

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



**PROPUESTA DE SELECCIÓN E INSTALACION DE UN  
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA LOS  
QUIROFANOS DEL HOSPITAL POLICLINICO ROMA DEL  
INSTITUTO SALVADOREÑO DEL SEGURO SOCIAL**

PRESENTADO POR:

**JOSE CARLOS BONILLA BARRIOS**

PARA OPTAR AL TITULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

CIUDAD UNIVERSITARIA, ENERO 2015

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**

**RECTOR :**

**ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO**

**SECRETARIA GENERAL :**

**DRA. ANA LETICIA ZAVALA DE AMAYA**

**FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA**

**DECANO :**

**ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL**

**SECRETARIO :**

**ING. JULIO ALBERTO PORTILLO**

**ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA**

**DIRECTOR :**

**ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ**

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Título :

**PROPUESTA DE SELECCIÓN E INSTALACION DE UN  
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA LOS  
QUIROFANOS DEL HOSPITAL POLICLINICO ROMA DEL  
INSTITUTO SALVADOREÑO DEL SEGURO SOCIAL**

Presentado por :

**JOSE CARLOS BONILLA BARRIOS**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

**ING. FRANCISCO DELEON TORRES**

San Salvador, Enero 2015

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

**ING. FRANCISCO DELEON TORRES**

## CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	10
CAPITULO 1 GENERALIDADES.....	11
1.1 HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO.....	11
1.2 ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE.....	11
1.3 ASPECTOS IMPORTANTES PARA ACONDICIONAR UN ESPACIO.....	14
1.4 EL AIRE ACONDICIONADO.....	16
1.5 VENTILACIÓN GENERAL EN HOSPITALES.....	20
1.6 CRITERIOS GENERALES PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y VENTILACIÓN EN EL SECTOR SALUD.....	30
1.7 DESCRIPCIÓN DEL SERVICIO DE CIRUGIA Y SALA DE EXPULSIÓN.....	34
CAPITULO 2 CÁLCULO DE CARGA TERMICA.....	36
2.1 CONDICIONES CLIMATOLOGICAS.....	36
2.2 COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE.....	39
2.3 ESTIMACIONES DEL PROYECTO.....	43
2.4 CONDICIONES EXTERIORES NORMALES DE PROYECTO CON TEMPERATURAS DE BULBO SECO.....	43
2.5 DETERMINACION DEL DIA DEL PROYECTO.....	45
2.6 BALANCE TERMICO.....	47
2.7 FUNCION DEL BALANCE TERMICO.....	49
2.8 CALCULOS DEL BALANCE TERMICO.....	52
2.9 CONDICIONES DE DISEÑO INTERIORES PARA DIVERSAS ÁREAS DE UN HOSPITAL.....	66
2.10 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	67
2.11 DATOS DE LEVANTAMIENTO.....	67
2.12 DESCRIPCIÓN DE ÁREAS.....	68
2.13 BALANCE TERMICO PARA QUIROFANO 6.....	70
2.14 RESUMEN, CARGA TERMICA TOTAL QUIROFANO 6.....	83
2.15 BALANCE TERMICO PARA QUIROFANO 5.....	83
2.16 RESUMEN, CARGA TERMICA TOTAL QUIROFANO 5.....	91
CAPITULO 3. EMPLEO DEL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.....	92
3.1 INTRODUCCIÓN.....	92

3.2 ANALISIS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.....	93
3.3 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACIÓN DE AIRE. ....	94
3.4 CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE MEZCLA EN LA CARTA PSICROMETRICA. ....	95
3.5 EMPLEO DEL DIAGRAMA PSICROMETRICO.....	97
3.6 DEFNICON DE TERMINOS, PROCESOS Y FACTORES.....	99
3.7 CALCULO DEL VOLMEN DE AIRE CON AYUDA DEL ESHF, DEL ADP Y DEL BF.....	114
3.8 HOJA DE CÁLCULO DEL BALANCE TERMICO.....	115
3.9 APARATOS QUE SE EMPLEAN EN LA CLIMATIZACION .....	119
3.10 CALCULO DE BALANCE TERMICO QUIROFANO 6 .....	137
3.11 CALCULO DE BALANCE TERMICO QUIROFANO 5 .....	140
CAPITULO 4. TRATAMIENTO DE AIRE .....	143
4.1 UBICACIÓN.....	143
4.2 CONSIDERACIÓN ECONÓMICA.....	143
4.3 CONSIDERACIONES DEL NIVEL DE SONIDO .....	144
4.4 EQUIPOS.....	145
4.5 CONDUCTOS DE AIRE .....	155
4.6 MÉTODOS DE CÁLCULO .....	165
4.7 CALCULO DE CONDUCTOS QUIRÓFANO 6 .....	166
4.8 CALCULO DE CONDUCTOS QUIRÓFANO 5 .....	169
CAPITULO 5 SELECCIÓN DE EQUIPOS .....	171
5.1 UNIDADES DE PAQUETE ENFRIADAS POR AIRE TIPO TECHO .....	171
5.2 CARACTERÍSTICAS DE UNIDAD PAQUETE .....	174
5.3 SELECCIÓN DE EQUIPO POR ANÁLISIS PSICROMÉTRICO .....	175
5.6 SELECCIÓN DE EQUIPO.....	176
CAPITULO 6 INSTALACION, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE EQUIPO .....	177
6.1 INSTALACIÓN DE EQUIPO .....	177
6.2 OPERACIÓN DE EQUIPO.....	179
6.3 FUNCIONAMIENTO, LIMPIEZA Y MANTENIMIENTO .....	181
6.4 MANTENIMIENTO Y SERVICIO.....	182
CAPÍTULO 7 ANÁLISIS DE COSTOS.....	186

INTRODUCCIÓN.....	186
7.1 ANÁLISIS DE COSTOS .....	186
7.2 COSTOS QUE FORMAN PARTE DE UN PROYECTO DE INVERSIÓN .....	187
7.3 CÁLCULO DE LOS COSTOS TOTALES DEL PROYECTO.....	189
7.4 RESUMEN DE GASTOS.....	192
CONCLUSIONES.....	194
RECOMENDACIONES .....	195
BIBLIOGRAFIA.....	196
ANEXOS.....	197
ANEXO 1 .....	197
ANEXO 2 .....	198
ANEXO 3 .....	199
ANEXO 4 .....	200
ANEXO 5 .....	202
ANEXO 6 .....	203
ANEXO 7 .....	204
ANEXO 8 .....	205
ANEXO 9 .....	206
ANEXO 10 .....	207
ANEXO 11 .....	210
ANEXO 12.....	212
ANEXO 13.....	213
ANEXO 14.....	214
ANEXO 15.....	215
ANEXO 16.....	216
ANEXO 17.....	217
ANEXO 18.....	218
ANEXO 19.....	219
ANEXO 20.....	220
ANEXO 21.....	221
ANEXO 22.....	222

ANEXO 23 .....	223
ANEXO 24 .....	227
ANEXO 25 .....	229
ANEXO 26 .....	231
ANEXO 27 .....	232
ANEXO 28 .....	238
ANEXO 29 .....	247
ANEXO 30 .....	248
ANEXO 31 .....	250



## **INTRODUCCIÓN.**

A medida ha ido evolucionando la tecnología, las necesidades de esterilización de áreas quirófanos en hospitales ha ido incrementando, disminuyendo así los riesgos de infecciones en pacientes intervenidos en dichos quirófanos como también mejorando la protección del personal involucrados en las intervenciones

El propósito de este trabajo es el de seleccionar y hacer una propuesta de instalación de un sistema de acondicionamiento de aire para el área de quirófanos del hospital Policlínico Roma del Seguro Salvadoreño del Seguro Social localizado en la ciudad de San Salvador, con la finalidad de brindarle a este espacio todos los requerimientos en cuanto a las condiciones específicas del local siguiendo las normativas de seguridad y así poder ofrecer el servicio para el cual ha sido proyectado.

Siendo esta una de las áreas en la cual el aire acondicionado tiene una de sus más grandes aplicaciones y en donde el diseñador enfrenta numerosos retos, que tienen que ver con lo más importante para el sector salud que son las vidas humanas, ya que este espacio debe contar con temperatura, humedad, presión y pureza en el aire adecuada para llevar a cabo las intervenciones quirúrgicas, esta última es de vital importancia ya que de ella depende que el local se mantenga estéril, limpio de bacterias y virus.

En este trabajo se detallan los distintos procesos psicrométricos en una unidad manejadora de aire; de acuerdo a la necesidad y características del medio ambiente requeridas, se describen los diferentes sistemas que se pueden utilizar, teniendo en consideración sus prestaciones y limitaciones.

Finalmente se muestran los estudios realizados de carga térmica, estudios psicrométrico, cálculo y selección de los equipos, distribución del aire y costos para una instalación eficiente.

## **CAPITULO 1 GENERALIDADES.**

### **1.1 HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO.**

En 1842, Lord Kelvin inventó el principio del aire acondicionado. Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un circuito frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante. Para ello, se basó en 3 principios:

- El calor se transmite de la temperatura más alta a la más baja.
- El cambio de estado del líquido a gas absorbe calor.
- La presión y la temperatura están directamente relacionadas.

No fue hasta 1906 que Carrier, siendo empleado de la Buffalo Forge Company, patentó su primer equipo como un aparato para tratar el aire. .

Actualmente en la sociedad muchos productos y servicios vitales dependen del control del clima interno; la comida, la ropa que vestimos y la biotecnología de donde se obtienen químicos, plásticos y fertilizantes.

El aire acondicionado juega un rol importante en la medicina moderna, desde sus aplicaciones en cuidados de bebés y las salas de cirugía hasta sus usos en laboratorios de investigación.

El aire acondicionado ha hecho posible el crecimiento y desarrollo de las áreas tropicales, proporcionando los medios para más y mejores vidas productivas. Docenas de ciudades desérticas, desde el Ecuador hasta Arabia Saudita no existirían aún hoy, Sin la habilidad del hombre para controlar su medio ambiente.

### **1.2 ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE.**

Muchos consideran el acondicionamiento del aire como una industria muy importante. Una industria que se desarrolla con una rapidez extraordinaria y que proporciona trabajo a miles de hombres con la instrucción adecuada y más

comodidad y mejor salud a muchas personas en sus hogares y en sus lugares de trabajo.

Correctamente empleado, el término acondicionamiento del aire significa controlar la temperatura, la circulación, la humedad y la pureza del aire que respiramos y en el que vivimos o, hablando en términos más generales, el acondicionamiento completo del aire significa calentar el aire en invierno, enfriarlo en verano, circular el aire y renovarlo en esas dos estaciones del año, secarlo (quitarle humedad) cuando el aire está demasiado húmedo, humedecerlo (añadirle humedad) cuando es demasiado seco y filtrar o lavar el aire para privarle del polvo y los posibles microbios que contenga tanto en el verano como en el invierno, cualquier sistema que sólo realiza una o dos de esas funciones, pero no todas ellas, no es un sistema completo de acondicionamiento del aire.

Si se reflexiona sobre las posibilidades del acondicionamiento del aire, es fácil de ver el enorme efecto que puede tener sobre la comodidad, la eficiencia y la salud en la vida diaria del hogar y del trabajo, si se realiza dentro de locales cerrados. Es fácil ver porque el acondicionamiento del aire ha interesado a gentes de todos los países y porque tiene ante sí un porvenir tan extraordinario. Para que un sistema de acondicionamiento lleve a cabo su función en forma adecuada debe operar en forma simultánea y continua sobre las magnitudes siguientes:

- a) Temperatura: Calefacción, Refrigeración.
- b) Humedad: Humidificación, Deshumidificación.
- c) Velocidad: Ventilación mecánica, Extracción del aire.
- d) Pureza: Filtrado, Esterilizado.

Las instalaciones de calefacción y refrigeración modernas tienen la temperatura controlada automáticamente por medio de interruptores termostáticos eléctricos que abren o cierran el circuito eléctrico de los motores del quemador de petróleo, del solenoide que acciona una válvula que controla el paso del gas o, en algunos casos, de los motores que mueven la parrilla automática para carbón o el control del tiro.

Al planear un sistema de calefacción o refrigeración para una casa o un edificio de otro tipo, hay que tener en cuenta el tamaño del edificio, la superficie total de las paredes y las ventanas, el aislamiento, la diferencia máxima de temperatura entre el exterior y el interior, la importancia de las pérdidas y ganancias de calor, para así calcular mejor la carga total de calor o enfriamiento y el tamaño de la unidad de calefacción o refrigeración que se necesita.

La proporción de humedad del aire se denomina "humedad relativa", significando este término el porcentaje de humedad en proporción a la cantidad total que el aire puede retener cuando está saturado. El punto de saturación dependerá de su temperatura. Cuando más caliente esté el aire, tanto más humedad contendrá antes de estar saturado o de alcanzar el "*punto de rocío*", en el cual la humedad empieza a condensarse o a desprenderse del aire.

El aire seco, o sediento, absorbe con gran rapidez humedad de los tejidos de la boca, la garganta, la nariz y los pulmones y hace que sus superficies se sequen y se irriten, quedando en un estado muy susceptible para que penetren en el organismo los microbios que producen las enfermedades. Muchos casos de resfriados, gripe, bronquitis, y otras enfermedades por el estilo pueden evitarse humedeciendo correctamente el aire de los edificios durante los meses de invierno.

El humedecimiento, o sea, la adición de humedad al aire, puede realizarse haciéndolo pasar a través de chorros muy finos de agua o a través de chorros de vapor. En algunos casos, se realiza haciendo pasar el aire sobre telas o almohadillas empapadas en agua. El aire caliente que circula por encima y alrededor de esas bandejas absorberá así bastante humedad.

Como se ha dicho antes, una buena parte de la suciedad, el polvo y los microbios que contiene normalmente el aire, sobre todo en las grandes ciudades y los centros industriales, puede eliminarse haciendo pasar el aire a través de filtros o almohadillas de diferentes tipos.

Uno de los tipos más empleados de filtros para el aire en los sistemas de acondicionamiento está hecho con lana de vidrio revestida con una delgada

película de aceite. Estos filtros son muy eficaces y pueden quitar al aire el 99 % del polvo y muchos de los microbios que contiene normalmente.

- Filtro metálico 30 % de eficiencia
- Filtro de bolsa 60 % de eficiencia
- Filtro absoluto 99.997 % de eficiencia

### **1.3 ASPECTOS IMPORTANTES PARA ACONDICIONAR UN ESPACIO**

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio riguroso de los componentes de las carga en el espacio que va a ser acondicionado. Es indispensable en la estimación que el estudio sea preciso y completo no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles arquitectónicos y mecánicos, croquis de localización y del terreno, y en algunos casos fotografías sobre aspectos importantes del local.

Este diseño es válido y necesario para comodidad y proceso industrial al quedar enmarcado dentro del siguiente criterio general, que en todo caso deben enmarcarse los aspectos físicos:

- 1) Orientación del edificio: situación del local a condicionar con respecto a:
  - a) Puntos cardinales: efectos del sol y viento.
  - b) Estructuras permanentes próximas: efectos de sombra.
  - c) Superficies reflejantes: agua, arena, lugares de estacionamiento.
- 2) Uso del espacio: hospital, oficina, teatro, fábrica, taller, etc.
- 3) Dimensiones físicas del espacio: largo, ancho y alto.
- 4) Altura a plafón: altura de piso a piso, piso a plafón suspendido y loza a trabes.
- 5) Columnas: tamaño, peralte, distribución y desarrollo.
- 6) Materiales de construcción: material, espesor y conductividad térmica de muros, losas, plafones, muros diversos y posición relativa en la estructura.

- 7) Condiciones de medio circulante: color exterior de muros y losas, sombreado por edificios adyacentes y marquesinas, espacios de áticos con ventilación o sin ella, ventilación forzada o natural, espacios adyacentes acondicionados o sin acondicionar, temperatura de espacio adyacente no acondicionado, piso sobre tierra, cimentación, etc.
- 8) Ventanas: tamaño y localización, marcos de madera o metal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana dimensiones de los salientes de las ventanas y distancia de la ventana al marco exterior de la pared.
- 9) Puertas: situación, tipo, dimensiones, y frecuencia de uso.
- 10) Escaleras, elevadores y escaleras mecánicas: localización, temperatura del espacio adyacente si no está acondicionado, potencia de los motores, con ventilación o sencilla.
- 11) Ocupantes: número, tiempo de ocupación naturaleza de su actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.
- 12) Alumbrado o iluminación: carga máxima, tipo; incandescente, fluorescente, empotrada o expuesta. Si las lámparas son empotradas el flujo de aire sobre ellas, inyección, retorno o extracción deberá preverse.
- 13) Motores: situación, potencia nominal y empleo. Este último dato es muy importante y deberá valorarse cuidadosamente. La potencia de entrada de los motores eléctricos no es necesariamente igual a la potencia útil, dividida por el rendimiento, frecuentemente los motores trabajan con una permanente sobrecarga o bien por debajo de su capacidad nominal. Es siempre recomendable medir la potencia consumida, cuando sea posible. Esto es muy importante en instalaciones industriales en la que la mayor parte de la carga térmica se debe a la maquinaria.
- 14) Utensilios, maquinaria comercial, equipo eléctrico: potencia indicada, consumo de vapor o de gas, cantidad de aire extraído o necesario y su empleo. Puede obtenerse más precisión midiendo los consumos de energía eléctrica o gas durante las horas pico.
- 15) Ventilación: metros cúbicos por persona o por metro cuadrado.

16) Funcionamiento continuo o intermitente: si el sistema debe funcionar cada día laborable, durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias o salas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa o pre enfriamiento.

## **1.4 EL AIRE ACONDICIONADO**

La climatización es el proceso de tratamiento del aire de tal forma que se controlan simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución para responder a las exigencias del espacio climatizado

Para el estudio y para efectos prácticos se analizará el sistema de refrigeración por compresión de vapor

### **1.4.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN.**

El sistema consiste básicamente en cuatro dispositivos indispensables para conseguir un ciclo termodinámico cerrado y varios equipos auxiliares sin ser absolutamente necesarios.

El diagrama de flujo de todos los componentes del sistema, así como también el proceso de condensación y el reciclado total de la sustancia de trabajo, llamado refrigerante se pueden apreciar en el anexo 1.

Una forma sencilla y breve de explicar sin entrar en detalles de precisión y el recorrido que realiza el refrigerante a lo largo de un ciclo completo en una máquina de refrigeración es la siguiente:

El refrigerante es aspirado por el compresor. En ese instante los gases son comprimidos a alta presión recibiendo una energía mecánica y pasando a la cámara de descarga. El gas recalentado pasa así al condensador donde se enfría al ceder calor al medio que lo rodea, normalmente agua y/o aire, hasta

llegar a la temperatura a la cual se condensa pasando así al estado líquido. La temperatura a la cual se produce este cambio depende de la presión existente en esos momentos en el condensador y de la naturaleza del refrigerante que utilice el sistema.

El refrigerante en estado líquido sale del condensador y se dirige a la válvula de expansión. Dicha válvula hace pasar el refrigerante a través de un orificio muy pequeño provocándole una fuerte pérdida de presión llevando de este modo al refrigerante a una presión y temperatura inferior entrando en ese estado en el evaporador. Una vez que se encuentra en el interior del evaporador el refrigerante comienza a hervir debido al calor que absorbe del medio circulante, normalmente aire y/o agua, hasta pasar todo a estado gaseoso. Todo este proceso se debe a que la temperatura a la cual se evapora el refrigerante es muy baja. El gas se dirige entonces al compresor donde es aspirado de nuevo por éste y dando comienzo un nuevo ciclo.

Los elementos principales del ciclo de refrigeración son:

### **1.- Válvula de Expansión**

Es un dispositivo de diseño especial que dosifica y controla automáticamente el flujo del refrigerante en la línea del líquido al evaporador, haciendo que la presión del refrigerante disminuya

### **2.- Evaporador**

La forma y el modelo de serpentín dependen del tipo de enfriamiento deseado, ya que en su interior circula el refrigerante el cual mediante la absorción del calor del medio que lo rodea se transforma del estado líquido al estado de vapor.

### **3.- Compresor**

El compresor puede ser de tipo recíprocante, centrífugo o rotatorio, el cual tiene por objetivo elevar la temperatura del gas refrigerante a un valor tal que su punto de condensación sea superior a la temperatura de los medios disponibles para que se realice la condensación.



La construcción y aplicación de este compresor también está en función del refrigerante manejado.

#### **4.- Condensador**

Consta de un serpentín destinado a transformar el vapor refrigerante de alta presión, que proporciona el compresor, en líquido refrigerante a la misma presión, mediante el contacto con aire y/o agua del medio ambiente. Al igual que los otros dispositivos también existen diferentes tipos de condensadores.

Los elementos auxiliares que requieren en estos sistemas son:

1. Separadores de Aceite
2. Filtro Deshidratador
3. Indicadores de Fluido.
4. Manómetros
5. Censores Eléctricos.
6. Termómetros.
7. Válvulas de Seccionamiento o de servicio.
8. Controles para protección de equipo.

Los siguientes pasos pueden hacer más comprensibles el ciclo y el flujo del refrigerante.

1. Por aspecto práctico el ciclo del refrigerante empieza en el orificio del dispositivo de control.
2. El líquido de alta temperatura y de alta presión reduce los parámetros cuando entra en la válvula de expansión (dispositivo de control).
3. El dispositivo de control gobierna el flujo del refrigerante y separa el lado de alta y el lado de baja presión del sistema.
4. El refrigerante se evapora al absorber calor del evaporador.
5. La capacidad de evaporación se controla con el compresor.
6. El vapor refrigerante sale del evaporador con un sobre calentamiento de aproximadamente 10°F, esto es, 10°F más que la temperatura de evaporación.
7. El compresor aumenta la temperatura del vapor hasta superar la del medio de condensación, de manera que el calor se transmita al medio (aire y/o

agua) por lo cual el vapor se condensa y queda en su forma líquida para volver a usarse.

#### **1.4.2 CICLO INVERSO DE CARNOT.**

De acuerdo con Lord Kelvin es imposible transformar en trabajo el calor que se toma de una única fuente de temperatura uniforme mediante una transformación que no produzca ningún otro cambio en los sistemas que intervienen en ella, para realizarla se necesitan por lo menos dos fuentes a dos temperaturas distintas,  $T_1$  y  $T_2$ . Si están dichas fuentes, se puede transformar el calor en trabajo por medio del proceso siguiente, denominado ciclo de Carnot. Al considerar un fluido cuyo estado pueda representarse sobre un diagrama  $P$ - $V$ , (presión-volumen) se observan dos transformaciones adiabáticas (se dice que una transformación de un sistema termodinámico es adiabática si es reversible y si el sistema está térmicamente aislado de tal modo que no pueda haber intercambio de calor entre él y el medio circulante mientras se realiza la transformación) y dos transformaciones isotérmicas correspondientes a las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  (es la transformación durante la cual la temperatura del sistema permanece constante).

Estas cuatro curvas se interceptan en los puntos A, B, C y D como se muestra en la figura 1.1.

El ciclo inverso de Carnot empieza por el punto C, se comprime adiabáticamente de C a B, enseguida viene una compresión isotérmica de B a A, luego una expansión adiabática de A a D y se regresa a C con una expansión isotérmica de D a C. Sobre el gas se realiza trabajo durante la compresión, y el gas realiza trabajo durante la expansión. El trabajo neto, es la diferencia representada en el diagrama  $P$ - $V$  como el área C, B, A, D.

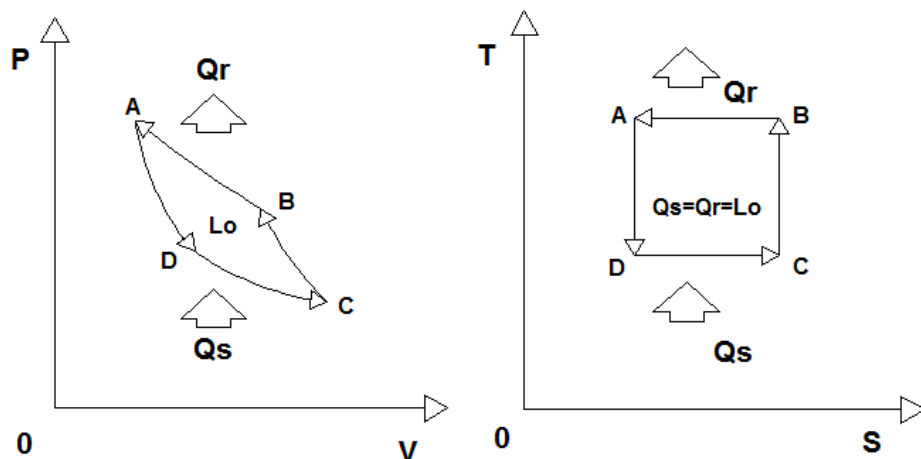


Fig. 1.1 Ciclo inverso de Carnot

Sean AB y CD las isotermas de temperatura  $T_1$  y  $T_2$  respectivamente. AC Y BD son las adiabáticas.

