plancha 1af y 6 mangas filtrantes marca V-Filter, de material poliéster 100% , 10" de diámetro por un largo de 1.20 Mts. cada uno.	942 00	942 00

	1 u	<b>COLECTOR 3</b> <b>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</b> - Tipo : Centrifugo Mediana Presion - Modelo : 7-IPO - Caudal : 470 CFM - P.E : 4"ca - Motor : 3/4 HP, 1700 RPM, 220 V-3f-60Hz - Transmisión : Faja y poleas	1.43900	1.439 00
	1 u	<b>FILTRO RETENEDOR DE POLVO</b> - Fabricación e instalación de filtro retenedor de polvo del tipo mangas con estructuras de angulos de fierro y tolva en plancha laf y 6 mangas filtrantes marca V-Filter, de material poliéster 100% , 10" de diámetro por un largo de 1.20 Mts. cada uno.	942.00	942 00
	1 u	<b>COLECTOR 5</b> <b>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</b> - Tipo : Centrifugo Mediana Presión - Modelo : 9-IPO - Caudal : 1,777 CFM - P.E : 5"ca - Motor : 5 HP, 1700 RPM, 220 V-3f-60Hz - Transmisión : Faja y poleas	1.825 00	1.825 00
	1 u	<b>FILTRO RETENEDOR DE POLVO</b> - Fabricación e instalación de filtro retenedor de polvo del tipo mangas con estructuras de angulos de fierro y tolva en plancha laf y 16 mangas filtrantes marca V-Filter, de material poliéster 100% , 10" de diámetro por un largo de 1.20 Mts. cada uno.	1.177 00	1.177 00
12	2 u	<b>RESISTENCIAS ELECTRICAS</b> Suministro de Resistencias Electricas de 0.5Kw, marca Warren.	125 00	250 00
	1 u	Suministro de Resistencias Electricas de 1.5Kw, marca Warren.	188 00	188 00
	2 u	Suministro de Resistencias Electricas de 2Kw, marca Warren.	225 00	450 00
	3 u	Suministro de Resistencias Electricas de 3Kw, marca Warren.	288 00	864 00
	3 u	Suministro de Resistencias Electricas de 4Kw, marca Warren.	325 00	975 00
	2 u	Suministro de Resistencias Electricas de 5Kw, marca Warren.	363 00	726 00
	1 u	Suministro de Resistencias Electricas de 6Kw, marca Warren.	400 00	400 00
	1 u	Suministro de Resistencias Electricas de 6.5Kw, marca Warren.	400 00	400 00
	3 u	Suministro de Resistencias Electricas de 8Kw, marca Warren.	438 00	1.314 00
	1 u	Suministro de Resistencias Electricas de 9Kw, marca Warren.	463 00	463 00
	2 u	Suministro de Resistencias Electricas de 10Kw, marca Warren.	488 00	976 00
	1 u	Suministro de Resistencias Electricas de 12Kw, marca Warren.	525 00	525 00
	1 u	Suministro de Resistencias Electricas de 40Kw, marca Warren.	1.875 00	1.875 00
13	7 u	<b>ELECTROVALVULAS</b> Suministro e instalación de Electrovalvulas marca ERIE o similar para equipos fan coils	250.00	1.750.00
14	27 u	<b>TERMOSTATOS</b> Suministro e instalación de termostatos para el control de la temperatura Marca: ERIE o similar	100 00	2.700 00
15	23 u	<b>HUMIDISTATOS</b> Suministro e instalación de humidistatos para el control de la humedad relativa	150 00	3.450 00
16	45 u	<b>MANOMETROS DIFERENCIALES DE PRESION</b> Suministro e instalación de Manometros Diferenciales de Presión, marca DWYER-USA, de columna inclinada	82.00	3.690 00
17	27 u	<b>FILTROS</b> <b>FILTROS DE MALLA DE ALUMINIO</b> Suministro e instalación de filtros de malla de aluminio de 24"x24"x1" de espesor	150.00	4.050.00
	57 u	<b>PREFILTROS</b> Suministro e instalación de pre filtros α-mugadura de 25-30% ( Pre Pleat 40-2")	13 00	741 00
	57 u	<b>FILTROS BOLSA 95%</b> Suministro e instalación de Filtros Bolsa de 24"x24"x30" - 6 bolsas	100.00	5.700.00
	23 u	<b>FILTROS HEPA 99.997%</b> Suministro e instalación de Filtros HEPA de 24" x24" x12"	438 00	10.074 00
	8 u	<b>FILTROS HEPA 99.997%</b> Suministro e instalación de Filtros HEPA de 24" x24"x6"	350 00	2.800 00
	36 u	<b>CAJAS PORTA FILTROS BOLSA</b> Suministro e instalación cajas portafiltros bolsa, fabricadas en planchas de fierro galvanizada de 1/32" de espesor.	113 00	4.068 00
	31 u	<b>CAJAS PORTA FILTROS HEPA</b> Suministro e instalación cajas portafiltros HEPA, fabricadas en planchas de ACERO INOXIDABLE de 1/32" de espesor.	225 00	6.975 00