La transformación cíclica reversible ABCDA, es lo que se llama un ciclo de Carnot y se dice que una transformación es reversible cuando los sucesivos estados de la transformación difieren de los estados de equilibrio en cantidades infinitesimales. Una transformación reversible se realiza en la práctica variando muy lentamente las condiciones externas para así permitir que el sistema se ajuste gradualmente a las nuevas condiciones. Por ejemplo: se puede producir una expansión reversible en un gas encerrándolo dentro de un cilindro con un émbolo móvil y desplazado este hacia afuera muy lentamente. Si se desplaza bruscamente se formarían corrientes en la masa gaseosa en expansión y los estados intermedios dejarían de ser estados de equilibrio.

## 1.5 VENTILACIÓN GENERAL EN HOSPITALES

En los hospitales la ventilación tiene que cubrir las necesidades clínicas y proporcionar las condiciones higiénicas adecuadas con el fin de proteger a los pacientes y a los profesionales que realizan sus tareas en éste ámbito y a su vez, realizar el tratamiento térmico del ambiente. Desde el punto de vista de la

prevención de riesgos laborales, la ventilación de los lugares de trabajo es una medida de protección colectiva que permite eliminar o reducir el contenido de agentes contaminantes que puedan estar presentes en el ambiente.

En prevención de riesgos laborales la ventilación es una herramienta que permite mantener unas condiciones de trabajo seguras y saludables reduciendo o eliminando los contaminantes ambientales generados en el lugar de trabajo. Si además el aire de ventilación se climatiza permite trabajar en condiciones confortables. En los centros sanitarios la ventilación y el acondicionamiento del aire ha de cumplir con una serie de requisitos especiales, inherentes con las propias funciones y considerando la susceptibilidad de los pacientes. Además del mantenimiento del clima ambiental, uno de los cometidos específicos de la instalación de acondicionamiento de aire es la reducción de la concentración de agentes contaminantes, tales como microorganismos, polvo, gases narcóticos, desinfectantes, sustancias odoríferas u otras sustancias contenidas en el ambiente.

Existen distintas normas específicas aplicables al diseño, control y mantenimiento de los sistemas de aire acondicionado de los centros sanitarios, entre las que cabe destacar la norma UNE-100713:2005, sobre instalaciones de acondicionamiento de aire en hospitales, la UNE-EN ISO 14644, sobre salas limpias y locales anexos, el HVA Desing Manual for Hospital and Clinics, publicado por la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), así como recomendaciones de tipo general para la prevención de infecciones quirúrgicas, redactadas y promovidas por la autoridad laboral competente de las diferentes comunidades autónomas donde esté ubicado el centro sanitario.

### **1.5.1 ASPECTOS GENERALES**

Las unidades técnicas de acondicionamiento del aire deben de estar diseñadas para asegurar la circulación del caudal de aire necesario entre los

diferentes locales, disponiendo de accesos fáciles, que permitan llevar a cabo las tareas de limpieza, desinfección, mantenimiento y cambio de filtros. El sentido de la circulación del aire será desde las zonas más limpias hacia las zonas más sucias, y las condiciones termo-higrométricas han de ser las adecuadas para cada lugar, y todo ello, sin que el nivel de presión sonora supere los 40dB(A) en el peor de los casos. En las tablas 1.1 y 1.2 se indican los valores mínimos y máximos de temperatura y humedad, según la norma UNE 100713:2005 y ASHRAE, así como los valores máximos de presión sonora según norma UNE 100713:2005.

*Tabla 1.1. Condiciones termo-higrométricas*

Local	UNE 100713:2005				NPT 742ASRAE			
	temperatura		Humedad relativa		temperatura		Humedad relativa	
	máxima	mínima	máxima	mínima	máxima	mínima	máxima	mínima
En todo el centro sanitario	26 C	24 C	55%	45%	24 C	21 C	60 %	30 %
Quirófanos	26 C	24 C	55%	45%	24 C	20 C	60 %	30 %

*Tabla 1.2. Nivel de presión sonora*

local	Presión sonora máxima
Sala de reanimación de quirófanos Habitaciones (todas) cuidados intensivos	35 dB(A)
Resto del hospital	40 dB(A)

## **1.5.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SECTORES DEL HOSPITAL Y EXIGENCIAS DE CADA ZONA**

Según la norma UNE 100713:2005 los locales se clasifican en dos clases:

- Locales clase I con exigencias muy elevadas de asepsia.
- Locales de clase II con las exigencias habituales.

Los primeros disponen de tres niveles de filtración del aire y los segundos de dos. Las clases de filtros requeridas en cada caso se indican en la tabla 1.4.

La circulación de aire entre locales de diferentes clases solo es admisible cuando se realiza desde locales con requisitos de calidad de aire elevados con respecto la presencia de gérmenes, hacia locales con requisitos menos exigentes. Por este motivo, han de proveerse exclusas de aire en los siguientes casos:

- Entre locales de clase I y de clase II
- Entre locales de clase I y el exterior
- Entre locales de la misma clase I, cuando sea necesario (por ejemplo: entre quirófanos y zonas de cuidados intensivos)

Para que la función de estas exclusas quede asegurada es necesario que nunca puedan estar abiertas a la vez la puerta de entrada y salida

## **1.5.3 TOMAS DE AIRE EXTERIOR Y SALIDAS DE EXPULSIÓN**

Tanto por exigencias técnicas como higiénicas, la situación de las rejillas de toma y expulsión de aire son importantes para la calidad del aire interior y para evitar riesgos de contaminación hacia edificios colindantes. Las distancias recomendadas por la norma UNE-100713:2005 están descritas en la tabla 1.3. Son distancias mínimas que deben ser objeto de estudio en cada caso debido, a la variabilidad de las condiciones meteorológicas, a la orografía del terreno y a las estructuras de los edificios colindantes.

Tabla 1.3. Distancias mínimas de separación

Fuente de contaminación	Distancia en m
Lugar de circulación de vehículos	1.0
Cubierta o tejados	2.5
terreno	2.5

Las distancias mínimas que debe haber entre la descarga de aire contaminado y la toma de aire dependerán, del grado de contaminación del aire descargado, de la velocidad de la descarga y del caudal del efluente. Para su cálculo se utiliza la siguiente ecuación:

$$d = 0.004 \times \sqrt{Q} \left( \sqrt{f \pm \frac{V}{2}} \right) \quad (\text{Ecuación 1.1})$$

Donde:

*d*: la distancia mínima de separación, en m

*Q*: caudal del efluente, en l/s

*f*: factor de dilución.

*V*: velocidad de la descarga, en m/s.

Según la dirección de la descarga, el signo que se toma será positivo o negativo y dependerá de si la dirección de la descarga con respecto a la toma de aire es a favor o en contra. El factor de dilución varía según la clase de efluente según se indica en la tabla 1.5.

#### 1.5.4 QUIRÓFANOS.

Dadas las altas exigencias de calidad ambiental exigidas por el tipo de trabajo que se realiza en los quirófanos, estos reciben un tratamiento diferenciado en función de las características específicas de su utilización.

## CLASIFICACIÓN.

La norma UNE 100713:2005 clasifica los quirófanos como locales de clase I, lo que indica, como ya se ha comentado anteriormente, que se trata de locales con altas exigencias respecto a la presencia de gérmenes. Según la experiencia, en los quirófanos, es necesario impulsar un caudal mínimo de aire de 2400 m<sup>3</sup>/h para garantizar una concentración media de gérmenes en el aire producidos exclusivamente en el propio quirófano, sin que existan grandes diferencias entre distintos puntos del mismo cuando están dotados de un sistema por difusión de mezcla de aire y un mínimo de 20 movimientos /h. A este caudal de aire se le llama caudal de referencia.

*Tabla 1.4. Clases de filtros localización*

<b>Nivel de filtración (clase de local)</b>	<b>Clase de filtro (eficiencia)</b>	<b>Norma</b>	<b>Localización</b>
1 (I,II)	F5 (40% < 60% )	UNE EN779	En la toma de aire exterior, si la longitud del conducto es >10m, sino, en la entrada de aire de la central de tratamiento o después de la eventual sección de mezcla
2 (I,II)	F9 (> 95%)	UNE EN779	Después de la unidad de tratamiento de aire y al comienzo del conducto de impulsión del local
3 (I)	H13 (99.5%)	UNE EN 1822-1	Lo más cerca posible del local a tratar. En locales clase I, en la propia unidad terminal de impulsión de aire.

El grado de contaminación  $\mu$ s se define por la relación entre  $K_s/K_r$  donde:

- $k_s$ : es la concentración media de gérmenes en el área de protección, considerando como tal la zona de operaciones y mesa de instrumental.



- $k_R$ : es la concentración media de gérmenes en el aire del quirófano con un caudal de aire impulsado igual al de referencia.

Tabla 1.5. Clases de efluentes

Clase de efluente	Procedencia del aire	Valor de f
1	Espacios sin fuentes de contaminación definidas como oficinas, aulas, salas de conferencias, tiendas, habitaciones de hoteles	5
2	Espacios que pueden tener una leve contaminación, salas de fotocopiadoras, comedores, restaurantes, vestuarios, aseos de accesos restringidos cocinas de viviendas, aire procedente de locales donde se fuma ocasionalmente	10
3	Espacios con significados indicios de contaminación, aseos públicos, aseos de hospitales, ventilación general de cocinas comerciales, laboratorios y lavanderías en seco, piscinas, ventilación primaria de redes de evacuación de aguas fecales, aire de locales donde su fuma moderadamente	15
4	Espacios con gases o humos molestos o tóxicos, cabinas de pinturas, garajes, campanas de cocinas, campanas de laboratorios, almacén de productos químicos, salas de maquinaria frigorífica, salas de almacenamiento de ropa sucia, chimeneas de aparatos que queman combustibles gaseosos, locales donde se fuma mucho	25
5	Aire que contiene concentraciones elevadas de partículas, bioaerosoles o gases peligrosos como chimeneas de calderas de combustibles sólidos o líquidos, campanas de humos sin tratamientos, torres de refrigeración y condensadores evaporativos.	50

La norma UNE-EN ISO 14644-1:2000, sobre salas limpias, se ajusta a las necesidades de calidad del aire requeridas en el quirófano y en consecuencia se ha utilizado como referencia para la clasificación de los diferentes tipos de quirófanos. La clasificación se basa en las características de la intervención y en el riesgo de infección post-operatorio. De acuerdo con esta norma los quirófanos se clasifican en:

- Quirófanos tipo A, que son los que tienen un nivel de asepsia más elevado,
- Quirófanos tipo B que corresponden a un nivel intermedio en cuanto a la exigencia de asepsia y
- Quirófanos tipo C cuando el nivel de exigencia frente a la contaminación por agentes biológicos es menos exigente.

En la tabla 1.6 se especifican las diferentes clasificaciones de los quirófanos según las distintas normas.

## **VENTILACIÓN.**

Tomando como base la norma UNE-EN ISO 14644-1:2000 y desde un punto de vista preventivo frente a las infecciones quirúrgicas en los quirófanos, la ventilación puede ser de flujo unidireccional o turbulento y el número de aportaciones de aire exterior tiene que ser igual o superior a 20 renovaciones hora.

En los quirófanos de clase A, se admite tanto el sistema unidireccional como turbulento, aunque se recomienda el sistema unidireccional. En este caso se admite la recirculación del aire, que debe ser del mismo quirófano y tratada de igual manera que el aire exterior. Se recomienda un mínimo de 35 movimientos/h. En los quirófanos de clase B y C se admite el régimen turbulento y en caso de los quirófanos de clase B los movimientos del aire deben ser de 20 por hora, siendo el aire del 100% exterior. En los quirófanos de clase C los movimientos de aire tienen que ser iguales o superiores a 15 por hora y también con un aire 100% exterior.

Tabla 1.6. Tipos de quirófano y clasificación del mismo según norma UNE 100713:2005 y UNE-EN ISO 14644-1:2000

<b>Tipo quirófano</b>	<b>UNE 100713:2005</b>	<b>UNE-EN ISO 14644-1:2000</b>	<b>Denominación quirófano</b>	<b>Tipo de intervención</b>
A	Clase 1	ISO clase 5	Quirófanos de alta tecnología. Cirugía especial.	Trasplantes de órganos, cirugía cardíaca, cirugía vascular, Cirugía ortopédica con implantes, neurocirugía,...
B	Clase 1	ISO clase 7	Quirófanos convencionales	Cirugía convencional y de urgencias. Resto de operaciones quirúrgicas.
C	Clase 1	ISO clase 8	Quirófano de cirugía ambulatoria	Cirugía ambulatoria. Salas de partos.

La norma UNE 100713:2005 indica que aunque con las tres etapas de filtración se obtiene una buena calidad del aire, se debe impulsar un caudal mínimo de aire exterior de 1200 m<sup>3</sup>/h para mantener la concentración de los gases de anestesia y desinfectantes dentro de un nivel ambiental aceptable ( $\leq$  0,4 ppm) en locales clase I, como es el caso de los quirófanos. Esta norma indica, también, que para quirófanos con altas exigencias respecto a gérmenes, es necesario impulsar un mínimo de 2400 m<sup>3</sup>/h cuando están dotados de sistema de difusión por mezcla de aire, con un mínimo de 20 movimientos por hora.

La norma UNE-EN 13779:2008, sobre la ventilación de edificios no residenciales, indica como requisito para la climatización la recirculación del aire interior, y que el caudal de aire exterior aportado debe establecerse en función

de la tasa de aportación de contaminante al ambiente de quirófano y del valor límite ambiental (ventilación por dilución).

Aunque, según las distintas normas, existen disparidad de criterios no se exige que el aire de ventilación de quirófanos sea totalmente exterior. Deberá serlo en la medida que se evite una concentración de contaminantes químicos por encima de los niveles establecidos como límites ambientales. En la tabla 1.7 se resumen los caudales de ventilación, así como las condiciones termo-higrométricas de sobrepresión y tipos de filtro según la clase de quirófano.

### **1.5.5 EXIGENCIAS DE CLIMATIZACIÓN EN DIFERENTES ZONAS DEL HOSPITAL**

En el Anexo 2 se detallan diferentes tipos de locales, su clasificación y caudales de aire de ventilación indicados por la norma UNE 100713:2005 y se comparan con los indicados por la American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). Además, se indican las referencias de otros criterios.

### **1.5.6 MANTENIMIENTO Y CONTROL DE LAS INSTALACIONES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

Para que todo funcione correctamente se debe prestar atención a la limpieza sistemática, y cuando proceda, a la desinfección de los humectadores de aire, incluyendo calderines de agua, baterías de calefacción o refrigeración y la bandeja de recogida de aguas de condensación. Para ello los usuarios llevarán a cabo una serie de controles técnicos e higiénicos que se resumen en la tabla 1.8.

*Tabla 1.7. Caudal de ventilación, movimientos hora del aire, temperaturas, presión y filtros indicados para quirófanos.*

<b>Tipo de quirófano</b>	<b>Caudal mínimo de aire impulsado</b>	<b>Movimientos/hora (MH)</b>	<b>Temperatura Humedad</b>	<b>Presión</b>	<b>Filtros</b>
Clase A	2400 m <sup>3</sup> /hora	Mínimo 30	18°C-26°C 45- 55 % de humedad	+ 20 Pa a + 25Pa	F5/F9/H14
Clase B	1200 m <sup>3</sup> /hora (aire exterior)	Mínimo 20	22°C-26°C 45- 55 % de humedad		F5/F9/H13
Clase C	1200 m <sup>3</sup> /hora (aire exterior)	Mínimo 15			

## **1.6 CRITERIOS GENERALES PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y VENTILACIÓN EN EL SECTOR SALUD.**

El acondicionamiento de aire en unidades médicas y no médicas del sector salud tiene como finalidad cumplir con los siguientes objetivos específicos:

1. Control de temperatura.
2. Control de humedad.
3. Transportación y distribución de aire.
4. Calidad del aire (eliminación de polvos, olores, hollín, humos, hongos, gases, virus patológicos, bacterias, y ventilación).
5. Control de nivel de ruido.

*Tabla 1.8. Tipos de control que debe llevar a cabo el usuario*

Controles técnicos	Al sustituir los filtros absolutos, comprobar la ausencia de fugas a través del filtro y la estanqueidad en la junta
	Verificar periódicamente el sentido del flujo del aire. Prestar especial atención a la posible reducción del caudal de aire por la variación de la pérdida de carga en los filtros. El caudal de aire siempre debe permanecer constante
Controles higiénicos	Comprobación higiénica de las instalaciones de acondicionamiento de aire especialmente en los ambientes clase 1
	Contaje de partículas y medición de los microorganismos contenidos en el aire ambiente después de la sustitución de las células filtrantes del 3er nivel de filtración
	Presencia del higienista tras las reparaciones que puedan tener posibles efectos de carácter higiénico
	Todas las comprobaciones deben incluir análisis microbiológicos

De los cinco factores enunciados los tres primeros afectan directamente al cuerpo humano, el cual experimenta la sensación de calor o frío cuando actúan de una manera directa sobre el mismo, especialmente cuando el organismo tiene una alteración causada por alguna enfermedad y se encuentra postrado en los diferentes servicios del hospital. Según el tipo de enfermedad, las condiciones ambientales interiores de los locales de las unidades médicas, deberán tener diferentes combinaciones de temperatura y humedad para el tratamiento y proporcionar una pronta recuperación del paciente; esos razonamientos han obligado a que el acondicionamiento del aire entre las demás disciplinas de la ingeniería tengan especial importancia, y en este proyecto se indiquen los criterios y lineamientos que requiere el proyectista de esta especialidad para ubicación y acomodo de sus equipos, sistemas y accesorios.

La tabla 1.9 muestra algunos de los principales factores a que afectan a los ocupantes en el interior de los espacios acondicionados. Aunque conviene mencionar que a estos factores habrá que adicionar los referentes a los problemas fisiológicos, psicológicos y al contexto social de cada paciente. Por otro lado algunos tratamientos utilizan medicamentos con sustancias químicas que alteran todos estos índices, lo cual no se puede predecir y están aún en estudio, para continuar o no con su ampliación.

En cuanto a la calidad del aire, este factor adquiere gran importancia en determinados locales por lo delicado de los tratamientos médicos que se llevan a cabo, mismos que demandan atmósferas interiores muy limpias y en algunos casos estériles.

De acuerdo con los índices y estudios efectuados en diferentes servicios de las unidades médicas, se ha encontrado que el control bacteriano inadecuado en el interior de los locales del hospital y debido a la sensibilidad de recién nacidos, parturientas, postoperados y en enfermos graves, propicia una alta incidencia de infecciones que, en algunos casos, llegan a prolongar la estancia de los pacientes, con la consecuente carga moral de los mismos, e incremento en el costo de operación de unidad.

Tabla. 1.9 Rangos aceptables en verano e invierno para personas sedentarias y con ropa ligera, de acuerdo con la norma ASHRAE 55-1981.

ESCALA DE TEMPERATURA EFECTIVA Y SU RELACIÓN CONFORT-SALUD EN ESPACIOS CERRADOS. (Temperatura Bulbo Seco y 50% HR)				
NUEVA ESCUELA	SENSACIÓN		EFFECTOS FISIOLÓGICOS	EFFECTOS EN LA SALUD
Temperatura Efectiva	Temperatura		Confort	
43°C	LIMITE DE TOLERANCIA		CALENTAMIENTO DE CUERPO	COLAPSO CIRCULATORIO
41°C	-----	-----	FALLA EN LA REGULACIÓN	
39°C	Muy Caliente	Muy incomfortable	Incremento stress por sudoración y flujo de sangre	Incremento posibilidades Probs. Cardio Vasculares
36°C	Caliente	-----	-----	-----
33°C	Tibia	incomfortable	-----	-----
29°C	Ligeramente Tibia	-----	Regulación por sudoración y C. Vasculares	-----
25°C	Neutral	comfortable	Regulación por Cambios Vasculares	Salud Normal
22°C	Ligeramente Fría	-----	-----	-----
18°C	Fría	Ligeramente incomfortable	Mayor pérdida de calor seco. Mas ropa, o hacer ejercicio	-----
14°C	Helada	-----	-----	Aumento de quejas en mucosa y piel secas: (10 mmhg)
12°C	Muy Helada	incomfortable	Vaso-constricción en manos y pies. Temblores del cuerpo	-----
10°C	-----	-----	-----	Dolor muscular, deterioro en circulación Periférica



Por lo anterior, en todos los servicios médicos que requieran acondicionamiento de aire, se instalan bancos de filtros de baja, media y alta eficiencia, según el o los locales de que se trate.

Complementariamente, se debería vigilar el diseño y el balanceo de los sistemas de acondicionamiento de aire para crear y mantener presiones positivas y negativas en un área determinada con respecto a las adyacentes a ella, porque lo anterior constituye un medio efectivo para controlar el movimiento y dirección del aire. Por ejemplo: en áreas altamente contaminadas se debe mantener una presión negativa con respecto a las áreas circunvecinas; esta condición se logra extrayendo aire para inducir una corriente siempre hacia el interior, evitando que el aire viaje en dirección opuesta a la requerida. En las salas de operaciones se requiere el efecto contrario al mencionado, en otras palabras, habrá que mantener una sobrepresión en el interior de este local con respecto al área gris, extrayendo menos aire del que se inyecta.

En este proyecto de ingeniería mecánica se establece el criterio normativo de que las inyecciones de aire en áreas ultra sensitivas (sala de operaciones), se realicen en las partes altas y las extracciones en las partes bajas y opuestas a las anteriores, con objeto de inducir una corriente descendente de aire limpio y/o estéril, mantenimiento a la altura del área de trabajo.

## **1.7 DESCRIPCIÓN DEL SERVICIO DE CIRUGIA Y SALA DE EXPULSIÓN.**

Es el servicio auxiliar de tratamiento encargado de otorgar la atención adecuada a los pacientes que para su tratamiento requieren que les practiquen una intervención quirúrgica integrado por los locales se relacionan, mismo que requieren de una atmosfera interior totalmente estéril, por lo que las condiciones de diseño tanto de temperatura, humedad, calidad del aire distribución y gradientes de presión, contenidos bajo la norma deberán obligatoriamente que ser mantenidos antes, durante y después de cada operación. El personal

médico y paramédico que interviene en estos servicios, deberá seguir los lineamientos que para circulación hacia y de los diferentes locales se debe implantar, con el objeto de no crear alteraciones en las aéreas estériles, y utilizar la ropa, protección instrumental y medicamentos que de la central de esterilización y equipos les entreguen.

Para esta necesidad se han realizado a través de los años muchos estudios, investigaciones y experimentos para dar a este tipo de locales las condiciones tan específicas para la cual va a ser utilizada, que en este caso son la realización de partos y diferentes tipos de cirugías que involucra lo más importante de las unidades médicas que son las vidas humanas.

Para dar solución a esta necesidad y hacer un diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, la primera etapa consiste el realizar un estudio llamado Balance Térmico, entendiéndose como tal al análisis de todos aquellos conceptos que puedan modificar la temperatura de un local.

Los conceptos que deben analizarse en este Balance Térmico son las siguientes:

- 1.- carga térmica generada a través de paredes, ventanas, pisos y techos.
- 2.- carga térmica generada por ocupantes.
- 3.- carga térmica generada por alumbrado.
- 4.- carga térmica generada por equipos.
- 5.- pérdidas por infiltración de aire.

Después de haber realizado el cálculo de balance térmico se tiene que realizar el cálculo y selección del equipo que cubra todas las necesidades del local, esta debe de ser una Unidad Manejadora de Aire dotados de un sistema de filtros para dar al aire la pureza requerida. Ya que el equipo este seleccionado se diseñara el sistema de ductos para la distribución del aire dentro del local con velocidades adecuadas para mantener un flujo laminar siguiendo la normatividad y seleccionando los accesorios necesarios para su difusión entre ellos rejillas de inyección y de extracción de aire que produzcan un nivel de ruido aceptable para área de quirófanos.

## **CAPITULO 2 CÁLCULO DE CARGA TERMICA**

### **2.1 CONDICIONES CLIMATOLOGICAS**

Para este proyecto es necesario saber las condiciones climáticas del lugar donde se llevara a cabo para calcular la carga térmica, ya que en base a estos resultados se seleccionara el equipo de aire acondicionado encargado de dar confort a las personas dentro de los quirófanos y por medio del tratamiento del aire mantener un ambiente con menos bacterias en ellos.