18	72 m	<b>TUBERIAS DE AGUA HELADA</b> Suministro e instalación de tubería de 1 1/4" Ø Debidamente Aislada con ARMAFLEX de 3/4" de espesor	18.00	1.296.00
	15 m	Suministro e instalación de tubería de 2" Ø Debidamente Aislada con ARMAFLEX de 3/4" de espesor	27.00	405.00
	32 m	Suministro e instalación de tubería de 2 1/2" Ø Debidamente Aislada con ARMAFLEX de 3/4" de espesor	29.00	928.00
	24 m	Suministro e instalación de tubería de 3" Ø Debidamente Aislada con ARMAFLEX de 3/4" de espesor	39.00	936.00
	68 m	Suministro e instalación de tubería de 4" Ø Debidamente Aislada con ARMAFLEX de 3/4" de espesor	52.00	3.536.00
19	90 m	<b>TUBERIAS DE AGUA DE CONDENSADO</b> Suministro e instalación de tubería AGUA "FRÍA" de 4" Ø Debidamente Aislada con ARMAFLEX de 3/4" de espesor	52.00	4.680.00
	90 m	Suministro e instalación de tubería de AGUA "CALIENTE" 4" Ø sin aislar	45.00	4.050.00
20	14.500.00	<b>DUCTOS, DIFUSORES, REJILLAS Y AISLAMIENTO</b> Suministro e instalación de DUCTOS fabricados en planchas de fierro galvanizado de 1/40" de espesor, incluye anclajes y soporteria.	2.40	34.900.00
	39.360 pulg²	DIFUSORES fabricados en pl de galv. de 1/40" de espesor pintados de color blanco (fabricación nacional)	0.18	7.084.80
	39.360 pulg²	REJILLAS DE RETORNO, abncado en pl de fe galv. de 1/40" de espesor pintado de color blanco (fabricación nacional)	0.14	5.510.40
	22.00 m³	Aislamiento de ductos con lana de vidrio de 1" de espesor	6.00	13.200.00
21		<b>INSTALACIONES MECANICAS ELECTRICAS</b>		
	7 u	Montaje de Manejadoras incluye soportes y anclajes.	236.00	1.652.00
	7 u	Instalación del DRENAJE con tuberías de PVC-P	12.00	84.00
	7 u	Instalación eléctrica de las manejadoras de aire a un punto suministrado por el cliente ubicado a 01 metro del equipo.	95.00	665.00
	14 u	Suministro e instalación de válvulas de servicio	2.400	336.00
		<b>TORRE DE ENFRIAMIENTO</b>		
	1 u	Instalación mecánica eléctrica de la torre de enfriamiento	589.00	589.00
		<b>UNIDADES DE EXPANSION DIRECTA</b>		
	1 u	CODIGO EQUIPO: PAQUETE CAPACIDAD 18,000 Btuh 1.5 tons ELECTRICIDAD 220V-1Ø-50Hz	118.00	118.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: PAQUETE CAPACIDAD 48,000 Btuh 4.0 tons ELECTRICIDAD 220V-1Ø-50Hz	236.00	236.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 18,000 Btuh 1.5 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	200.00	200.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 24,000 Btuh 2.0 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	200.00	200.00
	2 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 36,000 Btuh 3.0 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	224.00	448.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 48,000 Btuh 4.0 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	248.00	248.00
	2 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 60,000 Btuh 5.0 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	271.00	542.00
	7 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 90,000 Btuh 7.5 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	330.00	2.310.00
	1 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 120,000 Btuh 10.0 tons Incluye: tubería de cobre, carga de gas refrigerante, bases metálicas pruebas y puesta en marcha.	353.00	353.00
	3 u	CODIGO EQUIPO: SPLIT DUCTO CAPACIDAD 180,000 Btuh 15.0 tons ELECTRICIDAD 220V-3Ø-60Hz	412.00	1.236.00
		<b>INYECTORES DE AIRE</b>		
1 u	CODIGO EQUIPO: INY-1 CAPACIDAD 10,468 CFM - 2" c.a ELECTRICIDAD 7.5 HP-220V-3Ø-60Hz	765.00	765.00	

1 u	CODIGO EQUIPO: INY-2 CAPACIDAD 2.306 CFM - 2°c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: INY-3 CAPACIDAD 1.812 CFM - 2°c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: INY-4 CAPACIDAD 2.535 CFM - 2°c.a ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
<b>EXTRACTORES DE AIRE</b>			
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-1 CAPACIDAD 6.010 CFM - 1.5°c.a ELECTRICIDAD 3HP-220V-3Ø-60Hz	471.00	471.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-2 CAPACIDAD 2.510 CFM - 1.5°c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-3 CAPACIDAD 3.060 CFM - 1.5°c.a ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-4 CAPACIDAD 646 CFM - 1.5°c.a ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-3Ø-60Hz	95.00	95.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-5 CAPACIDAD 786 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	142.00	142.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-6 CAPACIDAD 767 CFM - 1.5°c.a ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-1Ø-60Hz	142.00	142.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-7 CAPACIDAD 915 CFM - 1.5°c.a ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-3Ø-60Hz	177.00	177.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-8 CAPACIDAD 135 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	95.00	95.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-9 CAPACIDAD 339 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	95.00	95.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-10 CAPACIDAD 1.177 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-1Ø-60Hz	142.00	142.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-11 CAPACIDAD 37 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 0.15HP-220V-1Ø-60Hz	59.00	59.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-12 CAPACIDAD 2.154 CFM - 1.8°c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-13 CAPACIDAD 1.384 CFM - 1.8°c.a ELECTRICIDAD 1.0 HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-14 CAPACIDAD 240 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	95.00	95.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-15 CAPACIDAD 633 CFM - 1.7°c.a ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-1Ø-60Hz	177.00	177.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-16 CAPACIDAD 102 CFM - 0.5°c.a ELECTRICIDAD 1/4HP-220V-1Ø-60Hz	59.00	59.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-17 CAPACIDAD 546 CFM - 1.7°c.a ELECTRICIDAD 3/4HP-220V-3Ø-60Hz	177.00	177.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-18 CAPACIDAD 1.016 CFM - 1.7°c.a ELECTRICIDAD 1HP-220V-3Ø-60Hz	142.00	142.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-19 CAPACIDAD 2.641 CFM - 1.8°c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: EXT-20 CAPACIDAD 2.287 CFM - 1.8°c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
<b>BOOSTERS</b>			
1 u	CODIGO EQUIPO: B-01 CAPACIDAD 3.907 CFM - 2°c.a ELECTRICIDAD 3HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: B-02 CAPACIDAD 2.754 CFM - 2.3°c.a ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: B-03 CAPACIDAD 1.612 CFM - 1.8°c.a ELECTRICIDAD 1HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00

1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-04</b> CAPACIDAD 2,479 CFM - 1.8" c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-06</b> CAPACIDAD 2,891 CFM - 1.9" c.a ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-06</b> CAPACIDAD 2,598 CFM - 2" c.a ELECTRICIDAD 2HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-07</b> CAPACIDAD 1,647 CFM - 2" c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-08</b> CAPACIDAD 2,372 CFM - 2" c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-09</b> CAPACIDAD 1,610 CFM - 1.9" c.a ELECTRICIDAD 1HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-10</b> CAPACIDAD 2,347 CFM - 2" c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	295.00	295.00
1 u	CODIGO EQUIPO: <b>B-11</b> CAPACIDAD 1,763 CFM - 1.9" c.a ELECTRICIDAD 1.5HP-220V-3Ø-60Hz	236.00	236.00
<b>COLECTORES DE POLVO</b>			
1 u	<b>COLECTOR 1</b> <u>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</u> - Tipo : Centrifugo Mediana Presión - Caudal : 4,056 CFM - P.E. : 6" c.a - Motor : 10 HP, 1700 RPM, 220 V-3F-60Hz	1,059.00	1,059.00
1 u	<b>COLECTOR 2</b> <u>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</u> - Tipo : Centrifugo Mediana Presión - Caudal : 2,681 CFM - P.E. : 6" c.a - Motor : 5 HP, 1700 RPM, 220 V-3F-60Hz	706.00	706.00
1 u	<b>COLECTOR 3</b> <u>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</u> - Tipo : Centrifugo Mediana Presión - Caudal : 400 CFM - P.E. : 4" c.a - Motor : 3/4 HP, 1700 RPM, 220 V-3F-60Hz	471.00	471.00
1 u	<b>COLECTOR 3</b> <u>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</u> - Tipo : Centrifugo Mediana Presión - Caudal : 470 CFM - P.E. : 4" c.a - Motor : 3/4 HP, 1700 RPM, 220 V-3F-60Hz	471.00	471.00
1 u	<b>COLECTOR 5</b> <u>EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE</u> - Tipo : Centrifugo Mediana Presión - Caudal : 1,777 CFM - P.E. : 5" c.a - Motor : 5 HP, 1700 RPM, 220 V-3F-60Hz	706.00	706.00
1 u	<b>IZAJE DEL CHILLER</b> Incluye acarreo, izaje y montaje sobre la base dejada por la obra civil.	1,295.00	1,295.00
2 u	<b>INSTALACION DE ELECTROBOMBAS</b> Incluye acarreo, izaje y montaje sobre la base dejada por la obra civil.	177.00	354.00
1 u	<b>TABLERO ELECTRICO PARA CHILLER Y BOMBAS</b> Tablero del tipo autosoportado, interruptores termomagneticos Tablero para las bombas de agua helada	1,765.00	1,765.00

Sub Total US\$ 407,667.20

IGV (19%) US\$ 77,456.77

Total US\$ 485,123.97

## **4.- Memoria Descriptiva – Especificaciones Técnicas**



**SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

**LABORATORIO FARMACEUTICO**

**CORPORACIÓN MÉDICA**

**MARZO – 2,006**

## **I. MEMORIA DESCRIPTIVA**

### **1.1 OBJETIVOS**

El presente proyecto, ha sido desarrollado con la finalidad de proporcionar aire acondicionado y ventilación forzada, a los ambientes de producción del Nuevo Laboratorio Farmacéutico de CORPORACION MEDICA S.A.