#### **2.1.1 CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS DE EL SALVADOR**

El Salvador está situado en la parte Norte del cinturón tropical de la Tierra, de tal modo que en Noviembre y Octubre se ve influenciado principalmente por vientos del NorEste y, ocasionalmente, por NORTES rafagosos que traen aire fresco originado en regiones polares de Norteamérica, pero calentado en gran medida al atravesar el Golfo de México en su camino a Centroamérica.

### **INFORMACIÓN CLIMÁTICA GENERAL**

#### ***Zonas Térmicas de El Salvador***

Según la altura en metros sobre el nivel medio del mar, se distinguen las siguientes tres zonas térmicas en El Salvador, de acuerdo al promedio de la temperatura ambiente a lo largo del año.

***De 0 a 800 metros***

Promedio de temperatura disminuyendo con la altura de 27 a 22 °C en las planicies costeras y de 28 a 22 °C en las planicies internas.

***De 800 a 1,200 metros***

Promedio de temperatura disminuyendo con la altura de 22 a 20 °C en las planicies altas y de 21 a 19 °C en las faldas de montañas.

***De 1,200 a 2,700 metros***

De 20 a 16 ° C en planicies altas y valles, de 21 a 19 °C en faldas de montañas y de 16 a 10 °C en valles y hondonadas sobre 1,800 metros.

**NOTA:** La mayor elevación de El Salvador se encuentra en el Pital, departamento de Chalatenango, con 2,700 metros.

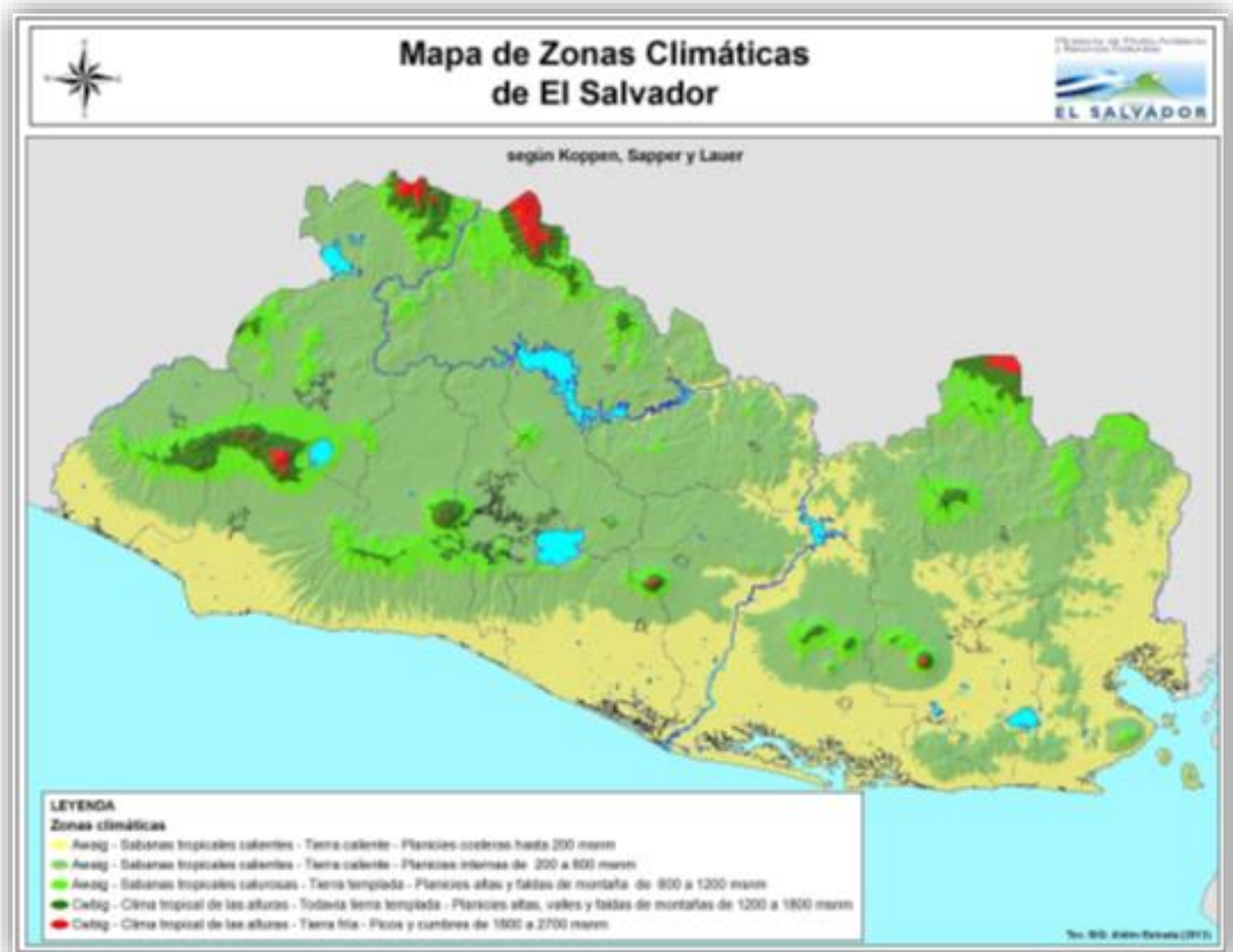
Durante el año, los cambios en las temperaturas son pequeños, en contraste a las lluvias que muestran grandes oscilaciones en el transcurso del año. Se presentan dos estaciones (seca y lluviosa) y dos transiciones (seca lluviosa y lluviosa seca).

Al final de la estación seca ocurren las máximas temperaturas en los meses de marzo y abril. Otra característica de los trópicos exteriores son los vientos Alisios que predominan procedentes del sector Noreste. El país presenta un buen desarrollo del sistema de brisas de mar en las planicies costeras, moviéndose hacia los valles y planicies internas después del mediodía. También son típicos los máximos en la actividad lluviosa unas semanas después del paso del sol sobre el cenit. (Al mediodía el sol brilla perpendicularmente, no proyecta sombra).

Una característica especial del clima de Centroamérica son los vientos nortes que transportan masas de aire fresco hacia la región.

El Salvador está clasificado en las siguientes zonas climáticas:

Sabana tropical caliente o tierra caliente con elevaciones desde 0 a 800 m.s.n.m; Sabana tropical calurosa o tierra templada con elevaciones desde 800 a 1200 m.s.n.m. y Tierras frías cuyas elevaciones van de 1200 a 2700 metros sobre el nivel medio del mar (ver mapa).



## 2.2 COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE

Al comparar la temperatura media anual del año 2012, con las normales climatológicas, se observa que se presentaron aumentos de temperaturas en algunas estaciones del litoral costero, valles intermedios y zonas montañosas, los mayores incrementos se dan en las estaciones de Chiltiupán, Acajutla, Puente Cuscatlán y Aeropuerto de Ilopango (1.2, 0.9, 0.7, 0.6 °C). También se presentaron anomalías negativas, es decir temperaturas menores que lo normal, siendo las estaciones más relevantes, San Miguel y San Francisco Gotera (1.2, 0.9 °C).

El promedio de temperatura media para las 25 estaciones fue de 23.6 °C, mayor a la normal (23.5 °C), en cambio el mayor promedio anual por estación se da en Acajutla con 28.3 °C, siendo mayor en 0.9 °C a su normal (27.4 °C). Para tener una mejor comprensión del comportamiento de las temperaturas ambiente y extremas se agruparon las 25 estaciones en tres zonas con rangos de altura diferentes:

- a) Planicies costeras y bajas que abarcan de 15 a 350 msnm.
- b) Valles intermedios y laderas de montañas medianas que abarcan de 450 a 750 msnm.
- c) Valles de altura y faldas de montañas altas que abarcan de 900 a 2000 msnm.

A continuación se presentan tres gráficos que representan las tres zonas antes mencionadas y que relacionan la altura de las estaciones con la distancia al océano pacífico.

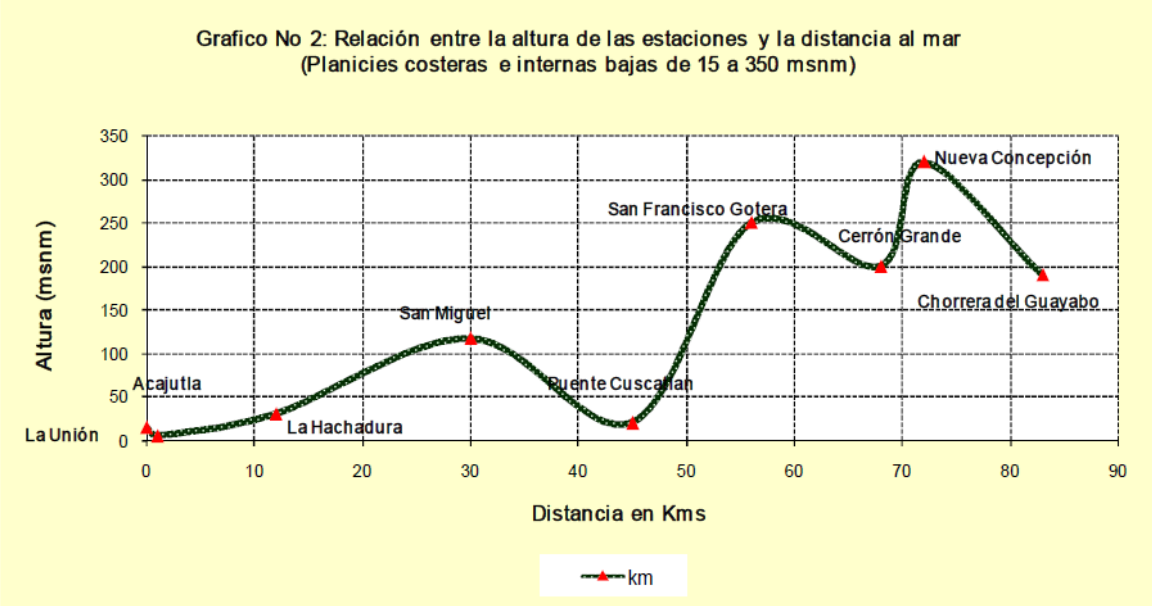


Fig. 2.2 Sabanas tropicales calientes hasta 350 msnm

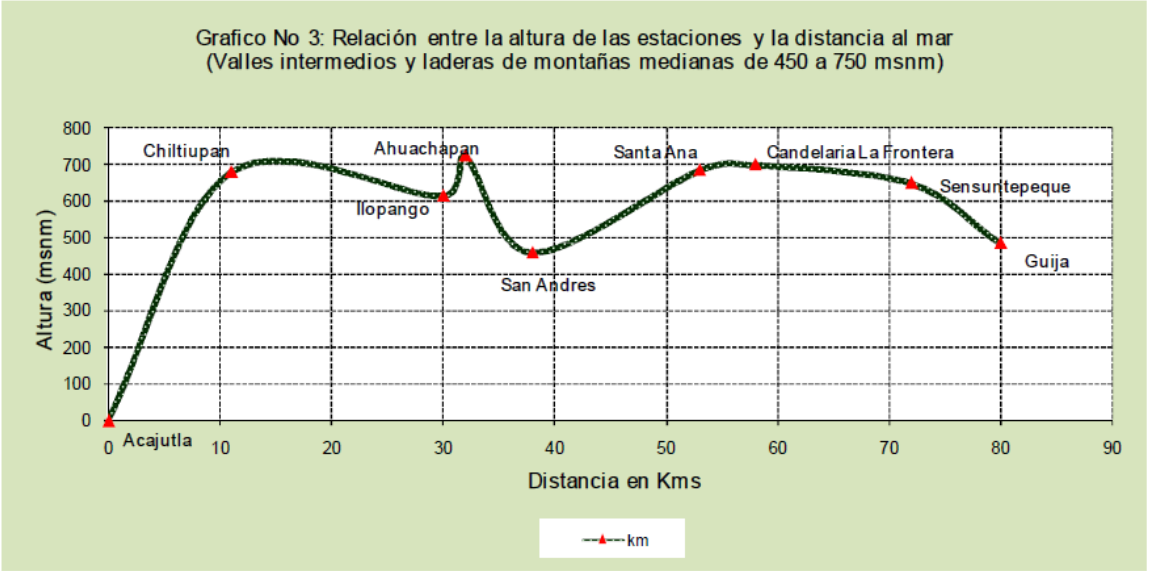


Fig. 2.3 Sabanas tropicales calientes de 450 hasta 750 msnm

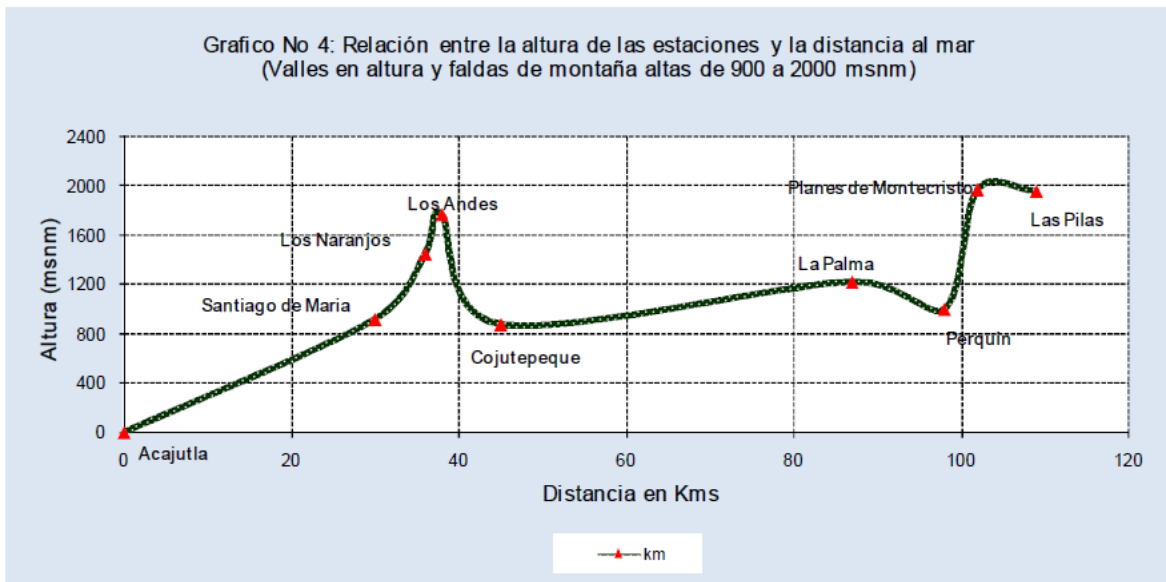


Fig.2.4 Sabanas tropicales calurosas y clima tropical de las alturas de 800 hasta 2000 msnsm

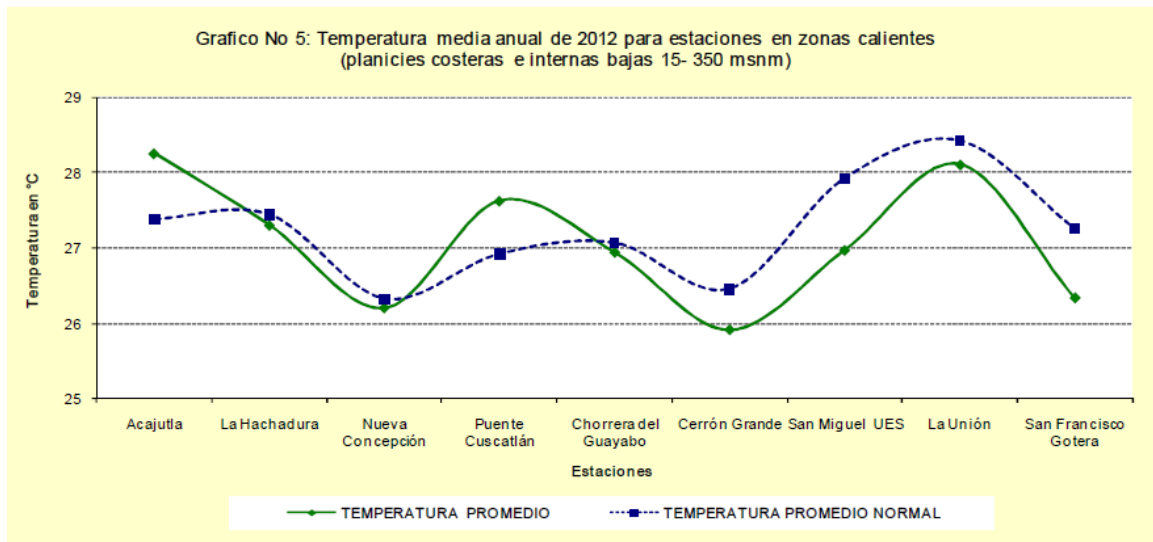


Fig. 2.5 Temperatura media anual del 2012 en zonas calientes hasta 350 msnm



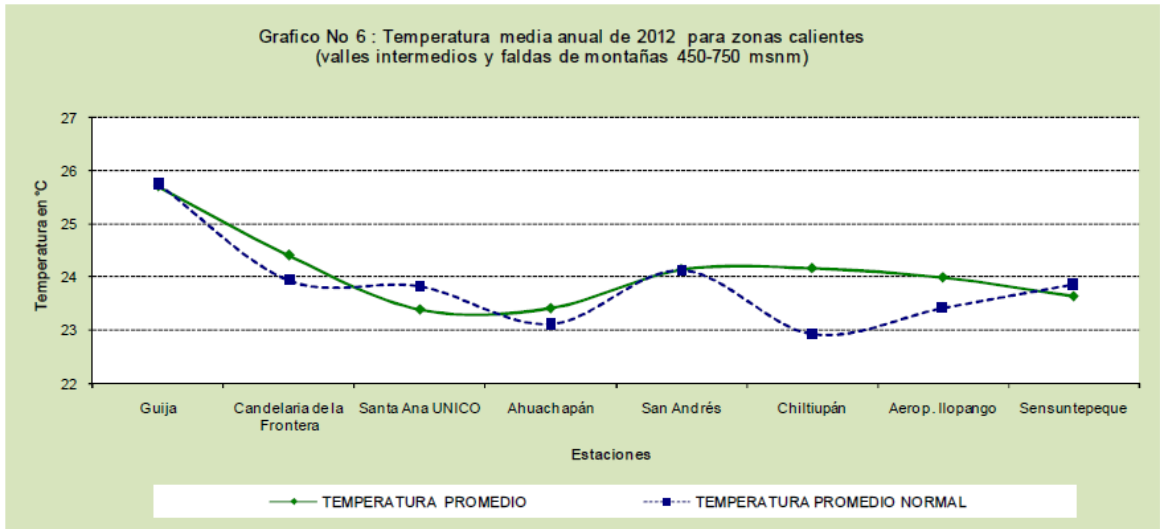


Fig. 2.6 Temperatura media anual del 2012 en zonas calientes de 450 hasta 750 msnm

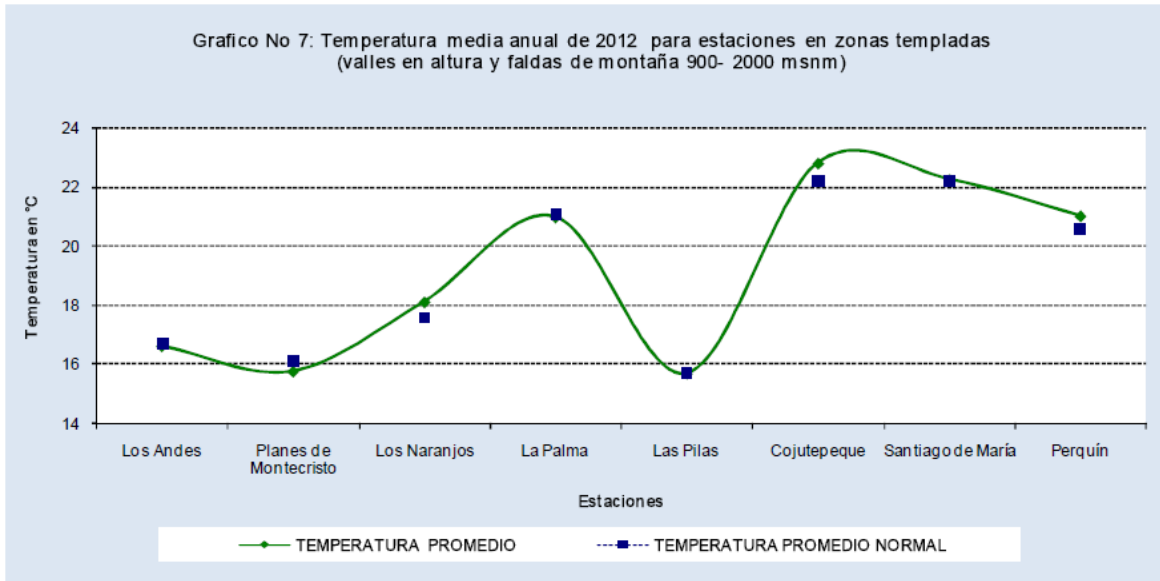


Fig. 2.7 Temperatura media anual del 2012 en zonas templada de 900 hasta 2000 msnm

## **2.3 ESTIMACIONES DEL PROYECTO**

Se muestra una investigación realizada en san salvador en 1976 por un grupo de estudiantes de ingeniería mecánica en donde se toma el día de proyecto el cual:

1. Las temperaturas de los termómetros secos y húmedos alcanzan el máximo simultáneamente
2. Apenas existe niebla en el aire, que reduzca la radiación solar
3. Todas las cargas internas son normales

Las condiciones normales de proyecto se establecen para el ambiente exterior admitiendo una simultaneidad de valores determinados para las temperaturas de los termómetros seco y húmedo, las cuales pueden ser sobrepasadas algunas veces dentro del año y durante cortos periodos de tiempo. El empleo de dichas condiciones normales es recomendable en las aplicaciones destinadas al confort y a la refrigeración industrial

Las condiciones límites de proyecto se fijan tomando en cuenta las temperaturas de termómetro húmedo y termómetro seco, ocurridas como máximos simultáneos y no como máximos individuales

## **2.4 CONDICIONES EXTERIORES NORMALES DE PROYECTO CON TEMPERATURAS DE BULBO SECO**

Las condiciones normales son recomendables en aquellas aplicaciones destinadas al confort y a veces a la refrigeración industrial, en las que ocasionalmente es tolerable que se sobrepasen las condiciones ambientales de proyecto. Como se admite que se sobrepasan las condiciones ambientales de proyecto por cortos periodos de tiempo, los datos de temperatura no serán los valores máximos sino que habrá que tener algún criterio para tomar valores representativos.

Tabla 2.1 temperaturas normales de bulbo seco en San Salvador 1972

TEMPERATURAS NORMALES DE BULBO SECO EN SAN SALVADOR (°F)															
MES	HORA														
	AM						PM								
	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ENERO	67.7	70.7	73.8	76.3	79.5	82.3	83.8	85.5	85.8	84.9	82.2	77.9	75.2	74.4	73.6
FEBRERO	69.8	72.9	76.0	78.5	82.2	85.2	86.4	87.8	86.9	86.1	83.1	79.1	75.0	74.4	73.6
MARZO	72.0	77.5	82.0	85.0	87.7	88.8	89.7	90.5	90.0	88.4	85.3	80.5	76.6	75.8	75.4
ABRIL	74.6	79.2	82.3	85.6	87.6	89.3	90.5	90.7	89.5	87.6	86.3	80.6	77.5	76.7	76.1
MAYO	73.6	77.4	79.6	82.6	84.9	85.8	87.0	86.8	86.2	84.1	82.3	79.1	76.8	75.9	75.4
JUNIO	72.2	75.9	78.6	80.9	82.9	84.8	86.2	86.9	86.5	85.0	84.0	79.9	76.2	75.6	74.0
JULIO	72.3	76.6	77.5	80.3	81.6	84.2	85.0	86.2	86.3	85.0	84.5	81.3	77.7	75.8	75.1
AGOSTO	72.3	74.3	76.3	78.5	81.1	82.3	83.5	83.8	84.5	83.3	80.9	77.2	74.5	73.8	73.2
SEPTIEMBRE	71.8	75.0	76.9	79.1	81.5	82.8	84.2	84.2	84.0	82.6	80.3	76.6	74.3	73.5	73.2
OCTUBRE	71.6	74.6	77.2	78.3	81.1	82.3	83.8	84.2	84.4	83.2	80.4	75.2	74.0	73.5	73.2
NOVIEMBRE	70.3	73.4	75.5	77.4	79.2	80.8	82.4	82.9	82.5	81.3	79.4	75.7	74.2	73.6	72.9
DICIEMBRE	69.3	72.1	74.7	76.2	79.1	80.5	82.2	83.1	83.2	82.3	79.0	75.7	74.1	73.9	73.5

Durante algunos días las temperaturas sobrepasaran las condiciones del proyecto, por tanto se tomaran valores representativos para sobredimensionar el equipo. Cuando las condiciones a mantenerse sean estrictas y no pueden ser sobrepasadas habrá que diseñar el equipo de acuerdo a condiciones máximas observadas en un periodo determinado.