### **1.2 GENERALIDADES**

Para el desarrollo del presente Proyecto se ha tenido en cuenta las normas y procedimientos de ASHRAE, SMACNA, ARI, UL, etc. experiencia local, datos de temperatura - humedad del Senamhi para la Ciudad de LIMA, zonas o ambientes solicitados por el propietario a climatizar, así como los Planos de Arquitectura.

### **1.3 ALCANCES**

El Contratista de Aire Acondicionado y Ventilación, es el responsable de la correcta ejecución del presente proyecto, el cual comprende el suministro e Instalación de Equipos y Materiales detallados más adelante y de aplicar las mejores técnicas de instalación en aquellos puntos que no estén especialmente descritos.

Para la ejecución de los trabajos se deberá usar mano de obra calificada, herramientas adecuadas y la dirección técnica de un Ingeniero Mecánico

Colegiado en la especialidad, respaldado por una empresa especializada en este rubro.

Los suministros y trabajos a ejecutarse incluyen pero no están limitados a lo siguiente:

- Suministro e Instalación de todos los equipos y accesorios que aparecen en los planos y/o solicitan en las presentes especificaciones técnicas, completos con todos los elementos que sean requeridos para su correcta y normal operación, aún cuando no están mostrados en los planos ni se describan en las especificaciones.
- Bases antivibratorias especiales para el equipo de aire acondicionado (suministrado por obra civil).
- Fabricación e Instalación de todos los ductos metálicos, rejillas, difusores, dampers, etc.
- Instalación del sistema de tuberías de drenaje de los evaporadores (obra civil).
- Conexión eléctrica de fuerza (02m. Max) y control de todos los equipos.
- Pruebas, regulaciones y balance de todos los sistemas.

#### **1.4 NORMAS Y CODIGOS.**

En la ejecución de los trabajos de instalación deberán observarse las siguientes normas y códigos:

- ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers)
- SMACNA (Sheet metal and Air Conditioning Engineers)
- ASA (American Standard Association)
- ASTM (American Society for Testing Materials)
- ASME (American Society of Mechanical Engineers)
- NFPA (National Fire Protection Association)
- Los códigos y regulaciones nacionales sobre estas instalaciones en particular.

## **1.5 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Los requerimientos en cuanto a temperatura, humedad relativa, presión positiva o negativa, número de renovaciones de aire por hora, eficiencia de los filtros y pre-filtros, así como el porcentaje de aire fresco, se muestra para cada uno de los ambientes, en el Anexo N° 1 adjunto al presente documento.

## **1.6 DESCRIPCION DEL PROYECTO**

El proyecto consiste en acondicionar las diferentes áreas de producción del laboratorio farmacéutico de Corporación Medica, ubicado en la Av. Venezuela S/N, Distrito de San Miguel, Departamento de Lima.

El laboratorio es de un solo nivel, y los equipos de aire acondicionado y ventilación estarán ubicados en el techo inmediato superior, denominado

TECHO TÉCNICO, este techo técnico a su vez, estará cubierto por un techo liviano de calaminas, es importante mencionar que este techo técnico está comprendido entre los ejes "C" y "G" y "5" y "13". Los ambientes fuera de estos ejes son ambientes no críticos, en tal sentido no son parte de este proyecto.

Los ambientes a acondicionar son los siguientes:

- Servicios higiénicos y vestidores
- Microbiología
- Control de calidad
- Sala de instrumentación
- Corredor o circulación principal
- Inyectables
- Cremas
- Fabricación de líquidos
- Revisión de ampollas
- Blisteras
- Uroplus
- Almacén de semielaborados
- Sólidos 1
- Sólidos 2
- Acondicionado
- Oficinas

Se utilizará un sistema de agua helada con un chiller de 78.4 ton con condensador enfriado por agua. El chiller estará ubicado en el techo técnico mientras que la torre de enfriamiento se ubicará en jardín lateral derecho a unos 70m del chiller.

Los ambientes que acondicionará el chiller son los siguientes:

- Sólidos 1
- Sólidos 2
- Fabricación de líquidos
- Cremas (Sólo Lavado de frascos y envasado de líquidos).

El resto de ambientes será acondicionado con equipos de expansión directa tipo split ducto.

Las áreas de sólidos 1, sólidos 2 y Uroplus contarán con colectores de polvo, según se indica en los planos.

En el área de Sólidos 2 en los ambientes (tableteadoras, Encapsuladoras, zutitera y encintadoras) donde se requieren humedades relativas de 35% + 5%, se empleará un deshumidificador de silicagel, el cual tomará aire del exterior pre enfriado por una manejadora de agua helada, lo deshumidificará y lo entregará a otra unidad manejadora de aire de agua helada para su post-enfriamiento.

El aire debidamente deshumidificado, enfriado y filtrado, será distribuido a cada uno de los ambientes que lo requieran, de acuerdo a lo mostrado en los planos. El deshumidificador de sílica gel es regenerado mediante la circulación de aire caliente a través de él, obtenido mediante un serpentín de vapor de 77.44 Lb/hr a 3 bar.

## **1.7 IZAJE**

EL CONTRATISTA favorecido deberá emplear todas las precauciones y normas de seguridad que sean necesarias para este tipo de trabajos.

Si por motivo del Izaje es necesario desarmar total o parcialmente algún equipo, esto se hará con la autorización de la supervisión de obra y tomando todas las medidas necesarias para cuando se rearmen, queden en las mismas condiciones de operación originales.

En el presupuesto se deberá considerar el transporte de equipos hasta su completa instalación.

## **1.8 PLANOS**

### **1.8.1 PLANOS DE PROYECTO**

El presente proyecto cuenta con los siguientes planos:

IM-01      Esquemas de principio y detalles

IM-02	Esquemas Unifilar Eléctrico
IM-03	Planos de Planta y corte
IM-04	Sala de maquinas
IM-05	Sistema de agua helada
IM-06	Sistema de colectores de polvo
IM-07	Balance de Caudales
IM-08	Equipos con sus características mecánicas eléctricas

### **1.8.2 PLANOS DE OBRA**

El contratista que ejecutara el presente sistema, antes de proceder a la instalación, realizara una compatibilización, por que posiblemente haya variaciones con respecto al proyecto original, lo cual dará como consecuencia un plano de obra, el cual deberá ser aprobado por el propietario para ejecutar la instalación.

### **1.8.3 PLANOS DE REPLANTEO**

Al finalizar la instalación de los sistemas de aire acondicionado y ventilación, el contratista entregará al propietario un juego de planos tal como quedo instalado.



## **ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

### **1.- EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO**

#### **2.1.1 —Equipo Enfriador de Agua Helada ( chiller)**

El chiller tendrá las siguientes características:

- Tipo : Enfriado por agua
- Marca : YORK-USA
- Modelo : YCWZ47CCO
- Capacidad : 78.4 tons
- Electricidad : 220v-3 $\square$ -60Hz.

#### **2.1.2 —Unidades manejadoras de aire ( UMAS)**

Las UMAS tendrán las siguientes características:

- Marca : YORK
- Modelo : ECLIPSE
- Electricidad : 220v-3 $\square$ -60Hz.

#### **2.1.3 —Equipos de Expansión directa (DX)**

Los equipos de aire acondicionado a suministrarse serán de marca YORK-USA del tipo "split" para operar con ductos, con unidades condensadoras enfriadas por aire y adecuados para operar con refrigerante R-22 y suministro eléctrico a 220V, 60Hz. Los equipos con

capacidades hasta de 24,000 BTU/h, serán monofásicos y los de 36,000 BTU/h o más, serán trifásicos.

Para el caso de las unidades evaporadoras con 100% de aire exterior, el serpentín de evaporación deberá ser de seis hileras (6 rows), con una velocidad del aire a través de él, no mayor de 600 pies/minuto. Deberán incluir una válvula reguladora de la presión de succión para evitar el congelamiento del serpentín.

Todas las unidades evaporadoras solicitadas, serán de flujo horizontal.

Las unidades condensadoras estarán integradas por el compresor, serpentín de condensación, el moto-ventilador y el gabinete.

El compresor será del tipo hermético recíprocante o "scroll", adecuado para operar con refrigerante R-22, dotado de amortiguadores de vibración interiores de resorte y exteriores de jebe y protector térmico en el bobinado del motor.

## **2.2.- TORRE DE ENFRIAMIENTO**

La torre de enfriamiento tendrá las siguientes características:

- **Marca** : *Baltimore*
- **Modelo** : *FXT-87*

- Caudal : 232.4 GPM
- Rango : 10°F

### **2.3.- EXTRACTORES DE AIRE Y “BOOSTERS”**

Los extractores de aire, así como los “boosters” serán de Marca GREENHECK-USA del tipo centrífugo en línea ó de simple entrada, esto según se indiquen en los planos, con alabes múltiples curvados hacia adelante, de doble ancho y doble entrada, perfectamente balanceados estática y dinámicamente.

El accionamiento será mediante motor eléctrico, con transmisión por fajas y poleas. La polea del motor será de paso variable, para permitir la regulación del caudal y la presión estática en la descarga. Los extractores y “boosters” a suministrarse, deberán contar con un gabinete hermético, con paneles desmontables para el servicio de mantenimiento.

Los caudales así como las presiones estáticas en la descarga de cada uno de los extractores de aire y “boosters”, se muestran en los planos.