El procedimiento para determinar los valores de la tabla 2.1 es el siguiente: obtener un valor promedio y una desviación típica de un conjunto de 120 valores correspondientes a temperaturas a una hora y mes determinados durante un periodo de 4 años, para luego sumarle al valor medio la desviación y obtener así la temperatura representativa de la muestra.

Aplicando el mismo criterio que con las temperaturas se procede de la misma manera

Tabla 2.2 Condiciones exteriores normales con 100% humedad relativa en SS 1972

CONDICIONES EXTERIORES NORMALES CON HR 100% (°F)										
MES	HORA									
	AM						PM			
	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4
ENERO	92.0	87.0	73.0	63.0	63.0	60.0	60.0	62.0	61.0	63.0
FEBRERO	92.0	78.0	78.0	62.0	55.0	56.0	60.0	75.0	59.0	71.0
MARZO	89.0	73.0	73.0	71.0	61.0	51.0	56.0	57.0	58.0	67.0
ABRIL	89.0	87.0	73.0	86.0	89.0	88.0	76.0	80.0	72.0	79.0
MAYO	92.0	92.0	82.0	89.0	78.0	92.0	87.0	81.0	83.0	85.0
JUNIO	93.0	91.0	91.0	93.0	93.0	93.0	93.0	89.0	93.0	93.0
JULIO	93.0	89.0	89.0	79.0	82.0	74.0	91.0	89.0	92.0	93.0
AGOSTO	92.0	92.0	92.0	86.0	86.0	86.0	90.0	90.0	92.0	93.0
SEPTIEMBRE	93.0	93.0	92.0	90.0	90.0	89.0	91.0	90.0	93.0	93.0
OCTUBRE	92.0	92.0	92.0	85.0	82.0	82.0	86.0	90.0	91.0	90.0
NOVIEMBRE	93.0	89.0	89.0	85.0	85.0	86.0	86.0	81.0	86.0	89.0
DICIEMBRE	89.0	85.0	85.0	68.0	66.0	73.0	56.0	60.0	73.0	73.0

## 2.5 DETERMINACION DEL DIA DEL PROYECTO

Para determinar el día del proyecto se tiene que conocer en qué fecha la temperatura del bulbo seco y húmedo tienen un valor simultáneo máximo

El procedimiento que se ha requerido es construir una tabla que muestra los valores de temperatura seca y húmeda más elevados en el transcurso del año. Se puede observar que los valores promedio máximos ocurren a partir de la 1 pm

Después de haber sumado los valores de temperaturas seca y húmeda para cada una de las horas especificadas se concluye que el día del proyecto será en abril a la 1 pm

Tabla 2.3 Temperaturas de bulbo seco, húmedo y simultáneos San Salvador 1972 (°F)

DETERMINACION DEL DIA DEL PROYECTO					
TEMPERATURAS DE BULBO SECO	MES	HORA			
		PM			
		1	2	3	4
		ENERO	83.8	85.5	85.8
FEBRERO	86.4	87.8	86.9	86.1	
MARZO	89.7	90.5	90	88.4	
ABRIL	90.5	90.7	89.5	87.6	
MAYO	87	86.8	86.2	84.1	
JUNIO	86.2	86.9	86.5	85	
JULIO	85	86.2	86.3	85	
AGOSTO	83.5	83.8	84.5	83.3	
SEPTIEMBRE	84.2	84.2	84	82.6	
OCTUBRE	83.8	84.2	84.4	83.2	
NOVIEMBRE	82.4	82.9	82.5	81.3	
DICIEMBRE	82.2	83.1	83.2	82.3	

TEMPERATURAS DE BULBO HUMEDO	MES	HORA			
		PM			
		1	2	3	4
		ENERO	73.8	75	74.8
FEBRERO	78.4	80.9	75.5	78.3	
MARZO	76.5	77.5	77.7	78.3	
ABRIL	84	83.2	81.8	82	
MAYO	83.5	81.8	81.8	80.5	
JUNIO	79.8	84.2	84.7	83.5	
JULIO	82.8	83.2	84.3	83.5	
AGOSTO	81	81.2	82.3	81.4	
SEPTIEMBRE	81.9	81.8	82.5	80.7	
OCTUBRE	79	81.8	82.4	80.7	
NOVIEMBRE	79	78	79.3	73.8	
DICIEMBRE	73.2	75.5	76.4	71	

VALORES SIMULTANEOS	MES	HORA			
		PM			
		1	2	3	4
	ENERO	157.6	160.5	160.6	160.9
	FEBRERO	164.8	168.7	162.4	164.4
	MARZO	166.2	168	167.7	166.7
	ABRIL	174.5	173.9	171.3	169.6
	MAYO	170.5	168.6	168	164.6
	JUNIO	166	171.1	171.2	168.5
	JULIO	167.8	169.4	170.6	168.5
	AGOSTO	164.5	165	166.8	164.7
	SEPTIEMBRE	166.1	166	166.5	163.3
	OCTUBRE	162.8	166	166.8	163.9
	NOVIEMBRE	161.4	160.9	161.8	155.1
	DICIEMBRE	155.4	158.6	159.6	153.3

## 2.6 BALANCE TERMICO.

Las aplicaciones del aire acondicionado a la comodidad de las personas alcanzan prácticamente todos los casos posibles de lugares. Desde luego, los distintos usos de estos condicionan los diferentes sistemas de acondicionamiento a emplear y los tipos de equipos a emplear.

Los factores que más influyen sobre las instalaciones de aire acondicionado son; el uso que va a tener el local, las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa del aire exterior) la radiación solar, la iluminación eléctrica ambiental del interior del lugar, el número de personas que ocupan el local y algo que es muy relevante, la actividad desarrollada por los ocupantes dentro del área acondicionada.

Por todo ello suele establecerse ciertas diferencias en cuanto a diseño entre los lugares ideados y las aplicaciones que van a tener: para este caso el

presente proyecto trata sobre un lugar donde se realizan intervenciones quirúrgicas, un “área de quirófanos” de un hospital. Es un espacio destinado a acoger por tiempo limitado a un grupo de personas, profesionales en el área de la medicina, durante el tiempo que realizan la labor antes mencionada, que desarrollan por lo general escasa actividad física, pero con un nivel de estrés que hace que sus cuerpos tiendan a liberar mucho calor.

Características peculiares a este tipo de áreas son que deben ser habitaciones en las cuales el aire de inyección debe ser completamente limpio, con un nivel de pureza muy alto, donde se permite solamente la inyección de aire y no existe retorno del mismo, sino la extracción de este un cierto número de veces por hora, manteniendo dentro del local una presión positiva para así evitar infiltraciones, y lograr que agentes externos puedan contaminarla. Aunado a todo esto se debe mantener un nivel de ruido muy bajo que debe compatibilizarse con la ausencia total de corrientes de aire en nivel de ocupación normal, donde la forma de inyectar y extraer el aire tiene ciertas especificaciones que se deben seguir.

El balance térmico es la cuantificación de la cantidad de calor que se necesita absorber o suministrar a un espacio a acondicionar, es la relación entre entradas y salidas de energía térmica para mantener en el ambiente interior del lugar unas condiciones de temperatura y humedad definidas para dar comodidad o para un proceso industrial.

Desde el punto de vista de Balance Térmico del lugar, las condiciones interiores que tienen importancia son las que hacen referencia a la temperatura del aire, es decir, temperatura del termómetro seco y de la temperatura del termómetro húmedo que, es un índice relacionado con la humedad del aire.

En el lugar donde se desarrollan diversas actividades se produce la entrada y la salida de energía térmica debida a las causas siguientes:

1. La relación solar que en todos los casos (invierno y verano) se traduce en un flujo de calor entrante (entrada de energía térmica).
2. La transferencia de calor entre el interior y el exterior, que en invierno, (climatológicamente considerado) constituirá una salida de energía

térmica, mientras que en verano constituirá una entrada de energía térmica.

3. La infiltración del aire del exterior, que en invierno, estando más frío que el aire exterior, significa una pérdida (salida) de energía térmica. En verano, el aire exterior más caliente y húmedo, representa una entrada de energía térmica.
4. La iluminación artificial significa una entrada de energía eléctrica consumida en las luminarias y sus equipos auxiliares, la cual se transforma en energía térmica y de modo parcial o total entra al lugar. Constituye pues, una entrada neta de energía térmica independientemente de la estación climatológica.
5. Los equipos, procesos o maquinaria que forman parte de la actividad desarrollada en el lugar acondicionado, consumen energía eléctrica, térmica o de otro tipo, que en última instancia se convierte en calor. Este calor o energía térmica final, en mayor o menor parte, pasa al ambiente acondicionado de tal modo que constituye también una entrada energética al lugar.
6. Finalmente la ocupación personal, es decir, la presencia de personas en el ambiente acondicionado, constituye en todos los casos una entrada de energía térmica que es variable según el grado de actividad de los individuos.

## **2.7 FUNCION DEL BALANCE TERMICO**

El balance de entradas y salidas de energía térmica en un lugar acondicionado puede establecerse de modo esquemático según lo siguiente:

- Radiación solar.
- Intercambio térmico, por conducción y convección, por diferencia entre la temperatura interior y la exterior.



- Efecto de las infiltraciones de aire controladas o incontroladas.
- Iluminación artificial.
- Equipos, procesos y maquinaria.
- Ocupación personal.

El balance térmico sirve para calcular cada uno de estos factores anteriores y de esta forma se suman para cuantificar la cantidad de calor que es necesaria disipar o agregar al espacio acondicionado, a esta cantidad de calor se le conoce como carga térmica, y se refiere a la cantidad de calor expresada en Kcal/hr, dicha carga determina la potencia de acondicionamiento de un equipo. A la vista de esto se comprende que, con mucha frecuencia, los lugares tienen un balance térmico global desplazado hacia el lado de una entrada neta de energía térmica. Es decir, en el lugar, para mantener en el ambiente una temperatura definida, debe ser refrigerado. Hay que extraer del local la energía térmica entrante neta.

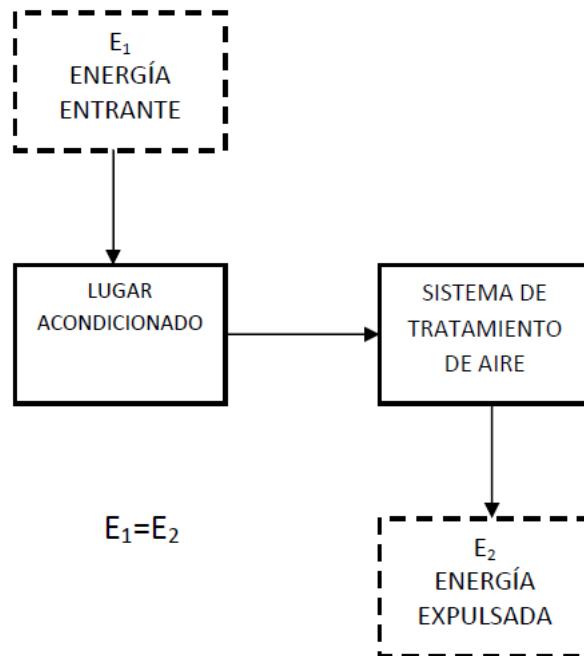
Según lo expuesto, si el balance total es negativo, resulta que en el lugar se produce una salida neta de energía térmica que, naturalmente, para el mantenimiento de las condiciones prefijadas exigirá una entrada de energía o, lo que es lo mismo, la calefacción del ambiente.

Puesto que la entrada y salida neta de la energía térmica afecta a la temperatura y la humedad del aire del ambiente del lugar, la calefacción o la refrigeración deben atender el tratar dicho aire ambiente para mantener las condiciones deseadas. El sistema de tratamiento del aire se encarga de transmitir y distribuir al ambiente la energía térmica de calefacción o de extraer del mismo la energía entrante.

En general existiría, pues, un caudal de aire, manipulado por el sistema de tratamiento de aire, que sería impulsado o distribuido por el ambiente en condiciones tales que sirviera para compensar el balance térmico neto del lugar. Por ejemplo, en el caso de un balance térmico positivo (lugar a refrigerar) habrá que impulsar aire a temperatura inferior a la del ambiente a acondicionar. Este

aire se calentara al absorber la energía térmica entrante de tal modo que al final de proceso tendrá la temperatura a mantener en el ambiente.

Naturalmente, si se hace entrar en el lugar un caudal o masa de aire enfriada, para mantener la continuidad del proceso habrá que extraer una cantidad igual de aire a la temperatura del ambiente. Este caudal o masa de aire extrae del ambiente la energía de entrada.



*Fig. 1.2 - Flujo energético en el lugar acondicionado.*

Los balances térmicos que suelen hacerse en la técnica del aire acondicionado son en realidad balances de potencia, es decir, se refieren siempre a un intervalo de tiempo definido, que por convención se toma igual a una hora.

En este supuesto se considera que en el lugar se introduce un caudal de aire  $V$  ( $m^3/hr$ ). A una temperatura de impulsión  $t_1$  ( $^{\circ}C$ ) inferior a la temperatura ambiente  $t_a$  ( $^{\circ}C$ ) con el fin de extraer una potencia térmica o ganancia energética horaria neta  $Q_s$  ( $Kcal/hr$ ).

De este modo puede escribirse:

$$\text{Energía neta} = \text{Energía extraída}$$

Estableciendo esta igualdad sobre la base de una hora, será:

$$Q_s \text{ (Kcal/hr)} = C_p \text{ (Kcal/m}^3 \text{ °C)} \times V \text{ (m}^3\text{/h)} \times (t_a - t_i) \text{ (°C)}$$

Dónde:

$Q_s$  = calor transferido.

$C_p$  = calor específico del aire.

$V$  = caudal del aire.

$t_a$  = temperatura del aire ambiente.

$t_i$  = temperatura del aire impulsado.

Cuando el balance térmico en el lugar es negativo, es decir, corresponde a una pérdida energética, hay que introducir aire caliente en el edificio para que, al enfriarse hasta la temperatura  $t_a$  del ambiente, ceda su energía térmica para que equilibre las pérdidas experimentadas.

El balance térmico y posteriormente un estudio Psicométrico determinan si el acondicionamiento será total o parcial, es decir, que el sistema instalado funcione como refrigeración y calefacción o solamente calefacción o solamente refrigeración.

## **2.8 CALCULOS DEL BALANCE TERMICO**

El balance térmico general de cualquier lugar, se calcula sumando las entradas y salidas de energía térmica totales producidas por la transmisión de calor a través de paredes, calor generado por iluminación artificial y equipo, número de ocupantes, infiltración y radiación solar cada uno de estos factores se calcula individualmente y al final se calcula individualmente y al final se suman todos los valores obtenidos.

A continuación se muestra como se calcula cada una de las cargas térmicas.

## 2.8.1 CARGA TÉRMICA GENERADA A TRAVÉS DE LAS PAREDES.

Esta carga térmica es calculada para cada una de las paredes limitadoras, techos, puertas y ventanas del lugar acondicionado; el cálculo se realiza por medio de la siguiente expresión matemática (ecuación de Fourier).

$$Q = U \times A \times \Delta T \text{ (Kcal/hr) (Ecuación 2.1)}$$

Dónde:

Q = cantidad de calor transferido. (Kcal/hr).

A = área expuesta al flujo de calor (m<sup>2</sup>)

U = coeficiente de conductividad térmica global (Kcal / m<sup>2</sup> °C hr)

$\Delta T$  = diferencia equivalente de temperatura

### 2.8.1.1 EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA PAREDES SOLEADAS O A LA SOMBRA.

Si las condiciones consideradas son distintas de las que han servido de base a la construcción de los anexos 12 y 13, la nueva diferencia equivalente podrá determinarse por la relación empírica siguiente:

$$\Delta t_0 = \Delta t_{es} + \frac{R_a}{R_m} * (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \text{ (Ecuación 2.2)}$$

En la que:

$\Delta t_0$  = Diferencia equivalente corregida.

$\Delta t_{es}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

$\Delta t_{em}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

$R_s$ = Máxima insolación (Kcal/m<sup>2</sup>. hr) correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso la pares), u horizontal (techo)

$R_m$ = Máxima insolación (Kcal/m<sup>2</sup>. hr) en el mes de julio, a 40° de latitud norte, a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo), Anexo 4

Para paredes de colores claros

$$\Delta t_0 = \Delta t_{es} + \frac{50}{90} * (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Para paredes de colores medios

$$\Delta t_0 = \Delta t_{es} + \frac{70}{90} * (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Nota:

Colores claros = blanco, crema, etc.

Colores medios = verde, azul o gris claros

Colores oscuros = azul, rojo, marrón oscuros

En latitud, otro mes, o color de pared o techo, la formula combinada es

Para paredes de colores claros

$$\Delta t_0 = 0.55 \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - 0.55 \frac{R_s}{R_m}) \Delta t_{es} \text{ (Ecuación 2.3)}$$

Para paredes de colores medios

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - 0.78 \frac{R_s}{R_m}) \Delta t_{es} \text{ (Ecuación 2.4)}$$

### **2.81.2 COEFICIENTE DE TRANSMISION GLOBAL U**

Estos coeficientes son los mismos en verano como en invierno, y se puede aplicar sin ninguna corrección en la mayoría de los casos

Para los tipos de construcción que no estén indicados en tablas del Manual de Carrier, se calcula el valor de K en la forma siguiente

1. Determinar en la tabla Anexo 16 la resistencia de cada material que compone la pared, y las resistencias superficiales interiores y exteriores
2. Sumar las resistencias  $R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n$
3. Hallar la inversa de R, o sea:  $1/R = U$

### **2.8.1.3 CALOR TRANSFERIDO A TRAVÉS DE SUELOS Y PAREDES DEL SUBSUELO.**

Las pérdidas ocasionadas por el suelo son generalmente débiles y sensibles constantes a lo largo del año como consecuencia de las pequeñas variaciones de temperatura del terreno subyacente, capaz de absorber o proyectar cantidades importantes de calor sin variaciones sensibles de temperaturas. Esto es bastante cierto para profundidades superiores a 2.40 m, en las que la influencia de la temperatura exterior es despreciable. Los valores de las tablas 2.4 a 2.6 se han establecido empíricamente permitiendo una estimación fácil de las pérdidas a través de los suelos y paredes de los sótanos

### **2.8.1.4 COEFICIENTE DE TRANSMISION GLOBAL U – MUROS Y PAVIMENTOS EN SOTANO**

*Tabla 2.4 Coeficiente de transmisión global K muros y pavimentos en sótano*

Muro o pavimento	Coeficiente de transmisión k (kcal/h.m <sup>3</sup> °C)
Pavimento en sótano	0.24
Parte de muro en subsuelo 2.5m	0.39

## Ecuaciones

- Perdidas por el pavimento:  $Kcal/hr = (\text{área del pavimento, } m^2) \times U \times (\text{Temperatura en el sótano} - \text{Temperatura exterior})$ .
- Perdidas por los muros debajo del nivel del suelo:  $Kcal/hr = (\text{área del muro por encima del nivel del suelo}) \times U \times (\text{Temperatura en el sótano} - \text{Temperatura exterior})$

NOTA: Los valores de las tablas 2.4 y 2.5 se pueden utilizar cualquiera que sea el espesor del muro o del suelo no aislado, a condición de que haya contacto entre el suelo y el muro o el pavimento (sin lámina de aire que pueda comunicar con el aire exterior). Se puede disminuir ligeramente el coeficiente periférico si el suelo es arenosa, si está en contacto con el relleno de carbonilla o si su coeficiente de transmisión es pequeño

### 2.8.1.5 COEFICIENTES PERIFERICOS

Para la determinación de las perdidas por los muros en sótano y la banda periférica del pavimento

*Tabla 2.5 Coeficientes periféricos*

<b>Distancia entre pavimento y el nivel del suelo</b>	<b>Coeficiente periférico (Q)</b>
0.5 m encima del suelo	1.25
Al nivel del suelo	0.88
0.5 m debajo del suelo	1.06
1.0 m debajo del suelo	1.25
1.5 m debajo del suelo	1.42
2.0 m debajo del suelo	1.60
2.5 m debajo del suelo	1.82

Temperatura del suelo

Para el cálculo de las pérdidas por el pavimento de los sótanos

*Tabla 2.6 Temperatura del suelo*

Temperatura exterior de proyecto (C)	-30	-25	-20	-15	-10	-5
Temperatura del suelo	7	10	12	14	17	19

### **2.8.2 CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTES.**

En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La temperatura interior más favorable a estas transformaciones es de 37 °C, con una tolerancia muy pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de las variaciones bastante amplias de la temperatura ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad más o menos importante del calor desarrollado.

Este calor llega a la epidermis a través de la circulación sanguínea y se disipa:

1. Hacia las paredes del local por radiación
2. Hacia el aire ambiente por convección en la epidermis y vías respiratorias
3. Hacia el aire ambiente por evaporación, en la epidermis y vías respiratorias

Los valores de la tabla se han determinado basándose en la cantidad de calor media desarrollada por un hombre adulto de 68 Kg de peso para diferentes grados de actividad, y de una manera general, para una permanencia de los lugares acondicionados superior a 3 horas

Ganancia de calor sensible ( $H_s$ ).

Ganancia de calor latente ( $H_L$ ).



Para calcular esta carga térmica se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Q_S = \text{No. De ocupantes} \times H_S \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

$$Q_L = \text{No. De ocupantes} \times H_L \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

Dónde:

$Q_S$  = calor sensible transferido (Kcal / hr).  $H_S$  = calor sensible (Kcal / hr).

$Q_L$  = calor latente transferido (Kcal / hr).  $H_L$  = calor latente (Kcal / hr).

### 2.8.3 CARGA TÉRMICA GENERADA POR ALUMBRADO Y EQUIPO.

Todos los sistemas de iluminación, ya sean incandescentes o fluorescentes, básicamente transforman la energía eléctrica que reciben para su operación en calor, el cual se desprende en su totalidad y se disipa en el interior del espacio que se desea refrigerar, por lo tanto, el siguiente modelo matemático permite calcular la ganancia de calor generado por alumbrado y equipo.

Lámparas o focos incandescentes:

$$Q_{\text{lampinc}} = \text{No. De lámparas (potencia de cada lámpara)} (0.86) \text{ (Kcal / hr)} \\ (\text{Ecuación 2.7})$$

Lámparas o focos fluorescentes:

$$Q_{\text{lampfluo}} = (1.25) \text{ No. De lámparas (potencia de cada lámpara)} (0.86) \text{ (Kcal / hr)} \\ (\text{Ecuación 2.8})$$

Los equipos eléctricos y electrónicos se calculan con la siguiente ecuación.

$$Q_{EE} = (0.86) \text{ (potencia de trabajo)} \text{ (Kcal / hr)} \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

Todas las máquinas son accionadas por motores eléctricos que emplean parte de su energía consumida en vencer rozamientos que a su vez se transforman en calor, por lo tanto, todas las máquinas transforman la energía total, que toman de la línea de alimentación, en calor.

Tabla. 2.7.- calor sensible y latente generado por ocupantes Kcal/h

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (Kcal/hr)	Metabolismo Promedio (Kcal/hr)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°F)									
				28		27		26		24		21	
				Kcal/hr		Kcal/hr		Kcal/hr		Kcal/hr		Kcal/hr	
				Sensible	latente	Sensible	latente	Sensible	latente	Sensible	latente	Sensible	latente
Sentados en reposo	Teatro, Escalante 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 banco de taller	Fabrica, trabajo ligero	202	169	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	136
Marcha, 3 mph	Fabrica, trabajo bastante duro	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
trabajo duro	Pista de bowling, Fabrica	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

#### **2.8.4 CARGA TÉRMICA GENERADA POR INFILTRACIÓN.**

Las infiltraciones, y en particular la entrada en el local acondicionado del vapor de agua que resulta de ellas, constituyen con frecuencia un origen de importantes ganancias o pérdidas de calor. El caudal de aire de infiltración varía según la estanqueidad de las puertas y ventanas, la porosidad de las paredes del edificio, su altura, escaleras, ascensores, dirección y velocidad del viento, y caudales relativos de aire de ventilación y de extracción. Muchos de estos factores no pueden ser calculados con exactitud y deben ser objeto de una estimación más o menos empírica.