### **2.4.- PRE-FILTROS Y FILTROS DE AIRE**

#### **PRE-FILTROS DE MALLA DE ALUMINIO**

Donde así se indique en los planos, se instalarán pre-filtros de malla de aluminio lavables, de 1” de espesor, con marco fabricado de plancha de fierro galvanizado.

## **PRE-FILTROS CORRUGADOS**

En los lugares indicados en los planos, se instalarán filtros corrugados (“pre-pleat”) de lana de vidrio de 2” de espesor y una eficiencia de 25% medida según Standard ASHRAE 52.1 – 1992.

Estos pre-filtros se colocarán antes de los filtros tipo bolsa con la finalidad de protegerlos de un rápido ensuciamiento y de esta manera prolongar su vida útil.

## **FILTROS TIPO BOLSA**

Los filtros tipo bolsa solicitados serán de 24” x 24” de sección, con una profundidad de 30” y 22”, según se indique en los planos.

Los filtros empleados en las inyecciones de aire, tendrán una eficiencia de 95% medida según Standard ASHRAE 52.1 – 1992. En los puntos de expulsión de aire al exterior, se colocarán filtros de 85% de eficiencia.

El medio filtrante será de polipropileno, con marco de fierro galvanizado y contará con costuras internas que mantienen la forma de las bolsas durante su uso.

Las bolsas deberán estar adheridas firmemente a los marcos metálicos, mediante pegamento y selladores sintéticos, eliminándose completamente las posibles fugas de aire.

## **FILTROS ABSOLUTOS (HEPA)**

Los filtros absolutos a suministrarse estarán constituidos por un medio filtrante de fibras de vidrio, con separadores de aluminio, con una eficiencia certificada de 99.997% para partículas de hasta 0.3 micrones, resistentes a la humedad (hasta 100% de humedad relativa) y no inflamables. El marco de los filtros será completamente metálico, de plancha de fierro galvanizado calibre 16, con empaquetaduras de neoprene de células cerradas.

## **2.5.- DUCTOS**

Todos los ductos para la inyección, retorno o extracción de aire serán fabricados de plancha de fierro galvanizado tipo zinc – grip o similar, con uniones tipo corredera, de las dimensiones y recorridos mostrados en los planos y ciñéndose a las normas de la SMACNA.

Para la selección del espesor de la plancha de fierro galvanizado a emplearse para la fabricación de los ductos, se seguirán las siguientes instrucciones

<b>ANCHO DEL DUCTO</b>	<b>CALIBRE</b>	<b>EMPALMES Y REFUERZOS</b>
Hasta 12"	Nº 26	Correderas 1" a max – 2.38 m. entre centros
13" hasta 30"	Nº 24	Correderas 1" a max – 2.38 m. entre centros
31" hasta 45"	Nº 22	Correderas 1" a max – 2.38 m. entre centros
46" hasta 60"	Nº 20	Correderas 1 1/2" a max – 2.38 m. entre centros
Más de 61"	Nº 21	Correderas 1 1/2" a max – 2.38 m. entre centros con refuerzo ángulo 1" x 1" x 1/8" entre empalmes

Las uniones entre ductos, una vez colocada la corredera, será sellada con silicona especial, que no ataca al galvanizado de las planchas, asegurándose de que no existan fugas o infiltraciones de aire.

Se proveerán dampers manuales en los desvíos de los ductos empleando planchas de fierro galvanizado N° 20, cuyo eje irá apoyado en las caras de ducto con cojinetes de bronce. El eje identificará desde el exterior la posición real de la compuerta.

También se proveerán dampers manuales en el interior de los ductos, donde así lo indiquen los planos, los cuales deberán permitir regular el caudal de aire. Desde el exterior deberá ser posible determinar la posición "cerrada" o "abierta" del damper.

Los ductos serán soportados por estructuras de ángulos de fierro de 1 ½" x 1 ½" x 1/8", electrosoldadas, protegidas con dos manos de pintura anticorrosiva y dos manos de esmalte sintético.

Todos los soportes de ductos deberán ser anclados al piso.

En el caso de los ductos que irán dentro del falso cielo raso, los ductos serán suspendidos del techo mediante varillas roscadas galvanizadas de 3/8" de diámetro y travesaños ranurados galvanizados, especiales para este fin.

## **2.6.- AISLAMIENTO TERMICO DE DUCTOS**

Los ductos serán aislados térmicamente con mantas de lana de vidrio de 1" de espesor y una densidad mínima de 1 lb/pie<sup>3</sup>, con cubierta de foil de aluminio, que actuará como barrera de vapor.

Las uniones se realizarán mediante cinta autoadhesiva aluminizada de 3" de espesor, finalmente, el aislamiento térmico será asegurado con zunchos de nylon.

En donde así se indique (ductos de extracción o retorno), se empleará aislamiento térmico de poliestireno expandido, fijado al ducto mediante alambre galvanizado. En las esquinas se colocarán láminas de plancha de fierro galvanizado para impedir que el alambre deteriore el poliestireno expandido.