En general, las infiltraciones se deben sobre todo a la velocidad del viento, al efecto de chimenea o a la simultaneidad de ambos efectos:

1. *Velocidad del viento:* la acción del viento se traduce en una sobrepresión en la fachada da el, y en una ligera depresión en el lado contrario del edificio. Esta sobrepresión hace que el aire exterior se infiltre en el local por los resquicios de puertas y ventanas, penetrando por la fachada expuesta y saliendo por el lado contrario.
2. *Diferencia de densidad o efecto de chimenea:* Las diferencias de temperatura y humedad producen diferencias de densidad entre el aire exterior y el interior. En los edificios altos estas diferencias de densidad producen los efectos de infiltración y extracción o evacuación siguientes:  
*En verano:* infiltraciones por la parte superior y evacuación por la parte inferior.  
*En invierno:* infiltraciones por la parte inferior y evacuación por la parte superior.

Los flujos de sentidos contrarios se equilibran en un punto neutro situado sensiblemente hacia la mitad de la altura del edificio. El caudal de aire en un punto determinado es sensiblemente proporcional a su distancia a la zona neutral. Las infiltraciones son, por lo tanto, tan importantes como lo sea la altura del edificio considerado; por añadidura se ven favorecidas

por los huecos de esclarea o de ascensor que tienen a reforzar el efecto chimenea.

En edificios de más de 30 metros de altura, la velocidad del viento se puede calcular por la fórmula siguiente, suponiendo una diferencia de temperatura seca de 40 °C (invierno) y el punto neutro situado a la mitad de altura del edificio

Sección superior de los edificios altos-invierno

$$V_e = \sqrt{V^2 - 14.9a} \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

Sección inferior de los edificios altos-invierno

$$V_e = \sqrt{V^2 - 14.9b} \quad (\text{Ecuación 2.11})$$

Donde

$V_e$  = velocidad equivalente del viento (km/h)

$V$  = velocidad del viento dominante en la región considerada (km/h)

$a$  = distancia a la zona neutra de una ventana situada por encima de ella (m)

$b$  = distancia de la zona neutra de una ventana situada por debajo de ella (m)

Esta relación se ha establecido suponiendo una zona neutra situada a media altura del edificio y una diferencia de 40 °C entre las temperaturas interior y exterior.

NOTA: La estimación de las infiltraciones debidas al efecto de chimenea, debe basarse en la longitud total de las juntas de puertas y ventanas.

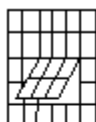
## **INFILTRACIONES A TRAVÉS DE LAS PUERTAS Y VENTANAS EN VERANO**

Las infiltraciones en verano provienen, sobre todo de la acción del viento sobre la fachada expuesta al mismo. El efecto de chimenea es, en general, despreciable, a causa de las pequeñas diferencias de densidad del aire.

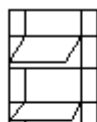
Los valores que se dan en la siguiente tabla se fundan en las siguientes hipótesis: viento soplando a 12 km/h, en dirección perpendicular a las puertas y ventanas, y valores medios de los intersticios entre la puerta o ventana y su marco. Estos valores se han deducido de los ensayos efectuados por la ASHAE.

Tabla 2.8 Porcentajes de infiltraciones en ventanas abatientes

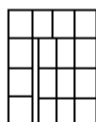
Ventanas abatientes										
Designacion	m <sup>3</sup> /h por m <sup>2</sup> de abertura									
	porcentaje de la superficie que puede ser abierta									
	0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Ventana Tipo 1	6.0	13.2	-	18.0	-	-	-	26.5	-	47.4
Ventana Tipo 2	-	7.1	-	-	-	10.0	13.5	-	-	-
Ventana Tipo 3	-	-	5.1	-	-	9.0	-	-	-	11.5
Ventana Tipo 4	-	-	-	-	4.2	-	-	5.9	7.1	-
Ventana Tipo 5	5.0	10.6	-	15.0	-	-	-	22.0	-	40.0



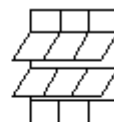
Tipo 1



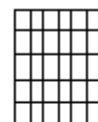
Tipo 2



Tipo 3



Tipo 4



Tipo 5

**Diferentes Tipos de Ventanas**  
(Vistas desde el Exterior)

Tabla 2.9 Porcentaje de infiltraciones en ventanas de guillotina

Ventanas de Guillotina						
Designacion	m <sup>3</sup> /h por m <sup>2</sup> de abertura					
	pequeña 75 x 180 cm			grande 140 x 245 cm		
	de estanqueida	de estanqueida	doble ventana	de estanqueida	de estanqueida	doble ventana
Marco madera	7.8	4.8	4.0	5.0	3.1	2.6
Marco mader mal ajustado	22.0	6.8	11.0	14.0	4.4	7.0
Marco metalico	14.6	6.4	7.3	9.3	4.0	4.6

Tabla 2.10 Porcentaje de infiltraciones en una fachada o dos fachadas adyacentes

Puerta en una fachada o dos fachadas adyacentes				
Designación	m <sup>3</sup> por m <sup>2</sup> de superficie		m <sup>3</sup>	
	no utilizada	utilización media	constantemente abierta	
			sin vestibulo	con vestibulo
puerta giratoria - funcionamiento normal	14.5	95	-	-
puerta giratoria - paneles abiertos	-	-	2040	1530
puerta de cristal - rendijo 5 mm	82.0	183	1190	850
puerta de madera (2.1x0.9 m)	18.0	119	1190	850
puerta pequeña de fabrica	14.0	119	-	-
puerta de garage o de carga	36.5	82	-	-
rampa de garage	36.5	124	-	-

Tabla 2.11 Porcentaje de infiltración en puerta de un batiente en muros opuestos

Puerta de un batiente en muros opuestos					
Duración de la abertura de la segunda puerta (%)	m <sup>3</sup> por par de puertas				
	Duración de la abertura de la primera puerta (%)				
	10	25	50	75	100
10	170	425	850	1275	1700
25	425	1063	2125	3188	4250
50	850	2126	4250	6376	8500
75	1275	3189	6375	9564	12750
100	1700	4250	8500	12750	17000

Tabla 2.12 Porcentaje de infiltración en puertas

Puertas			
Aplicacion	m <sup>3</sup> /h por ocupante y por puerta		
	puerta giratoria de 190 cm	puerta con un batiente	
		sin vestibulo	con vestibulo
Banco	11.0	13.6	10.2
Barberia	6.8	8.5	6.5
confiteria	9.3	11.9	9.0
tienda de tabaco o estanco	34.0	51.0	38.2
tienda precio unico	11.0	13.6	10.2
tienda de confeccion	3.4	4.2	3.2
farmacia	9.3	11.9	9.0
sala de hospital		5.9	4.4
salon de te	6.8	8.5	6.5
tienda de confeccion (hombres)	4.6	6.3	4.8
restaurante	3.4	4.2	3.2
zapateria	4.6	5.9	4.4

Nota: todos los valores de las tablas 2.5 a la 2.9 están establecidos suponiendo que la dirección del viento es normal a la puerta o la ventana. Si la dirección del viento es oblicua, multiplicar estos valores por 0.60 y considerar el área total de las puertas y ventanas en la fachada expuesta.

Pero en este caso la norma del Instituto Mexicano del Seguro Social dice que la sala de operaciones necesita una presión doble positiva, por lo tanto no se presenta la infiltración a través de puertas y ventanas, ya que este concepto está diseñado para espacios con presión negativa; y esto lleva a que la ganancia de calor por infiltración sea nula.

### 2.8.5 CARGA TÉRMICA GENERADA POR EFECTO SOLAR.

Este cálculo se debe a la incidencia de los rayos solares y se calcula para las paredes y superficies afectadas en la hora crítica y únicamente en verano. Los rayos solares al incidir sobre los muros, techos, etc. De un espacio, originando el calentamiento, determinado por las siguientes características:

1. Textura en la superficie en la que incide.
2. El ángulo de incidencia e intensidad de los rayos solares.
3. La constante proporcional del color de la superficie.

Las características anteriores afectan la refracción de la radiación solar, lo cual puede ocasionar un aumento de la ganancia de calor en el interior del espacio por este concepto. Un ejemplo sería que las áreas afectadas estuvieran pintadas con colores oscuros. Para este cálculo se requiere conocer la intensidad de la radiación solar, la cual varía con su situación geográfica y la altura sobre el nivel del mar. Cuando se desconoce uno o varios de estos factores la ganancia por efecto solar se puede calcular suponiendo que el medio ambiente exterior tiene una temperatura superior a la real y se puede calcular con la expresión matemática siguiente:

$$Q_{\text{efecto solar}} = A \cdot Q_{\text{solar}} \text{ (Kcal/hr)} \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

Dónde:

$$Q_{\text{efecto solar}} = \text{Ganancia de calor por efecto solar (Kcal/hr).}$$

$$A = \text{Área afectada por los rayos solares (m}^2\text{)}$$

$$Q_{\text{solar}} = \text{ganancia de calor solar por pie cuadrado (Kcal/hr(m}^2\text{))}$$

El calor solar en los borde exterior de la atmosfera de la tierra es aproximadamente 445 Kcal/ (hr) (m<sup>2</sup>) cuando el sol está más cerca de la tierra y de 415 Kcal/ (hr) (m<sup>2</sup>) cuando está más lejos y varía de acuerdo a la posición del sol respecto a la superficie en contacto con él.

Las tablas donde se muestra la reacción solar a 10° y 20° latitud norte se encuentran en los anexos, anexo 4



## 2.9 CONDICIONES DE DISEÑO INTERIORES PARA DIVERSAS ÁREAS DE UN HOSPITAL.

En la tabla 2.13 se muestran condiciones de diseño interiores para algunas áreas de las unidades médicas del sector salud, entre ellas se encuentra la de “sala de operaciones” que muestra las condiciones que se deben de cumplir.

*Tabla 2.13.- Condiciones de diseño interiores para sala de operaciones de zona extremosa tropical*

<b>ZONAS EXTREMOSA TROPICAL Y ALTIPLANO</b>				
<b>LOCALES</b>	<b>T. bs. ° C</b>	<b>HUMEDAD RELATIVA (%)</b>	<b>AIRE VENT. m<sup>3</sup>/h /PERS.</b>	<b>PRESION</b>
Sala de operaciones	22	50	20 °C/HR.	Doble positiva
Sala de expulsión	22	50	20 °C/HR.	Doble positiva
Área blanca	24	50	--	Triple positiva
Área gris	24	50	--	Negativa
Área negra	24	50	--	Negativa
B. y Vestidores	24	50	--	Cero
Trabajo de parto	24	50	--	Cero
Recuperación	24	50	--	Cero
Labor	24	50	--	Cero
Preparación	24	50	--	Cero
C.E.Y.E	24	50	--	Positiva
Anestesista	24	50	--	Negativa
Sala de juntas	24	50	--	Positiva
Sanits. Interiores	-----	-----	20 A 30 °C/HR.	Negativa

## **2.10 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.**

Deberá utilizarse Unidad Manejadora de Aire tipo Multizona con Bancos de Filtros Metálicos, Filtros de Bolsa o Cartucho y Filtros Absolutos de 30, 60 y 99.997 % respectivamente de eficiencia según Norma ASHRAE 52-1-92.

Las tolerancias aceptadas a las condiciones de diseño interior en los locales de estos servicios son como sigue:

Temperatura de Bulbo Seco: +/- 2 °c

Humedad Relativa +/- 5 %

La ubicación de los bancos de filtros absolutos deberá ser en la parte positiva de la unidad manejadora de aire.

Las Rejillas de inyección se ubicaran a 0.30 m debajo del nivel del plafón. Las rejillas de extracción de aire en cada una de las salas anteriores deberán localizarse a 0.30 m sobre el nivel del piso terminado en el muro opuesto a la inyección y la trayectoria del ducto correspondiente, será en un muro doble destinado para tal fin.

La extracción mecánica de las Salas de Operaciones será con ventiladores separados.

## **2.11 DATOS DE LEVANTAMIENTO.**

### **Proyecto:**

Sistema de aire acondicionado para el área de Quirófanos en el hospital Policlínico Roma del Instituto Salvadoreño del Seguro Social

### **Ubicación Y Localización Geográfica:**

Ubicación: San Salvador El Salvador.

Latitud: 13°4'N

Longitud: 89°18'W

Altura: 658 m.s.n.m.

Velocidad promedio del aire exterior: 12 Km/h

**Datos De Diseño:**

**Condiciones Exteriores:**

<b>Temperatura de calculo</b>				
<b>TBS °F</b>	<b>TBS °C</b>	<b>TBH °F</b>	<b>TBH °C</b>	<b>HR %</b>
<b>90.5</b>	<b>32.5</b>	<b>84.0</b>	<b>28.9</b>	<b>77</b>

NOTA: Con los valores de la temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo se obtiene la humedad relativa en la carta psicrométrica.

**Condiciones Interiores:**

<b>TEMPERATURA DE QUIROFANOS</b>		
<b>TBS °F</b>	<b>TBS °C</b>	<b>HR %</b>
<b>71.6</b>	<b>22.0</b>	<b>50</b>

Nota: la temperatura y la humedad relativa para el interior del quirófano son tomados de la norma de instalaciones de aire acondicionado del seguro social de México. Que son las recomendadas para este tipo de locales.

## **2.12 DESCRIPCIÓN DE ÁREAS**

El espacio a acondicionar será utilizado todos los días, durante las 24 horas, todo el año, y debe estar preparado para cualquier emergencia que exija el uso del área de quirófanos.

Las dimensiones y orientación del local se detallan a continuación

### **2.12.1 AREA QUIROFANO 6.**

Dimensiones:

$$\text{Área de techo: ancho x largo} = 3.84\text{m} \times 6.1\text{m} = 23.42 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de puertas} = 2.1\text{m} \times 1.97\text{m} = 4.14 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared norte: ancho x alto} = 3.84\text{m} \times 2.76\text{m} = 10.6 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared sur: ancho x alto} = 3.84\text{m} \times 2.76\text{m} = 10.6 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared este: largo x alto} = 6.1\text{m} \times 2.76\text{m} = 16.84 \text{ m}^2$$

Área de pared oeste:

$$(\text{Largo x alto}) - \text{Área de puertas} = (6.1\text{m} \times 2.76\text{m}) - 4.14 \text{ m}^2 = 12.7 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de piso: ancho x largo} = 3.84\text{m} \times 6.1\text{m} = 23.42 \text{ m}^2$$

Número de personas en el interior del local: 7

### **2.12.2 AREA QUIROFANO 5.**

Dimensiones:

$$\text{Área de techo} = (\text{Ancho x largo}) - (\text{área saliente}) = (6.16\text{m} \times 5.51\text{m}) - (1.14\text{m} \times 1.54\text{m}) = 32.19 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de puertas: } 1.58\text{m} \times 2.46\text{m} = 3.89\text{m}^2$$

$$\text{Área de madera: } (2.46\text{m} \times 2.88\text{m}) - \text{puerta} = 3.19 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared norte: ancho x alto} = 6.16\text{m} \times 2.93\text{m} = 18.05 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared sur: ancho x alto} = 6.16\text{m} \times 2.93\text{m} = 18.05 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared este: (largo x alto) - área de puerta- área madera} = (5.51\text{m} \times 2.93\text{m}) - 3.89 \text{ m}^2 - 3.19 \text{ m}^2 = 9.06 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de pared oeste: largo x alto} = 5.51\text{m} \times 2.93\text{m} = 16.14 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de piso: (Ancho x largo) - (área saliente)} = (6.16\text{m} \times 5.51\text{m}) - (1.14\text{m} \times 1.54\text{m}) = 32.19\text{m}^2$$

Número de personas en el interior del local: 7

## 2.13 BALANCE TERMICO PARA QUIROFANO 6

### 2.13.1 CARGA TÉRMICA GENERADA A TRAVÉS DE LAS PAREDES.

Las condiciones de proyecto a las 13 horas del mes de abril:

$$t_{db} = 32.5^{\circ}\text{C} \text{ y } t_{wb} = 28.9^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Variación diurna: } 8.4^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Variación anual: } 32.5 - 19.83 = 12.67^{\circ}\text{C}$$

CONSIDERACIONES: como la variación anual es menor a  $25^{\circ}\text{C}$  y suponiendo que la diferencia es despreciable se toman las correcciones del intervalo de  $25^{\circ}\text{C}$  para los datos de proyecto.

Corrección por mes: Abril, según tabla anexo11.

$$\text{Temperatura seca: } -1.1$$

$$\text{Temperatura húmeda: } -1$$

Condiciones de proyecto aproximadas a las 13 horas durante el mes de abril:

$$\text{Temperatura seca: } 32.5^{\circ}\text{C} - (1.1) = 31.4^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatura húmeda: } 28.9 - (1) = 27.9^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura exterior en Abril a las 13 horas es de  $31.4^{\circ}\text{C}$ , para mantener una temperatura de  $22^{\circ}\text{C}$  en el interior, habrá una diferencia de  $31.4 - 22 = 9.4^{\circ}\text{C}$ .

Con ayuda de la tabla Anexo 7 habrá una adicción de:

$$a = 1.1^{\circ}\text{C}$$

1) Determinación de  $\Delta t_{es}$  y  $\Delta t_{em}$ :

Peso de la pared: utilizando la tabla Anexo 20 para aglomerado hueco con arena y gravilla habrá un valor de  $307 \text{ Kg/m}^2$ .

Con la ayuda de la tabla anexo 6 para paredes soleadas se obtiene  $\Delta t_{em}$ :

(Orientación este)

$$\Delta t_{em} = 10.6 + 1.1 = 11.7^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{es} = 1.7 + 1.1 = 2.8^{\circ}\text{C}$$

Para las demás paredes que están en la sombra se tiene que:  $\Delta t_{em} = \Delta t_{es}$  de donde se deduce que  $\Delta t_0 = a + \Delta t_{es}$

(Orientación Oeste)  $\Delta t_{em} = 3.9^{\circ}\text{C}$

(Orientación Sur)  $\Delta t_{em} = 11.1^{\circ}\text{C}$

(Orientación Norte)  $\Delta t_{em} = 1.7^{\circ}\text{C}$

Tabulando los datos en tabla:

Orientación	$\Delta t_{es}$ (°C)	$\Delta t_{em}$ (°C)
Este	2.8	11.7
Oeste	0	3.9
Sur	0	11.1
Norte	0	1.7

2) Determinación de  $R_0$  y  $R_m$  para la pared Este según la tabla Anexo 27.

$R_s = 442 \text{ Kcal/h.m}^2$

Aplicando las correcciones correspondientes:

Marco Metálico: factor: 1.17

$R_s = 442 \text{ Kcal/h.m}^2$

$R_m = 444 \text{ Kcal/h.m}^2$

Calculando  $\Delta t_0$  con un color de pared medio

Pared Este:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (11.7) + (1 - 0.78 \frac{442}{444}) (2.8)$$

$\Delta t_{0\text{este}} = 9.70^{\circ}\text{C}$

Pared Oeste:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (3.9)$$

$$\Delta t_{0\text{oeste}} = 3.02^{\circ}\text{C}$$

Pared Sur:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (11.1)$$

$$\Delta t_{0oeste} = 8.62 \text{ } ^\circ C$$

Pared Norte:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (1.7)$$

$$\Delta t_{0oeste} = 1.32 \text{ } ^\circ C$$

Para cálculo de techo (en sombra) (aproximando a 307 Kg/m<sup>3</sup>) en tabla

Anexo 21

$$\Delta t_{em} = 1.1 + 1.1 = 2.2 \text{ } ^\circ C$$

Teniendo un Rs = 678 en techo

$$\Delta t_{0(techo)} = 0.78 \frac{678}{444} (2.2)$$

$$\Delta t_{0(techo)} = 2.62 \text{ } C$$

Tabulando los datos en una tabla las diferencias equivalentes de las paredes soleadas o a la sombra son:

Orientación	$\Delta t \text{ } ^\circ C$
Este	9.70
Oeste	3.02
Sur	8.62
Norte	1.32
Techo	2.62

Los valores de las resistencias se han obtenido de la guía de ASHAE, año 1958, y se han completado con el peso por m<sup>2</sup> de los diversos materiales

**2.13.1.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL TECHO.**

Resistencia térmica R Materiales de construcción y de aislamiento  $\left(\frac{^{\circ}C.m^2.h}{Kcal}\right)$

Tabla 2.14 Coeficiente global de transferencia de calor a través de techo

Material	Descripción	e (mm)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Peso (Kg/m <sup>2</sup> )	Resistencia (R)	
					por metro de espesor (1/k)	por espesor considerado (1/c)
Convección (aire quieto)	Horizontal					125
Revestimiento del suelo	Baldosas Cerámicas					252
Hormigón	hormigón de arena y grava o piedra (no secado)	152.4		2240	0.65	99
Enlucido	Cemento	12.7		1856	1.6	203.2
Convección (aire quieto)	Horizontal					125

Resistencia total R = 804.2 x10<sup>-3</sup>

Coeficiente de transmisión global

$$U = \frac{1000}{R} = \frac{1000}{804.2} = 1.18 \left( \frac{Kcal}{m^2 - hr - C} \right)$$



**2.13.1.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES EXTERIORES.**

Resistencia térmica R Materiales de construcción y de aislamiento  $\left(\frac{^{\circ}C.m^2.h}{Kcal}\right)$

Tabla 2.15 Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes exteriores

Material	Descripción	e (mm)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Peso (Kg/m <sup>2</sup> )	Resistencia (R)	
					por metro de espesor (1/k)	por espesor considerado (1/c)
Convección (aire quieto)	Vertical con flujo de calor horizontal					140
Enlucido	Cemento	12.7		1856	1.6	20.3
elementos de albañilería	Ladrillo ordinario	101.6		1920	16.4	1666.2
Enlucido	Cemento	12.7		1856	1.6	20.3
Convección (viento a 12 Km/h)	Vertical con flujo de calor horizontal					52

Resistencia total R = 1898.8 x10<sup>-3</sup>

Coeficiente de transmisión global

$$U = \frac{1000}{R} = \frac{1000}{1898.8} = 0.53 \left( \frac{Kcal}{m^2 - hr - C} \right)$$

**2.13.1.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES INTERIORES.**

Resistencia térmica R Materiales de construcción y de aislamiento  $\left(\frac{^{\circ}C.m^2.h}{Kcal}\right)$

Tabla 2.16 Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes interiores

Material	Descripción	e (mm)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Peso (Kg/m <sup>2</sup> )	Resistencia (R)	
					por metro de espesor (1/k)	por espesor considerado (1/c)
Convección (aire quieto)	Vertical con flujo de calor horizontal					140
Enlucido	Cemento	12.7		1856	1.6	20.3
elementos de albañilería	Ladrillo ordinario	101.6		1920	16.4	1666.2
Enlucido	Cemento	12.7		1856	1.6	20.3
Convección (aire quieto)	Vertical con flujo de calor horizontal					140

Resistencia total R = 1986.8 x10<sup>-3</sup>

Coeficiente de transmisión global

$$U = \frac{1000}{R} = \frac{1000}{1986.8} = 0.50 \left( \frac{Kcal}{m^2 - hr - C} \right)$$

**2.13.1.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PUERTAS.**

Resistencia térmica R Materiales de construcción y de aislamiento  $\left(\frac{^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2\cdot\text{h}}{\text{Kcal}}\right)$

Tabla 2.17 Coeficiente global de transferencia de calor a través de puertas

Material	Descripción	e (mm)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Peso (Kg/m <sup>2</sup> )	Resistencia (R)	
					por metro de espesor (1/k)	por espesor considerado (1/c)
Convección (aire quieto)	Vertical con flujo de calor horizontal					140
Madera	pino, arce o especies blandas	12.7		512	10.1	128.3
Lamina de aire	Vertical con flujo de calor horizontal	20- 100				176
Madera	pino, arce o especies blandas	12.7		512	10.1	128.3
Convección (aire quieto)	Vertical con flujo de calor horizontal					140

Resistencia total R = 712.6 x10<sup>-3</sup>

Coeficiente de transmisión global

$$U = \frac{1000}{R} = \frac{1000}{712.6} = 1.40 \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 - \text{hr} - \text{C}} \right)$$

### 2.13.1.5 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PISO.

Debido a que el quirófano se encuentra en el segundo nivel del edificio, la transferencia de calor será igual a la del techo ya que está construido del mismo material

Resistencia térmica R Materiales de construcción y de aislamiento  $\left(\frac{^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2\cdot\text{h}}{\text{Kcal}}\right)$

Tabla 2.18 Resistencia térmica R Materiales de construcción y de aislamiento

Material	Descripción	e (mm)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Peso (Kg/m <sup>2</sup> )	Resistencia (R)	
					por metro de espesor (1/k)	por espesor considerado (1/c)
Convección (aire quieto)	Horizontal					125
Revestimiento del suelo	Baldosas Cerámicas	25.4				252
Hormigón	hormigón de arena y grava o piedra (secado al horno)	152.4		2240	0.9	137.2
Enlucido	Cemento	12.7		1856	1.6	20.3
Convección (aire quieto)	Horizontal					125

Resistencia total R = 659.5 x10<sup>-3</sup>

Coeficiente de transmisión global

$$U = \frac{1000}{R} = \frac{1000}{659.5} = 1.52 \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 - \text{hr} - \text{C}} \right)$$

Mediante la Ecuación de Fourier, los coeficientes globales de trasmisión de calor, las áreas de transmisión y las diferencias de temperatura obtenidos anteriormente, se calculan la ganancia de calor a través de los siguientes elementos:

$$Q = A U \Delta T$$

*Tabla 2.19 Carga térmica a través de paredes y techo*

<b>DESIGNACIÓN</b>	<b>AREA (m<sup>2</sup>)</b>	<b>U (Kcal / hr m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>ΔT (°C)</b>	<b>BALANCE TERM. (Kcal / hr)</b>
TECHO	23.42	1.18	2.62	72.40
PARED NORTE	10.6	0.53	1.32	12.36
PARED ESTE	16.84	0.53	9.70	88.90
PARED SUR	10.6	0.5	8.62	47.38
PARED OESTE	12.7	0.5	3.02	19.94
PUERTAS	4.14	1.4	3.02	18.20
PISO	23.42	1.52	2.62	96.47
Total				355.65

### **2.13.2 CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTES.**

Los seres humanos desprenden constantemente calor, el calor cedido por las personas es de dos tipos, uno el generado por la temperatura constante del cuerpo que es de 37 °C (98.6 °F) se le llama calor sensible. El otro es por el vapor de agua que expulsa, ya sea por la piel o las fosas nasales al respirar, se llama calor latente. Estos dos calores van en función directa con la edad, metabolismo y la actividad que están desarrollando.

La sala de quirófano está ocupada en promedio por 7 personas las cuales son: el paciente, el cirujano, el anestesista, el instrumentista, el ayudante

de cirujano y dos enfermeras. De los cuales solo el primero está en reposo y los demás se encuentran caminando y realizando un trabajo ligero

Se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$Q_{SO} = h_S(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$
$$Q_{LA} = h_L(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$
$$Q_{TOTAL} = h_{TOTAL}(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$

El calor sensible y calor latente generado tanto por el paciente como para médicos y enfermeras:

Paciente:

Calor sensible:

$$Q_{SO} = h_S(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$
$$Q_{SO} = 1(63) = 63(Kcal/hr)$$

Calor Latente:

$$Q_{LA} = h_L(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$
$$Q_{LA} = 1(25) = 25(Kcal/hr)$$

Médicos y enfermeras:

Calor sensible:

$$Q_{SO} = h_S(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$
$$Q_{SO} = 6(70) = 420(kcal/hr)$$

Calor Latente:

$$Q_{LA} = h_L(\text{No. de personas})(Kcal/hr)$$
$$Q_{LA} = 6(55) = 330(Kcal/hr)$$

La carga total por ocupantes es la suma de los calores anteriores:

Calor sensible total:

$$Q_{SO-T} = Q_{SO-P} + Q_{SO-ME}$$
$$Q_{SO-T} = 63 + 420 = 503(kcal/hr)$$

Calor latente total:

$$Q_{LA-T} = Q_{LA-P} + Q_{LA-ME}$$
$$Q_{SO-T} = 25 + 330 = 355(Kcal/hr)$$

### 2.13.3 CARGA TÉRMICA GENERADA POR ALUMBRADO Y EQUIPO.

En el área de quirófanos se encuentran los siguientes equipos que son los que producirán la carga térmica por este concepto:

- 8 lámparas fluorescentes de 32 watts.
- lámparas quirúrgicas de 200 watts.
- 1 electrocauterios de varias funciones 600 watts.
- 1 máquina de monitoreo de signos vitales 450 watts.
- 1 monitor de operaciones auxiliar para el medico 80 watts.
- 1 torre de Laparoscopia 1000 watts.

Calculo para carga térmica por alumbrado:

Lámparas incandescentes:

$$Q_{lampinc} = \text{No. De lámparas (vatios de cada lámpara)} (0.86) \text{ (Kcal / hr)}$$

$$Q_{lampinc} = (2) (200) (0.86) = 344 \text{ (Kcal/hr)}$$

Lámparas fluorescentes:

$$Q_{lampfluo} = (1.25) \text{ No. De lámparas (watts de cada lámpara)} (0.86) \text{ (Kcal / hr)}$$

$$Q_{lampfluo} = (1.25) (8) (32) (0.86) = 275.2 \text{ (Kcal / hr)}$$

Para calcular la carga térmica por el equipo eléctrico y electrónico se suman los watts de los equipos para obtener un total.

$$W_T = W_{EL} + W_{MMSV} + W_{MM} + W_{TL}$$

$$W_T = 600 + 450 + 80 + 1000$$

$$W_T = 2130 \text{ watts}$$

Por consiguiente, la carga térmica por equipo eléctrico y electrónico es:

$$Q_{EE} = (0.86) \text{ (watts de trabajo)} \text{ (Kcal / hr)}$$

$$Q_{EE} = (0.86) (2130) = 1831.8 \text{ (Kcal / hr)}$$

Por lo tanto la carga térmica total por este concepto es la sumatoria de las tres anteriores:

$$Q_{AE} = Q_{LI} + Q_{LF} + Q_{EE} \text{ (Kcal / hr)}$$

$$Q_{AE} = 344 + 275.2 + 1831.8$$

$$Q_{AE} = 2451 \text{ (Kcal / hr)}$$

#### **2.13.4 CARGA TÉRMICA GENERADA POR INFILTRACIÓN.**

Para el diagnóstico del sistema de aire acondicionado instalado en los quirófanos del hospital policlínico Roma se considera una ganancia de calor por infiltración de cero, debido a que este concepto está diseñado para espacios con presión negativa y por el momento dentro de los quirófanos la presión es igual dentro y fuera de ellos, y la transferencia de calor que puede existir es muy pequeña.

En el caso de la propuesta de un nuevo sistema de aire acondicionado para los quirófanos la norma del Instituto Mexicano del Seguro Social dice que la sala de operaciones necesita una presión doble positiva, y esto lleva a que la ganancia de calor por infiltración sea nula.

#### **2.13.5 CARGA TÉRMICA GENERADA POR EFECTO SOLAR.**

Esta es debida a la incidencia de los rayos solares sobre las paredes expuestas al sol. Por lo que se procede a calcular la ganancia térmica por este concepto aclarando antes que San Salvador está ubicado en un lugar extremoso tropical y que las paredes exteriores están pintadas de colores claros (blanco):

$$Q_{ES} = A \times Q_{solar} \text{ (Kcal/hr)}$$

Áreas de los diferentes elementos:

Área de paredes al este: 16.84 m<sup>2</sup>



<b>Latitud Norte</b>	<b>Abril 1 pm</b>
10°	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )
13°4´	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )
20°	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )

Área de paredes al norte: 10.6 m<sup>2</sup>

<b>Latitud Norte</b>	<b>Abril 1 pm</b>
10°	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )
13°4´	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )
20°	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )

Interpolando en las tablas con 10 y 20 grados latitud norte Anexo 4, a la 1 de la tarde que es la hora del máximo de temperaturas del proyecto y san salvador ubicado en las coordenadas 13°4´ grados Norte, se identifica que para paredes claras al oriente y al norte, se tiene una ganancia de calor por metro cuadrado de 38 Kcal/hr (m<sup>2</sup>)

Carga térmica por efecto solar a través de la pared este:

$$Q_{ES} = A Q_{solar} (Kcal/hr)$$

$$Q_{ES} = (16.84)(38) (Kcal/hr)$$

$$Q_{ES} = 639.92 (Kcal/hr)$$

Carga térmica por efecto solar a través de la pared norte:

$$Q_{ES} = A Q_{solar} (Kcal/hr)$$

$$Q_{ES} = (10.6)(14) (Kcal/hr)$$

$$Q_{ES} = 402.8 (Kcal/hr)$$

Carga térmica por efecto solar total.

$$Q_{ES-TOTAL} = Q_{ES-NORTE} + Q_{ES-ESTE}$$

$$Q_{ES-TOTAL} = 639.92 + 402.8$$

$$Q_{ES-TOTAL} = 1042.72(Kcal/hr)$$

## 2.14 RESUMEN, CARGA TERMICA TOTAL QUIROFANO 6.

CONCEPTO Carga térmica a través de:	CALOR SENSIBLE Kcal/hr	CALOR LATENTE Kcal/hr
Techo y paredes	355.65	
Ocupantes	503	355
Alumbrado y equipo	2,451	
Infiltración.	0	
Efecto solar	1,042.72	
Total	4,352.37	355

$$Q_{Total} = Q_{SENSIBLE} + Q_{LATENTE}$$

$$Q_{Total} = 4,352.37 + 355$$

$$Q_{Total} = 4,707.37 \text{ Kcal/hr}$$

## 2.15 BALANCE TERMICO PARA QUIROFANO 5

### 2.15.1 CARGA TÉRMICA GENERADA A TRAVÉS DE LAS PAREDES.

Los dos quirófanos del hospital analizados están contruidos de los mismos materiales por ende los coeficientes globales de transferencia de calor serán los mismos en ambos quirófanos

DESIGNACIÓN	U (Kcal / hr m <sup>2</sup> °C)
TECHO	1.18
PARED NORTE	0.53
PARED ESTE	0.53
PARED SUR	0.5
PARED OESTE	0.5
PUERTAS	1.4
PISO	1.52

### 2.15.2 EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA PAREDES SOLEADAS O A LA SOMBRA.

Las condiciones de proyecto a las 13 horas del mes de abril:

$$t_{db} = 32.5^{\circ}\text{C} \text{ y } t_{wb} = 28.9^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Variación diurna: } 8.4^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Variación anual: } 32.5 - 19.83 = 12.67^{\circ}\text{C}$$

CONSIDERACIONES: como la variación anual es menor a  $25^{\circ}\text{C}$  y suponiendo que la diferencia es despreciable se toman las correcciones del intervalo de  $25^{\circ}\text{C}$  para los datos de proyecto.

Corrección por mes: Abril, según tabla anexo11.

$$\text{Temperatura seca: } -1.1$$

$$\text{Temperatura húmeda: } -1$$

Condiciones de proyecto aproximadas a las 13 horas durante el mes de abril:

$$\text{Temperatura seca: } 32.5^{\circ}\text{C} - (1.1) = 31.4^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatura húmeda: } 28.9 - (1) = 27.9^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura exterior en Abril a las 13 horas es de 31.4<sup>0</sup>C, para mantener una temperatura de 22<sup>0</sup>C en el interior, habrá una diferencia de 31.4 – 22 = 9.4<sup>0</sup>C.

Con ayuda de la tabla Anexo 7 habrá una adicción de:

$$a = 1.1^{\circ}\text{C}$$

1) Determinación de  $\Delta t_{es}$  y  $\Delta t_{em}$ :

Peso de la pared: utilizando la tabla Anexo 20 para aglomerado hueco con arena y gravilla habrá un valor de 307 Kg/m<sup>2</sup>.

Con la ayuda de la tabla anexo 6 para paredes soleadas se obtiene  $\Delta t_{em}$ :

(Orientación este)

$$\Delta t_{em} = 10.6 + 1.1 = 11.7^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{es} = 1.7 + 1.1 = 2.8^{\circ}\text{C}$$

Para las demás paredes que están en la sombra se tiene que:  $\Delta t_{em} = \Delta t_{es}$  de donde se deduce que  $\Delta t_0 = a + \Delta t_{es}$

(Orientación Oeste)  $\Delta t_{em} = 3.9^{\circ}\text{C}$

(Orientación Sur)  $\Delta t_{em} = 11.1^{\circ}\text{C}$

(Orientación Norte)  $\Delta t_{em} = 1.7^{\circ}\text{C}$

Tabulando los datos en tabla:

Orientación	$\Delta t_{es}$ (°C)	$\Delta t_{em}$ (°C)
Este	2.8	11.7
Oeste	0	3.9
Sur	0	11.1
Norte	0	1.7

2) Determinación de  $R_0$  y  $R_m$  para la pared Este según la tabla Anexo 27.

$$R_s = 442 \text{ Kcal/h.m}^2$$

Aplicando las correcciones correspondientes:

Marco Metálico: factor: 1.17

$$R_s = 442 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$R_m = 444 \text{ Kcal/h.m}^2$

Calculando  $\Delta t_0$  con un color de pared medio

Pared Este:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (11.7) + (1 - 0.78 \frac{442}{444}) (2.8)$$

$$\Delta t_{0\text{este}} = 9.70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pared Oeste:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (3.9)$$

$$\Delta t_{0\text{oeste}} = 3.02 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pared Sur:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (11.1)$$

$$\Delta t_{0\text{oeste}} = 8.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pared Norte:

$$\Delta t_0 = 0.78 \frac{442}{444} (1.7)$$

$$\Delta t_{0\text{oeste}} = 1.32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para cálculo de techo (en sombra) (aproximando a  $307 \text{ Kg/m}^3$ ) en tabla Anexo 21

$$\Delta t_{\text{em}} = 1.1 + 1.1 = 2.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teniendo un  $R_s = 678$  en techo

$$\Delta t_{0(\text{techo})} = 0.78 \frac{678}{444} (2.2)$$

$$\Delta t_{0(\text{techo})} = 2.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabulando los datos en una tabla las diferencias equivalentes de las paredes soleadas o a la sombra son:

<b>Orientación</b>	<b><math>\Delta t^{\circ}\text{C}</math></b>
Este	9.70
Oeste	3.02
Sur	8.62
Norte	1.32
Techo	2.62

Mediante la Ecuación de Fourier, los coeficientes globales de trasmisión de calor, las áreas de transmisión y las diferencias de temperatura obtenidos anteriormente, se calculan la ganancia de calor a través de los siguientes elementos:

$$Q = A U \Delta T$$

<b>DESIGNACIÓN</b>	<b>AREA (m<sup>2</sup>)</b>	<b>U (Kcal / hr m<sup>2</sup> °C)</b>	<b><math>\Delta T</math> (°C)</b>	<b>BALANCE TERM. (Kcal / hr)</b>
TECHO	32.19	1.18	2.62	99.51
PARED NORTE	18.05	0.53	1.32	12.63
PARED ESTE	9.06	0.53	9.70	46.58
PARED SUR	18.05	0.5	8.62	77.80
PARED OESTE	16.14	0.5	3.02	24.37
PUERTAS	7.08	1.4	9.70	96.15
PISO	32.19	1.52	2.62	128.20
Total				485.24

### 2.15.3 CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTES.

Así como en el quirófano 6, estarán 7 personas dentro del quirófano y la carga generada por ocupantes será la misma que la del quirófano 6

Carga total por ocupantes

Calor sensible total:

$$Q_{SO-T} = Q_{SO-P} + Q_{SO-ME}$$
$$Q_{SO-T} = 63 + 420 = 503(Kcal/hr)$$

Calor latente total:

$$Q_{LA-T} = Q_{LA-P} + Q_{LA-ME}$$
$$Q_{SO-T} = 25 + 330 = 355(Kcal/hr)$$

#### 2.15.4 CARGA TÉRMICA GENERADA POR ALUMBRADO Y EQUIPO.

En el área de quirófanos se encuentran los siguientes equipos que son los que producirán la carga térmica por este concepto:

- 16 lámparas fluorescentes de 32 watts.
- lámparas quirúrgicas de 200 watts.
- 1 electrocauterios de varias funciones 600 watts.
- 1 máquina de monitoreo de signos vitales 450 watts.
- 1 monitor de operaciones auxiliar para el medico 80 watts.
- 1 torre de Laparoscopia 1000 watts.

Calculo para carga térmica por alumbrado:

Lámparas incandescentes:

$$Q_{lampinc} = \text{No. De lámparas (watts de cada lámpara)} (0.86) (Kcal / hr)$$

$$Q_{lampinc} = (2) (200) (0.86) = 344 (Kcal/hr)$$

Lámparas fluorescentes:

$$Q_{\text{lampfluo}} = (1.25) \text{ No. De lámparas (watts de cada lámpara) } (0.86) \text{ (Kcal / hr)}$$

$$Q_{\text{lampfluo}} = (1.25) (16) (32) (0.86) = 550.4 \text{ (Kcal / hr)}$$

Para calcular la carga térmica por el equipo eléctrico y electrónico se suman los watts de los equipos para obtener un total.

$$W_T = W_{EL} + W_{MMSV} + W_{MM} + W_{TL}$$

$$W_T = 600 + 450 + 80 + 1000$$

$$W_T = 2130 \text{ watts}$$

Por consiguiente, la carga térmica por equipo eléctrico y electrónico es:

$$Q_{EE} = (0.86) \text{ (watts de trabajo) (Kcal / hr)}$$

$$Q_{EE} = (0.86) (2130) = 1831.8 \text{ (Kcal / hr)}$$

Por lo tanto la carga térmica total por este concepto es la sumatoria de las tres anteriores:

$$Q_{AE} = Q_{LI} + Q_{LF} + Q_{EE} \text{ (Kcal / hr)}$$

$$Q_{AE} = 344 + 550.4 + 1831.8$$

$$Q_{AE} = 2726.2 \text{ (Kcal / hr)}$$

### 2.15.5 CARGA TÉRMICA GENERADA POR INFILTRACIÓN.

Para el diagnóstico del sistema de aire acondicionado instalado en los quirófanos del hospital policlínico Roma se considera una ganancia de calor por infiltración de cero, debido a que este concepto está diseñado para espacios con presión negativa y por el momento dentro de los quirófanos la presión es



igual dentro y fuera de ellos, y la transferencia de calor que puede existir es muy pequeña.

En el caso de la propuesta de un nuevo sistema de aire acondicionado para los quirófanos la norma del Instituto Mexicano del Seguro Social dice que la sala de operaciones necesita una presión doble positiva, y esto lleva a que la ganancia de calor por infiltración sea nula.

### 2.15.6 CARGA TÉRMICA GENERADA POR EFECTO SOLAR.

Esta es debida a la incidencia de los rayos solares sobre las paredes expuestas al sol. Por lo que se procede a calcular la ganancia térmica por este concepto aclarando antes que San Salvador está ubicado en un lugar extremoso tropical y que las paredes exteriores están pintadas de colores claros (blanco):

$$Q_{ES} = A \times Q_{solar} \text{ (Kcal/hr)}$$

Áreas de los diferentes elementos:

Área de paredes al norte: 18.05 m<sup>2</sup>

Latitud Norte	Abril 1 pm
10°	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )
13°4'	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )
20°	38 Kcal/hr(m <sup>2</sup> )

Carga térmica por efecto solar a través de la pared norte:

$$Q_{ES} = A Q_{solar} \text{ (Kcal/hr)}$$

$$Q_{ES} = (18.05)(38) \text{ (Kcal/hr)}$$

$$Q_{ES} = 685.9 \text{ (Kcal/hr)}$$

## 2.16 RESUMEN, CARGA TERMICA TOTAL QUIROFANO 5.

<b>CONCEPTO</b> Carga térmica a través de:	<b>CALOR SENSIBLE</b> Kcal/hr	<b>CALOR LATENTE</b> Kcal/hr
Techo y paredes	485.24	
Ocupantes	503	355
Alumbrado y equipo	1,831.8	
Infiltración.	2,726.2	
Efecto solar	685.9	
Total	6,232.14	355

$$Q_{\text{Total}} = Q_{\text{SENSIBLE}} + Q_{\text{LATENTE}}$$

$$Q \text{ Total} = 6,232.14 + 355$$

$$Q \text{ Total} = 6,587.14 \text{ Kcal/hr}$$

## **CAPITULO 3. EMPLEO DEL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.**

### **3.1 INTRODUCCIÓN.**

Es obvio señalar que el aire acondicionado no es más que un servicio con el que se dota a un edificio, y por tanto, la instalación de aire acondicionado debe someterse por entero a las características del mismo, tratando de no influir, siempre que ello sea posible, al resto de elementos que constituyen el edificio. Una buena instalación de aire acondicionado debería cumplir la condición, nada fácil, de pasar desapercibida. En otras palabras, se construyen los edificios, y, entre otros servicios, se les dota de aire acondicionado.

Es difícil encontrar un edificio construido para ser acondicionado. Esta idea, simple y evidente, debe mantenerse siempre en mente, tanto por parte del proyectista como del agente técnico-comercial que ofrece la instalación.

Un sistema de control ambiental que comprende el enfriamiento y deshumidificación necesita un medio para eliminar el calor de los recintos acondicionados, como el calor solo fluye de la temperatura mayor a la temperatura menor, se debe tener disponible un fluido con una menor temperatura que la de diseño del recinto. El diseño y funcionamiento de los sistemas de refrigeración gira alrededor de este fluido refrigerante, al cual mediante una serie de dispositivos se le hace realizar el trabajo fundamental de absorber calor en un lugar. Transportarlo y ceder ese calor en otro lugar.

Para seleccionar el equipo adecuado se deberá satisfacer a la carga instantánea máxima y ser capaz de también de trabajar en condiciones de carga potencial. Para cumplir con la función de una instalación de aire acondicionado, los fabricantes ofrecen diversos equipos, que son utilizados en forma coordinada y cumplen con los requisitos de una instalación.

Una vez que se han determinado las cargas térmicas y expuesto las condiciones psicrométricas es posible estimar que clase de equipo se necesita para el funcionamiento del local.

### **3.2 ANALISIS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.**

Algunos criterios que deben tenerse en consideración a la hora de acondicionar un ambiente son: temperatura, humedad, renovación de aire, filtración, nivel sonoro interior y exterior, presión, capacidad, redundancia, espacios disponibles, integración en el edificio, costo inicial, costeo de funcionamiento, costeo de mantenimiento, fiabilidad, flexibilidad y análisis del ciclo de vida.

Debe considerarse que cada criterio está relacionado con todos los demás y que a la vez, estos criterios tienen valoraciones distintas según cada propiedad y aún según cada obra. Algunos criterios que básicamente dependen de la propiedad son, por ejemplo: Costo inicial respecto al costo del funcionamiento, frecuencia del mantenimiento necesario y si para efectuar el mantenimiento es necesario acceder en el espacio ocupado. Estimación de la frecuencia de fallos, impacto de los fallos y tiempo necesario para corregir los fallos.

Además de los criterios básicos, otros criterios pueden considerarse importantes o condicionantes:

- Si es una instalación que soporta un proceso, por ejemplo: una sala de ordenadores.
- Si es una instalación destinada a una sala blanca o tiene otras condicionantes higiénicas.
- Si es condicionante para la venta.
- Si es condicionante para la obtención de beneficios.

La propiedad podrá valorar estos criterios, si el proyectista le da suficiente información sobre las ventajas e inconvenientes de cada opción. Pero del mismo modo que la propiedad normalmente no conoce las ventajas o inconvenientes de cada sistema, tampoco el proyectista conoce las valoraciones financieras o funcionales que puede dar la propiedad, por ello, esta debe estar involucrada en la selección del sistema.

En el mercado hay múltiples sistemas y equipos para la climatización, a continuación se describen algunos de los más conocidos:

El sistema de aire acondicionado más elemental, es sin duda alguna, el acondicionador de ventana. La mayor parte de estos acondicionadores se adaptan a edificios ya construidos, y en los que, en general, sólo se acondiciona una parte de los mismos. El tipo de edificios así acondicionados corresponde a oficinas, pequeñas tiendas y algunas viviendas. El aparato de ventana ofrece la importante ventaja de la fraccionabilidad del acondicionamiento, de gran interés tanto desde el punto de vista de la instalación, como de la explotación, ya que una avería en uno de los aparatos, a diferencia de una instalación central sólo afecta a una parte del edificio.