## **2.7.- DIFUSORES Y REJILLAS DE RETORNO**

Tanto los difusores como las rejillas de retorno, serán fabricadas de plancha de fierro galvanizado de 1/40" de espesor, con protección anticorrosiva y acabado de esmalte acrílico, color blanco.

En los ambientes que cuentan con filtros absolutos terminales, no se colocarán difusores, sino que se instalarán planchas de acero inoxidable perforadas fijadas al techo mediante tornillos autorroscantes.

Estas planchas deberán tener por lo menos un 70% de su área perforada y servirán para proteger a los separadores de aluminio de los filtros absolutos.

## 2.8.- TUBERIAS DE COBRE

Las tuberías de cobre a emplearse para la interconexión de las unidades evaporadoras con sus respectivas unidades condensadoras, serán tipo "L", sin costura, con especificaciones según ASTM B88-41, suministrados con su interior limpio y deshidratado y con sus extremos sellados. Las tuberías de cobre a emplearse deberán cumplir las siguientes características:

Diam. Nom. (Pulg.)	Diam. Exterior (Pulg)	Espesor de la pared nom. (Pulg)	Tolerancia	Peso Teórico (Lb/pie)	Permitida (psi) A 100° F
½"	0.625	0.040	0.0035	0.285	740
¾"	0.875	0.045	0.0040	0.455	590
1"	1.125	0.050	0.0040	0.655	510
1 ¼"	1.375	0.050	0.0045	0.885	460
1 ½"	1.625	0.060	0.0045	1.14	430
2"	2.125	0.070	0.0060	1.75	370
2 ½"	2.625	0.080	0.0060	2.48	250

### Accesorios

Los accesorios, codos 90°, codos 45°, tees, etc. deberán ser de cobre especificación ASTM B-88 o bronce fundido, especificación ASTM B-62 o forjado, especificaciones ANSI B-16.18. Con sus extremos para soldar.

Todos los accesorios deberán llevar grabados en relieve la marca del fabricante. El interior de los mismos será liso y no presentará porosidades en toda su masa.



### **Aleación de Soldar**

Las uniones se ejecutarán empleando soldadura con aleación de antimonio y estaño en proporciones de 5% y 95% respectivamente. Recomendada para temperatura de servicio hasta 250° F con presiones de trabajo hidráulico de 150 a 200 PSI a 250° F y 300 a 500 PSI a 100° F grado de fusión de 460° F, especificado según normas ASTM B-32 grado 5A.

La soldadura tipo alambre de 3/32" y/o 1/8" será presentada en carretes.

Se utilizará la pasta de soldadura recomendada por los fabricantes para el tipo de soldadura indicada.

### **Válvula de Cierre**

Será del tipo cierre "Shutt-Off" tipo globo con diafragma especial para líneas de refrigeración, con bonete roscado, asiento elevante y resorte tipo compacto y liviano.

Con cuerpo y bonete de bronce forjado, asiento de nylon resistente al calor, diafragma de bronce fosforoso y acero inoxidable, resorte de acero inoxidable, con sus elementos reemplazables. Para la presión de 500 PSI y máxima temperatura de 275° F.

Los terminales serán para ser soldados a la línea designada por el standard ANSI B-16.18. Asimismo, estarán grabados en el cuerpo de la válvula la marca y la presión de trabajo.

## **2.9.- TUBERIAS DE AGUA HELADA**

Las tuberías de agua helada a suministrarse, serán de fierro negro, ASTM A-53 grado A, con uniones soldadas.

Una vez completado el proceso de soldadura, se realizará una prueba de presión hidrostática a 100 PSI durante 24 horas.

Si durante este periodo prueba de presión no se detectaran variaciones en la presión, se procederá a aplicar dos manos de pintura anticorrosiva a la superficie exterior de las tuberías y se colocará el aislamiento térmico.

## **2.10.- AISLAMIENTO TERMICO DE TUBERIAS**

Tanto las tuberías de cobre como las de fierro negro (agua helada), serán aisladas térmicamente con espuma elastomérica de células cerradas.

El aislamiento térmico de las tuberías de cobre de los equipos de aire acondicionado, tendrán un espesor de ½ pulgada y el de las tuberías de agua helada, será de 1 pulgada de espesor.

La unión de los tramos de aislamiento térmico y de los tramos longitudinales se realizará con pegamento de contacto .

Para el aislamiento térmico de las válvulas y otros accesorios, se utilizará el mismo material aislante en forma de cinta autoadhesiva.

## **2.11 INSTALACIÓN ELÉCTRICA**

En los planos se indica el lugar donde la obra civil deberá dejar las provisiones eléctricas para los equipos de aire acondicionado.

El contratista del aire acondicionado ejecutará totalmente la conexión eléctrica de fuerza de los equipos desde dichas provisiones (2m. Max).