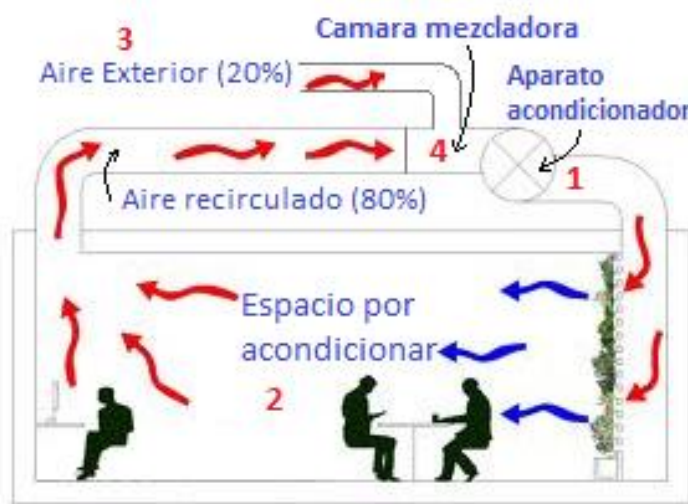
### **3.3 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACIÓN DE AIRE.**

Cuando los locales por acondicionar son de condiciones limpias, puede aprovecharse parte del aire interior que ya ha trabajado para volverlo a circular por el local, mezclándose con el aire exterior.

Este aire exterior representa el volumen necesario para la respiración de los ocupantes y el aire recirculado es el complemento total que se debe circular en el sistema. No siempre es posible efectuar esta recirculación debido a las características de los locales, por ejemplo no es permitido en salas de operación, fábricas de pinturas, o aquellas donde hay desprendimiento de gases, vapores, etc. Por qué se contaminaría el ambiente.

Por lo contrario en escuelas, tiendas, oficinas, cines, teatros, iglesias, etc. Es muy conveniente ya que en ella se reduce considerablemente la capacidad de los equipos, lo que significa un ahorro en costo inicial como de operación y de mantenimiento.

Para espacios tales como cines y teatros, por reglamento se debe recircular un 80% de aire y un 20% proviene de aire exterior. Pero para el caso de quirófanos, como es este proyecto, se tiene que tomar según la norma el 100% de aire exterior. Para dar un ejemplo completo se mostrara el procedimiento a seguir para cálculo cuando se tiene recirculación de aire, omitiendo algunos de ellos cuando se realizan las operaciones para el caso del local.



*Fig.3.1- Diagrama de recirculación de aire.*

- 1 condiciones del aire a la salida del aparato acondicionador (inyección de aire).
- 2 Condiciones del aire a mantener del espacio acondicionado.
- 3 condiciones del aire exterior (proviene del medio ambiente).
- 4 mezcla de aire de recirculación con el exterior.

### **3.4 CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE MEZCLA EN LA CARTA PSICROMETRICA.**

Para encontrar el estado resultante de mezclar dos aires, puede procederse de las maneras siguientes:

### **POR MEDIO ANALÍTICO:**

Para lo cual se procede calculando colores sensibles y multiplicandolos la TBS de uno los componentes por su masa o volumen total de los dos aires por mezclar

$$T_{BS\ MEZCLA} = \frac{T_{BS2}m_2 + T_{BS3}m_3}{m_2 + m_3} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

$$ha_{MEZCLA} = \frac{ha_2m_2 + ha_3m_3}{m_2 + m_3} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

### **MÉTODO GRÁFICO:**

También se puede encontrar la resultante por medio gráfico, este consiste en trazar sobre la carta psicrométrica los puntos que señalan a los elementos que lo componen, se unen con una recta, se divide está en números proporcionales de partes a las sumas de las masas o volúmenes de los componentes, a partir de uno de los puntos se toma sobre la recta en número de partes que corresponden al elemento contrario y este punto indicara el estado resultante de la mezcla.

### **MÉTODO COMBINADO.**

Primeramente trazar los dos puntos y unirlos mediante una recta y posteriormente calcular una magnitud psicrométrica por medio de un modelo matemático y con este valor ubicarlo con la intersección de la recta, este punto indicara la resultante de dicha mezcla.

### 3.5 EMPLEO DEL DIAGRAMA PSICROMETRICO

Los datos de los capítulos anteriores permiten calcular los balances caloríficos y frigoríficos. También indican los volúmenes de aire exterior a prever a efectos de ventilación, según el tipo de aplicación.

En este capítulo expone la forma de empleo del diagrama psicrométrico para la selección del equipo acondicionador adecuado, y se divide en tres partes

1. Terminología del acondicionamiento de aire, procesos de evolución, símbolos y factores
2. Equipos de acondicionamiento de aire. Factores que afectan a la evolución del aire, e influencia de estos factores en la elección del equipo.
3. Empleo del diagrama psicrométrico en los casos de cargas parciales. Influencia de cargas reductivas sobre la selección del equipo y evolución del aire.

El ciclo clásico de evolución del aire climatizado puede representarse sobre el diagrama psicrométrico

El aire en el estado (3) mezcla de aire exterior (2) y de aire de retorno (1), pasa a través del aparato acondicionado, y su evolución se representa por la línea (3-4). Abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor y humedad, según la transformación (4-1). En general, gran parte del aire impulsado vuelve a recogerse para su mezcla con el aire exterior. La mezcla pasa a través del aparato donde abandona la humedad y calor recibidos, al objeto de mantener las condiciones deseadas.

La selección de los aparatos adecuados para llevar el aire a las condiciones depende de un cierto número de factores. Aquí se van a explicar solamente los que afectan a su estado definido por su temperatura y su estado higrométrico, y que son: el factor sensible (SHF), el del local (RSHF), el SHF total (GSHF), la temperatura equivalente de la superficie (tes), el factor de bypass (BF) y el SHF efectivo (ESHF)





# ÁBACO PSICROMÉTRICO

## Temperaturas normales

### PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

1. El aire de retorno desde el local ① está mezclado con el aire exterior ② necesario para la ventilación.
2. Esta mezcla de aire exterior y de retorno entra en el equipo ③ donde es acondicionado y suministrado al local.
3. Luego se repite el ciclo periódicamente.

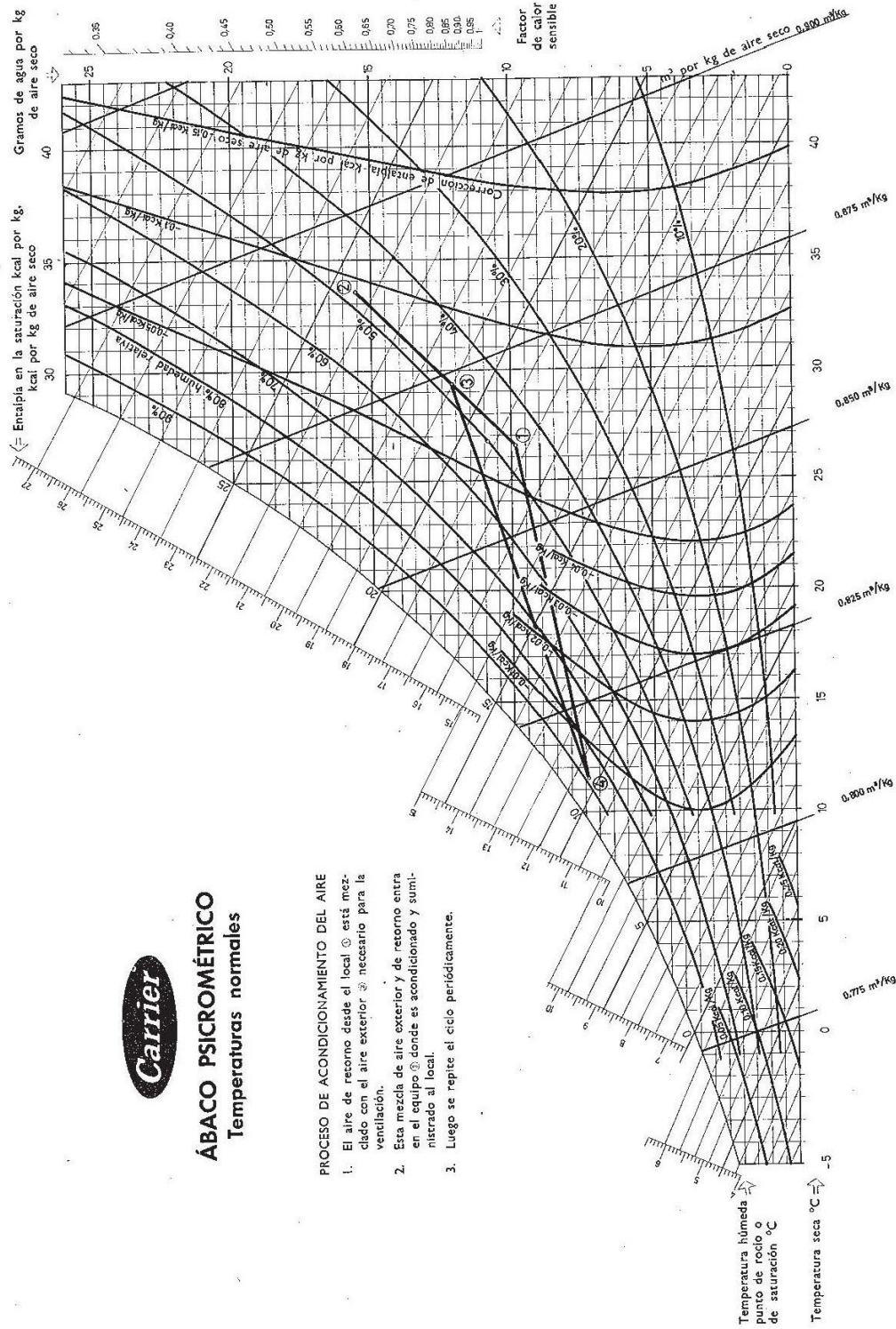


Fig. 3.0 Carta Psicrométrica

### 3.6 DEFINICION DE TERMINOS, PROCESOS Y FACTORES

#### 3.6.1 FACTOR DE CALOR SENSIBLE

Las propiedades térmicas del aire se pueden clasificar en las dependientes del calor latente y del calor sensible. El término factor de calor sensible significa la razón aritmética del calor total sensible al calor total, en que el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente, esta relación se expresa por:

$$SHF = \frac{SH}{SH+LH} = \frac{SH}{TH} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

Donde:

SHF = coeficiente de calor sensible

SH = calor sensible

LH = calor latente

TH = calor total

#### 3.6.2 FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSHF)

El factor de calor sensible del local es la razón del calor sensible del local a la suma del calor sensible y del calor latente del local. Esta relación se expresa en la forma siguiente:

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH+RLH} = \frac{RSH}{RTH} \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

El estado del aire impulsado en el local debe ser tal que compense simultáneamente las ganancias sensibles y latentes del local. Los puntos que representan sobre el diagrama psicrométrico el estado del aire impulsado y las condiciones interiores pueden unirse por un segmento de recta (1-2) figura 3.1. Este segmento representa la evolución del aire en el interior del local, y se denomina recta de SHF del local, o también recta de impulsión.

La pendiente de esta recta da la relación entre las cargas de calor sensible y latente del local (fig. 3.1),  $\Delta h_s$ , y  $\Delta h_l$ . Entonces si el caudal de aire impulsado es suficiente para compensar estas cargas, se mantendrán las condiciones de humedad relativa y temperatura fijadas para el local, siempre que las temperaturas seca y húmeda del aire impulsado correspondan a un punto de esta recta.

La recta SHF del local puede trazarse sobre el diagrama psicrométrico sin necesidad de conocer las condiciones del aire que se impulsa. Conociendo el RSHF y las condiciones interiores del proyecto se utilizara la escala situada a la derecha del diagrama y el punto de referencia (26.7 C y 50% HR)

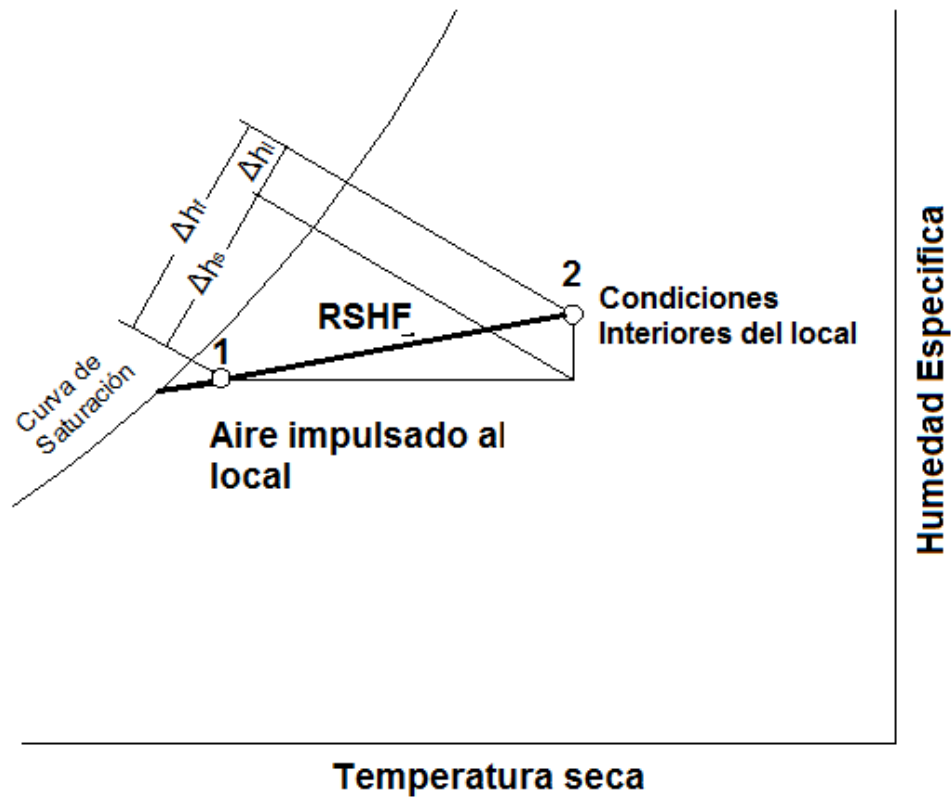


Fig. 3.1 recta de RSHF dibujada entre los puntos que representan las condiciones del aire del local y las condiciones de impulsión

1. Trácese la recta que pasa por el punto 1 y la división correspondiente al RSH calculado fig. 3.2
2. La recta de SHF del local considerado será paralela a la recta (1-2) y pasara por las condiciones del proyecto. Como se ve en la figura 3.2, esta recta puede prolongarse hasta la curva de saturación (3-4)

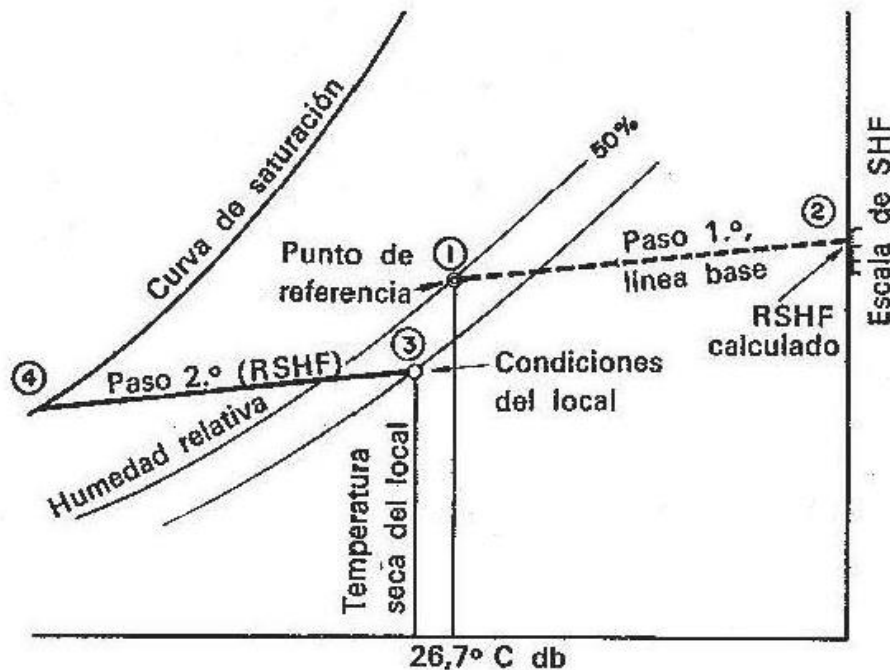


Fig. 3.2 Recta de RSHF dibujada sobre el esquema del diagrama psicrométrico

### 3.6.3 FACTOR DE CALOR SENSIBLE TOTAL (GSHF)

Este coeficiente es la relación entre el calor sensible total y el balance térmico de la instalación, incluyendo todas las cargas de calor sensible y latente que proceden del aire exterior, está definido por la relación

$$GSHF = \frac{TSH}{TSH+TLH} = \frac{TSH}{GTH} \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

El paso del aire por el acondicionador se traduce en variaciones de su temperatura y/o humedad específica. La importancia relativa de estas variaciones depende de las cargas totales de calor sensible y total que el equipo acondicionador debe desarrollar o hacer actuar. Se pueden acotar en el diagrama psicrométrico los puntos que representan el estado del aire a la entrada y a la salida, condición de la mezcla del aire exterior y de retorno del local, y unirlos con un segmento de recta (1-2) (fig 3.3); este segmento representa la evolución del aire a su paso por el acondicionador y recibe el nombre de recta de SHF TOTAL (GSHF)

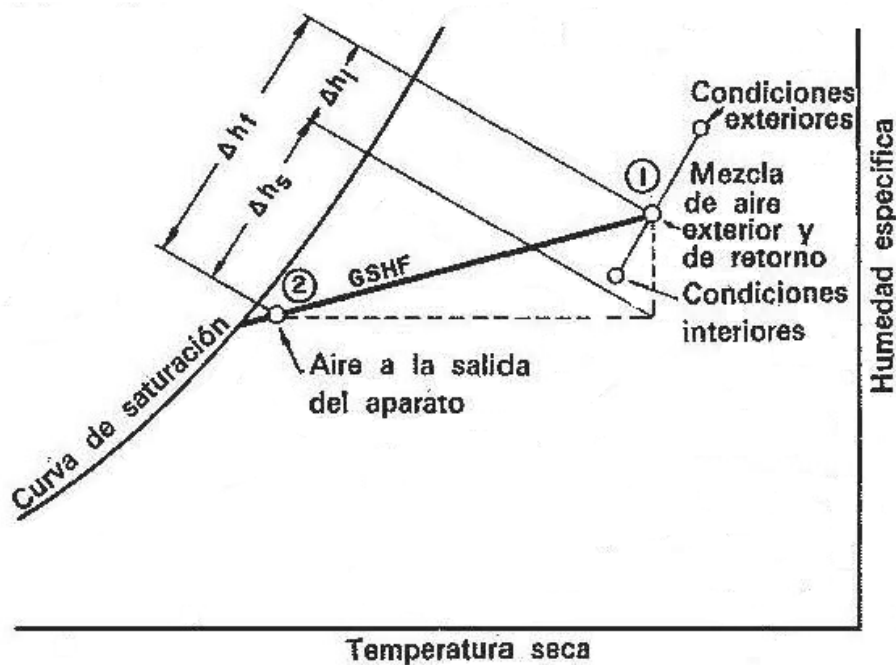


Fig. 3.3 Recta de GSHF dibujada entre los puntos que representan las condiciones del aire a la entrada y a la salida del acondicionador

La pendiente de esta recta es igual a la relación entre las cantidades de calor sensible y latente puestas en juego a lo largo de la transformación, o sea, en la figura 3.3, la relación

$$\frac{\Delta h_s(\text{calor sensible})}{\Delta h_t(\text{calor latente})}$$

Como la recta de RSHF, la recta de GSHF puede dibujarse en el diagrama sin necesidad de conocer el estado del aire impulsado. La marcha a seguir está indicada en la figura 3.4. Trácese la recta de GSHF que pase por el punto de referencia y a continuación, la paralela a esta recta que pase por el punto que representa la mezcla de aire a la entrada de aparato.

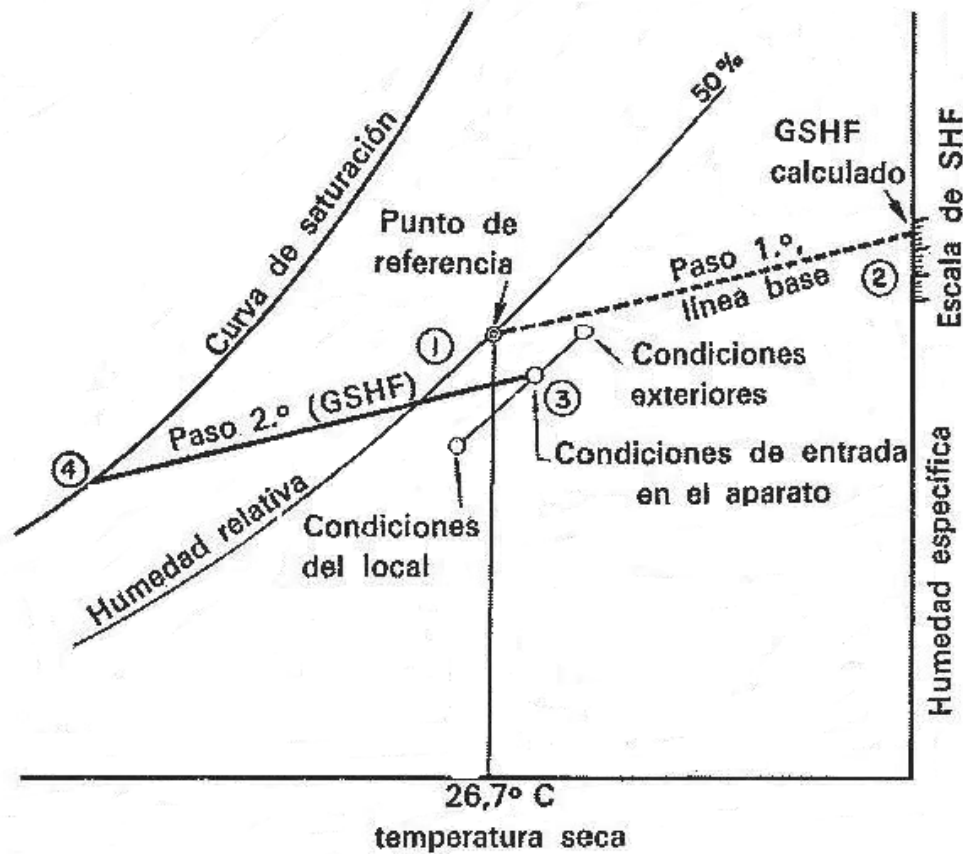


Fig. 3.4 Recta de GSHF dibujada en el diagrama psicrométrico

### 3.6.4 CAUDAL NECESARIO DE AIRE TRATADO

Los caudales necesarios de aire para compensar simultáneamente las ganancias sensibles y latentes totales (teniendo en cuenta el aire exterior),

pueden determinarse trazando las rectas RSHF y GSHF, su intersección corresponde a las condiciones del aire a la salida del evaporador y despreciando el calentamiento en el conducto y las fugas de aire eventuales a las condiciones del aire impulsado.

En general, estas ganancias suplementarias se consideran aparte del balance térmico. Su importancia se podrá valorar siguiendo las indicaciones del capítulo 7. Por regla general, la temperatura de impulsión será superior a la temperatura de salida del acondicionador, tal como se indica en la figura 3.5

En la figura 3.6 se han tenido en cuenta estas cargas suplementarias y el segmento (1-2) representa el aumento de temperatura del aire debido al recalentamiento producido en el ventilador y en los conductos.

El punto (1) representa la condición del aire que sale del aparato de acondicionamiento y el punto (2) la del aire suministrado al local. El segmento de recta (1-2) representa el aumento de temperatura de la corriente de aire que resulta de la acción del ventilador y de la ganancia de calor debida al conducto. El caudal de aire necesario para compensar las ganancias de calor del local viene dado por la formula

$$m^3/h_{ea} = \frac{RSH}{0.29 (t_{rm} - t_{sa})} \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

El caudal que es necesario para compensar el balance térmico total (con las ganancias suplementarias comprendidas) será:

$$m^3/h_{da} = \frac{TSH}{0.29 (t_m - t_{ldb})} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Si se desprecian las fugas en la red de distribución, el caudal de aire impulsado en el local es igual al de aire que paso por el acondicionador, en estas dos expresiones  $t_m$  representa la temperatura de mezcla a la entrada del acondicionador y no puede determinarse más que por aproximaciones sucesivas, salvo en el caso de que trabaje totalmente sobre aire exterior.