Se empleará tuberías CONDUIT galvanizada pesada americana y cajas CONDULET cuando la instalación sea a la vista, pudiendo ser tubería plástica pesada únicamente cuando la instalación sea empotrada. Los alambres y cables serán de cobre con forro tipo THW.

Todos los equipos de aire acondicionado estarán conectados a tierra con su respectivo cable. Para la conexión eléctrica en general se seguirán las normas técnicas establecidas en el código nacional de electricidad.

## **2.12 INSTALACIÓN DE DRENAJE**

El drenaje de los equipos de aire acondicionado se conectará al sumidero proporcionado por obra civil y ubicado a una distancia no mayor de 02m de cada equipo evaporador respectivamente. Estos puntos de drenaje están indicados en los planos y deberán coordinarse su ubicación final con obra civil a inicio de la obra; se empleará tubería PVC-SAP con uniones para embonar usando pegamento adecuado.

## **2.13 PRUEBAS Y BALANCEO**

Las pruebas y ajustes de los equipos de aire acondicionado serán supervisados personalmente por el Ingeniero responsable de las instalaciones; para las pruebas y regulaciones se ceñirá a las instrucciones de los fabricantes.

Una vez que el sistema de distribución de aire se encuentre en operación, deberá balancearse conforme a los volúmenes de aire que especifican los planos, utilizándose al efecto, instrumentos aprobados para la regulación de las velocidades en el interior de los conductos y en los elementos de salida.

Para la medición del aire en las salidas se emplearán anemómetros o velómetros. Una vez informado el propietario de que el sistema se encuentra balanceado, deberán verificarse en su presencia todas aquellas pruebas sobre las cuales él exija comprobación.

Si es necesario realizar ajustes adicionales para el control de temperatura, éstos se efectuarán de acuerdo a cada condición y de conformidad con el propietario.

Se regularán y calibrarán los controles automáticos, Se entrenará en la operación de los equipos a la persona designada por el propietario.

## **5.- Archivos Digitales de la Tesis**

## 1.- FLUJOGRAMA DE LA METODOLOGIA DE CALCULO

## 2.- RELACION DE ARCHIVOS DIGITALES DE LA TESIS

## 3.- DOCUMENTOS CAD

### A PLANOS DE CALCULO

- A Planos de cálculo 1 Identificación de Areas
- B Planos de cálculo 2 Niveles de presión y Sentidos de Flujos de aire
- C Planos de cálculo 3 Datos para el Cálculo de Carga Térmica
- D Planos de cálculo 4 Zonificación y ambientes a fines.
- E Planos de cálculo 5 Relacion de Ambientes con su carga Térmica
- F Planos de cálculo 6 Relacion de Ambientes con su Capacidad por carga Térmica
- G Planos de cálculo 7 Balance de Caudales
- H Planos de cálculo 8 Relacion de ambientes con su capacidad según el balance de caudales.
- I Planos de cálculo 9 Relacion de Equipos según la zonificación
- J Planos de cálculo 10 Colectores de polvo
- K Planos de cálculo 11 Diseño de Sistemas de agua helada y de condensado
- L Planos de cálculo 12 Esquemas de principio de cada equipo y/o sistema
- M Planos de cálculo 13 Diseño de la sala de maquinas
- N Planos de cálculo 14 Relacion de todos los equipos con sus características mecánicas eléctricas

### B PLANOS DEL PROYECTO

- A IM-01 Esquemas de principio y detalles
- B IM-02 Esquemas Unifilar Eléctrico
- C IM-03 Planos de Planta y corte
- D IM-04 Sala de maquinas
- E IM-05 Sistema de agua helada
- F IM-06 Sistema de colectores de polvo
- G IM-07 Balance de Caudales
- H IM-08 Equipos con sus características mecánicas eléctricas

## 4.- DOCUMENTOS EXCEL

- A Tablas
- B CFM por número de Renovaciones
- C CFM a través de las puertas
- D Cargas Térmicas
- E Capacidad de los equipos por carga térmica
- F Balance de Caudales
- G Capacidad de los equipos luego del balance de caudales
- H Relacion de la capacidad de equipos según Zonificación y ambientes afines
- I Diseño de ductos
- J Pérdidas primarias en ductos
- K Diseño de tuberías de agua helada
- L Metrados
- M Costos y presupuestos

## 5.- DOCUMENTOS WORD

- A Tesis
- B Carátula + Índice de la Tesis
- C Memoria Técnica Descriptiva del Laboratorio
- D Resumen Ejecutivo de la Tesis.

## 6.- DOCUMENTOS PDF

- A Catálogo del chiller enfriado por agua
- B Catálogos de manejadoras y fan coils
- C Catálogos de torres de enfriamiento
- D Catálogos de filtros
- E Suministros de inyectoras - Colectores - Extractoras y Boosters

# **Anexo 2**

## **Planos de Cálculo**

Plano de la pagina: 360 al Anexo 03



# **Anexo 3**

## **Planos del Proyecto**

Plano de la pagina: 376 hasta el final