En este método de aproximación sucesiva es largo y podría ser fastidioso:

1. Suponer un  $\Delta t$  en la impulsión ( $t_{rm} - t_{sa}$ ) y deducir el caudal correspondiente.
2. Calcular la temperatura de la mezcla ( $t_m$ ) a partir del caudal calculado anteriormente
3. Sustituir este caudal de aire y la temperatura de mezcla en la ecuación que da el caudal de aire deshumidificado ( $m^3/h_{da}$ ) y determinar la temperatura del aire a la salida del evaporador ( $t_{ldb}$ )
4. La diferencia entre la temperatura a la salida del evaporador y de la impulsión ( $t_{sa}-t_{ldb}$ ) debe ser suficientemente grande para poder compensar las cargas suplementarias (conductos y ventilador). Estas temperaturas pueden acotarse en el diagrama y permiten determinar si realmente compensan las cargas suplementarias. En el caso contrario, se elegirá una nueva diferencia de temperatura y se repetirán los cálculos anteriores.

En una instalación bien concebida, con estanqueidad en las juntas, esta diferencia de temperatura entre el aire impulsado y el aire a la salida del intercambiador de calor no pasara de algunos grados. Para simplificar estos cálculos en las formulas y problemas de este capítulo, se prescindirá de las cargas suplementarias. No obstante, se deberán tener en cuenta al establecer el balance térmico

El RSHF permanecerá constante (a plena carga), para unas condiciones dadas. Por el contrario, el GSHF (SHF TOTAL) puede variar si varía el caudal de aire exterior o las condiciones de la mezcla. A una variación de la GSHF corresponde una variación en la temperatura de impulsión, cuyo punto representativo se desplaza sobre la recta de RSHF

La diferencia de temperatura entre el aire ambiente y el impulsado en el local determina el caudal necesario de aire para compensar las ganancias de calor sensible y latente del local. Cuando esta variación de temperatura aumenta (disminución de la temperatura de impulsión por la misma condición interior) -



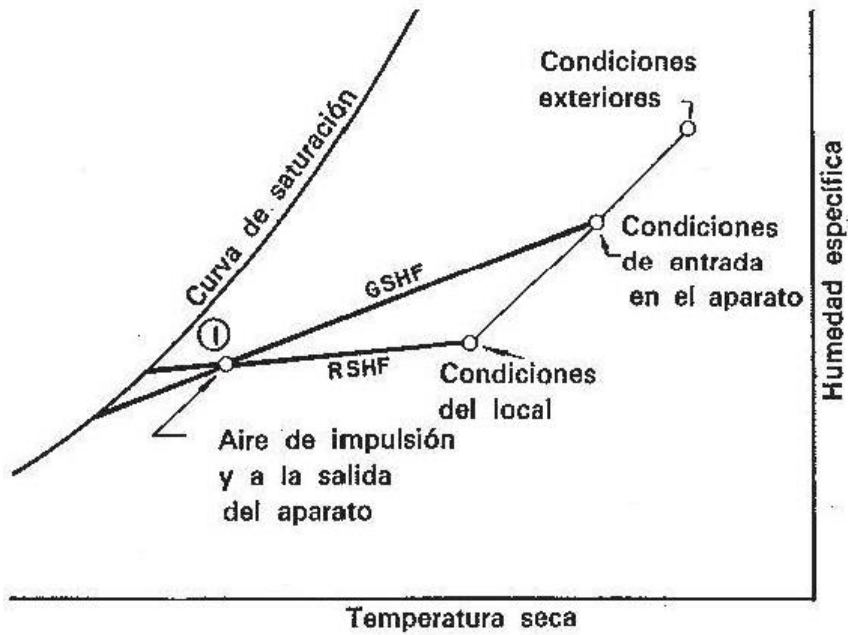


Fig. 3.5 Rectas de RSF y GSHF dibujadas sobre el diagrama psicrométrico

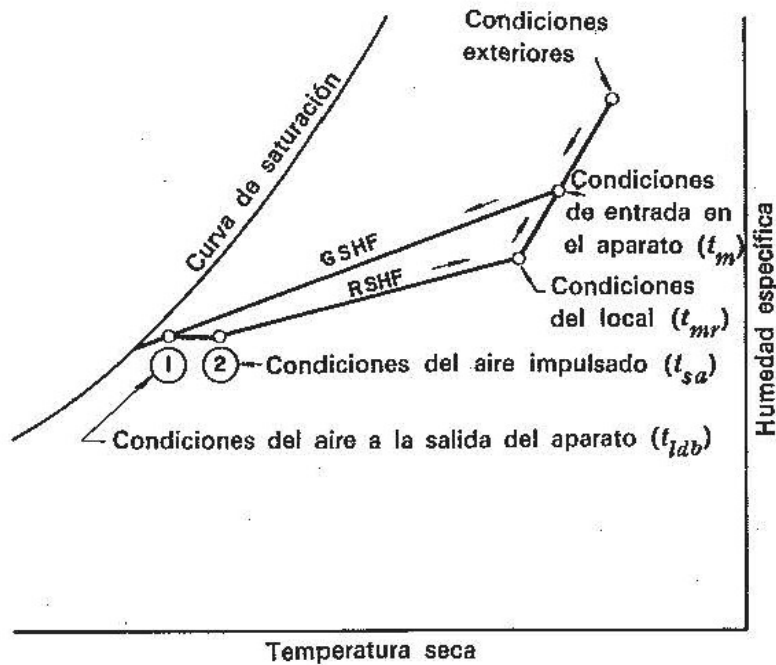


Fig. 3.6 rectas de RSF y GSHF dibujadas con línea de carga suplementaria

el caudal necesario de aire de impulsión disminuye. La mínima temperatura de impulsión vendrá dada por la intersección de la recta RSHF con la curva de saturación (fig. 3.5), suponiendo que la batería fuese capaz de conseguir la temperatura de saturación de aire. Esto no es posible en la práctica y el punto que representa el estado del aire a la salida estará situado sobre la recta de RSHF, más o menos cerca de la curva de saturación, según el rendimiento de los aparatos que se utilicen.

Cuando se determina el caudal de aire necesario, sin tener en cuenta las cargas suplementarias, se admite que la temperatura permanece inalterable entre la salida de la batería de frío y las bocas de impulsión (fig. 3.5). El cálculo del caudal de aire deberá hacerse por aproximaciones sucesivas, puesto que la temperatura de la mezcla depende de dicho caudal. A partir de esta temperatura  $t_m$  y del caudal calculado anteriormente se deducir la temperatura de salida. Esta deberá ser igual a la temperatura de impulsión escogida; en caso contrario deberá tantearse un nuevo valor.

El cálculo de estos caudales, por uno u otro de los dos métodos que se acaban de exponer es muy molesto, puesto que debe repetirse varias veces. Se deben trazar las rectas RSHF y GSHF y, en la práctica, tener en cuenta las cargas suplementarias para determinar el caudal del aire y las temperaturas de mezcla y de salida de la batería.

Pueden simplificarse los cálculos anteriores si se empieza por considerar el rendimiento del equipo acondicionador y se considera el conjunto formado por las cargas del local más las que supone el equipo acondicionador en su totalidad, con lo que se facilita la obtención de las calorías o frigorías que el equipo debe suministrar. Este procedimiento de cálculo se basa en los conceptos que más adelante se definirán de temperatura equivalente de superficie, factor bypass, y ESHF (factor de calor sensible efectivo), conceptos que permiten una gran simplificación en el cálculo.

### 3.6.5 TEMPERATURA EQUIVALENTE DE SUPERFICIE ( $t_{es}$ )

La temperatura de la superficie exterior de una batería es esencialmente variable de un punto a otro. No obstante, se puede imaginar una temperatura media de superficie, de tal manera que si fuera constante en toda la superficie, de tal manera que si fuera constante en toda la superficie de la batería daría lugar a las mismas condiciones en la salida que la temperatura real variable. Esta temperatura se llama temperatura equivalente de superficie ( $t_{es}$ ). Esto puede observarse en la representación esquemática de la figura 3.7, válida para una batería de agua fría o contracorriente. El proceso sigue siendo válido para una batería de expansión directa o de calentamiento, si se tratara de una circulación de aire paralela al medio de calentamiento o enfriamiento. La dirección, la pendiente, la pendiente y las posiciones de las curvas cambiaran, pero la teoría es idéntica.

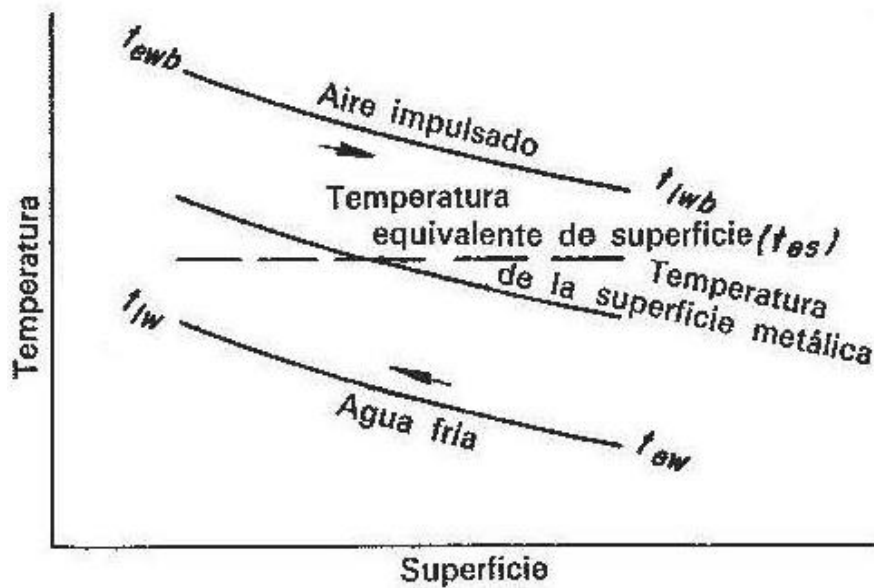


Fig 3.7 Relación entre la temperatura equivalente de superficie, el aire impulsado y el agua fría

Como el tratamiento a que se somete el aire en la batería se reduce a un intercambio de calor con el fluido que circula por su interior, debe existir un punto de referencia común a los dos fluidos. Este punto es la temperatura equivalente de superficie. Las transferencias de calor de cada uno de los fluidos hacia el punto de referencia son independientes, pero cuantitativamente iguales. Por lo tanto, se utilizara la temperatura equivalente de superficie para determinar el caudal de aire y elegir el aparato más económico.

Para instalaciones den las que se realiza simultáneamente enfriamiento y deshumectación, la temperatura equivalente de superficie estará representada por la intersección de la recta GSHF con la curva de saturación (fig. 3.3). Esta temperatura equivalente de superficie puede considerarse como el punto de rocío de la batería. Por el motivo se ha hecho corriente en los estados unidos el término ADP en todas las aplicaciones de enfriamiento y deshumectación simultánea.

Las instalaciones de climatización centralizadas, en las que tienen lugar el enfriamiento y la deshumectación de aire, utilizan este término de ADP, que es el que aparece en la hoja de cálculo del balance térmico de la instalación, y va a ser empleado en esta capítulo para todos los procesos de enfriamiento y deshumectación. Las propiedades del aire pueden utilizarse igualmente en otras formas de transmisión de calor, como son el calentamiento o enfriamiento a humedad específica constante, enfriamiento por evaporación de agua, etc. Pero en estos casos la temperatura equivalente de superficie no estará necesariamente situada en la curva de saturación.

### **3.6.6 FACTOR DE BYPASS (BF)**

El factor bypass depende de las características de la batería y de sus condiciones de funcionamiento. Se considera que representa el porcentaje de aire que pasa a través de la batería sin sufrir ningún cambio.

Las características físicas de la batería y las condiciones de funcionamiento que incluyen en el factor de bypass son:

1. La superficie externa de intercambio (número de tubos y separación entre aletas). A una disminución de esta superficie corresponde un aumento del BF.
2. Velocidad del aire. A una disminución de la velocidad corresponde otra disminución del factor de bypass (tiempo de contacto mayor entre el aire y la superficie de intercambio). La influencia de la superficie de intercambio es mayor que la de la velocidad del aire.

Existe una relación entre el factor de bypass y los GSHF y RSHF. Para unas condiciones exteriores, interiores y caudales de aire exterior determinados, el GSHF y el RSHF son fijos. La posición de RSHF es igualmente fija, pero de la recta GSHF varía de acuerdo con el caudal del aire y las condiciones del aire impulsado.

El punto que representa el aire impulsado debe encontrarse sobre la recta RSHF para permitir mantener las condiciones de proyecto en el local. Por consiguiente, cuando el factor de bypass varía, la posición relativa de GSHF en relación con RSHF varía tal como indican las líneas de trazos de la figura 3.5. Cuando la posición de GSHF cambia, el caudal de aire necesario, el factor de bypass y el punto ADP cambia, lo mismo que las condiciones de entrada y de salida del aire.

La influencia del factor de bypass en el equipo es la siguiente:

- 1) Factor de bypass más bajo
  - a) ADP más alto – temperatura de evaporación más alta en el caso de baterías de expansión más alta en el caso de baterías de expansión directa, en el caso de batería de agua fría la selección de la temperatura del agua podrá o no sufrir influencia. En ciertos casos puede ser suficiente con maquinaria de refrigeración de menos potencia.
  - b) Menor caudal del aire, y por tanto, ventilador y motor de menos potencia.
  - c) Mayor superficie de intercambio.
  - d) Tuberías de agua más pequeñas, si disminuye el caudal.

2) Factor de bypass más grande

- a) ADP más bajo- temperatura de evaporación más baja y caudal de agua más grande, o temperatura de agua más grande, o temperatura de agua más baja. Puede conducir a un compresor de más potencia.
- b) Mayor caudal de aire, lo que repercute en el ventilador y el motor, que deberán ser de más potencia.
- c) Superficie de intercambio más pequeña, bien por una superficie frontal más pequeña o por tener menos hileras de tubos.
- d) Conductos de agua de mayor diámetro, si el caudal de agua aumenta.

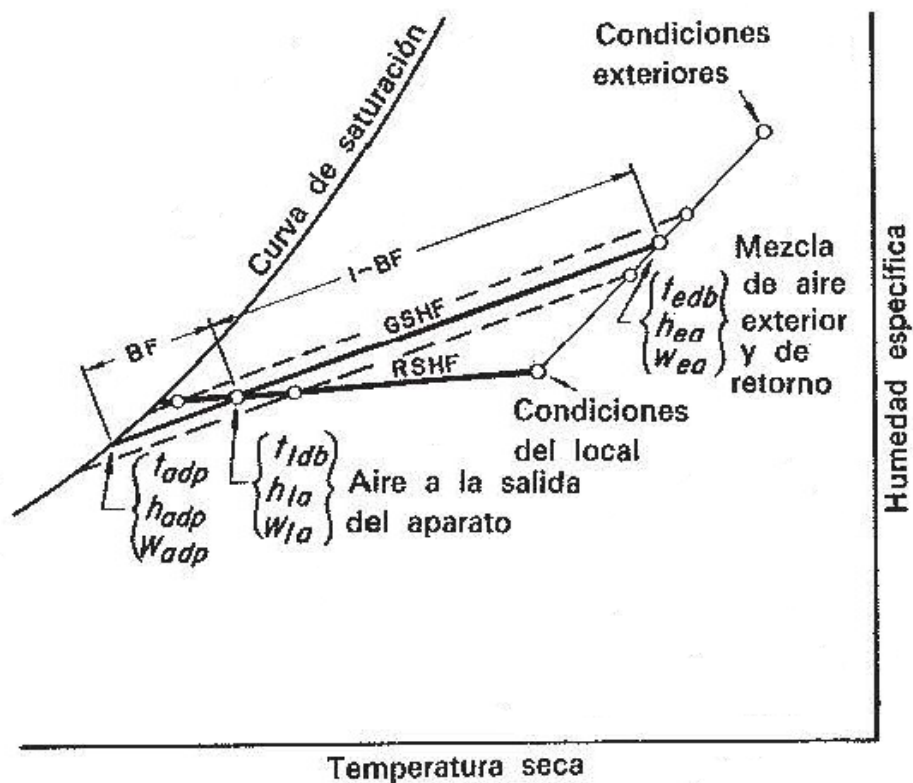


Fig. 3.8 Rectas de RSF y GSHF dibujadas sobre el diagrama psicrométrico

Por lo tanto, se tendrá a realizar un balance comparativo de los precios de compra, gastos de explotación y a continuación se elegirá el factor de bypass más conveniente para una instalación determinada.

Como se ha indicado anteriormente, existen relaciones entre el BF, el ADP y las condiciones del aire a la entrada y salida de la batería, que son:

$$BF = \frac{t_{ldb} - t_{adp}}{t_{adb} - t_{adp}} = \frac{h_{la} - h_{adp}}{h_{ea} - h_{adp}} = \frac{W_{la} - W_{adp}}{W_{ea} - W_{adp}} \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

$$1 - BF = \frac{t_{edb} - t_{ldb}}{t_{edb} - t_{adp}} = \frac{h_{ea} - h_{la}}{h_{ea} - h_{adp}} = \frac{W_{ea} - W_{la}}{W_{ea} - W_{adp}} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

NOTA: la expresión (1-BF) se llama con frecuencia factor de contacto (CF), y representa el porcentaje de aire que sale de la batería en las condiciones que corresponden al ADP.

### 3.6.7 FACTOR CALOR SENSIBLE EFECTIVO (ESHF)

La noción de ESHF permite establecer una relación entre el balance térmico el BF y el ADP, lo que simplifica la determinación del caudal de aire y la elección del equipo.

El SHF efectivo (ESHF) se define como la relación entre las ganancias sensibles efectivas del local y la suma de las ganancias sensibles y latentes efectivas del mismo. Estas ganancias efectivas son iguales a la suma de las ganancias del local propiamente dicho aumentadas en la cantidad de calor sensible y latente correspondientes al caudal de aire que pasa por la batería sin que su estado se modifique, y cuyo porcentaje viene dado por el factor de bypass.

Se tiene, por lo tanto:

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERIH} = \frac{ERSH}{ERTH} \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Las cargas de calor debidas al aire de bypass que intervienen en el cálculo de ESHF, constituyen cargas suplementarias para el local, como

ocurriría en el caso de infiltraciones. Con la diferencia de que estas son debidas a los intersticios de puertas y ventanas, mientras que, en este caso, el aire no tratado se introduce en el local por imperfección del equipo acondicionador.

Con lo expuesto anteriormente, se podrá determinar el ADP y el BF trazando las líneas RSHF y GSHF en el diagrama psicrométrico. La recta de ESHF puede obtenerse uniendo el ADP y el Punto que representa las condiciones interiores del local (1-2) véase la figura 3.9.

La recta de ESHF puede trazarse igualmente en el diagrama psicrométrico sin que sea necesario conocer de antemano el ADP. El principio es idéntico al descrito para el RSHF. Se calcula el ESHF y se dibuja la recta correspondiente que pasa por el punto representativo de las condiciones interiores. El ADP corresponderá a la intersección de la recta de ESHF con la curva de saturación (fig. 3.10).

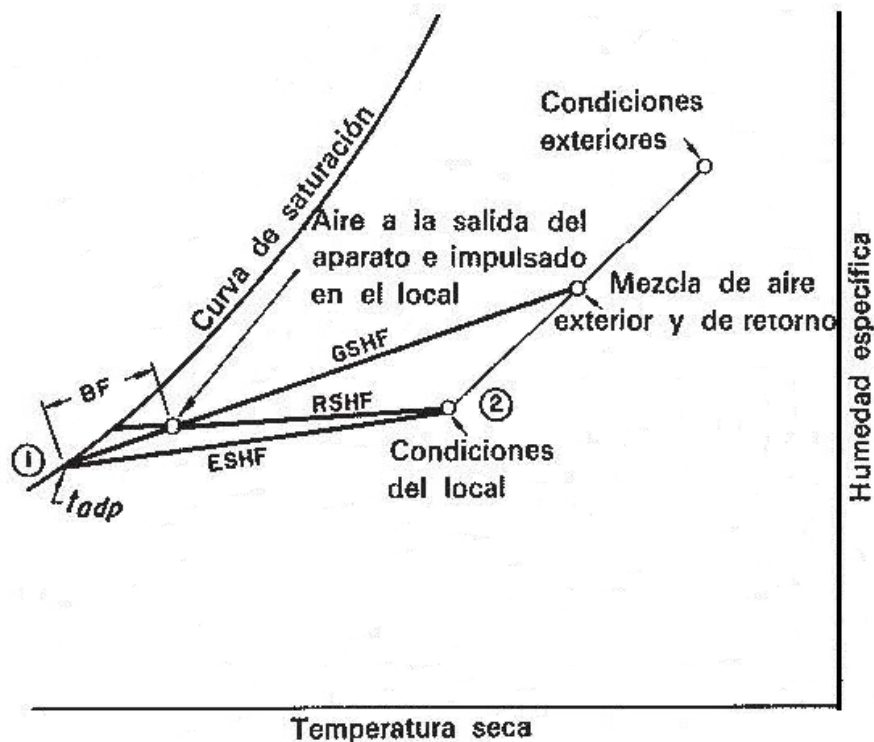


Fig 3.9 Rectas de RSHF, GSHF y ESHF dibujadas en el diagrama psicrométrico



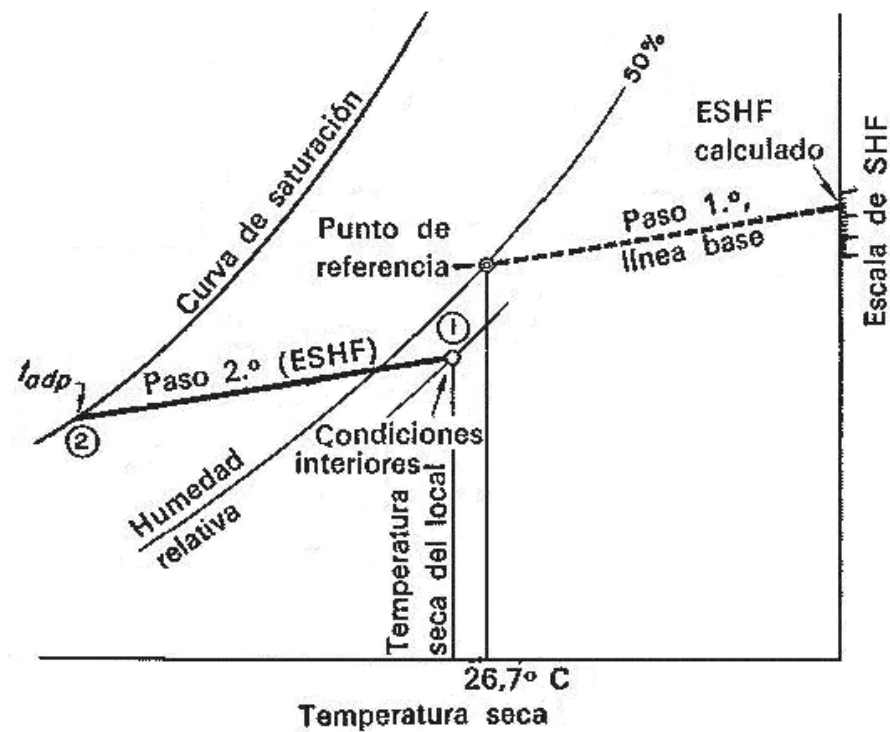


Fig. 3.10 Recta de ESHF dibujada sobre el diagrama psicrométrico

### 3.7 CALCULO DEL VOLMEN DE AIRE CON AYUDA DEL ESHF, DEL ADP Y DEL BF.

Un método simplificado para calcular los caudales de aire necesarios consistirá en aplicar las relaciones existentes entre el ESHF el ADP y el BF. Para calcular el volumen de aire se podrá utilizar la siguiente expresión:

$$m^3/h_{da} = \frac{ERSH}{0.29(t_{rm} - t_{adp})(1 - BF)} \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

( $t_{adp}$  determina a partir de ESHF)

Este caudal de aire compensará simultáneamente las ganancias sensibles y latentes del local, así como las ganancias sensibles y latentes totales que hayan servido para seleccionar el aparato, teniendo en cuenta las ganancias debidas al aire exterior y las ganancias suplementarias (ventilador y conductos).

### 3.8 HOJA DE CÁLCULO DEL BALANCE TERMICO

La hoja de cálculo del balance térmico está concebida para aplicaciones de refrigeración y humectación. Normalmente, bastara conocer el ESHF, el BF y el ADP, para calcular el caudal del aire necesario y poder seleccionar el acondicionador. No obstante, esta hoja permite también calcular el RSHF y GSHF para aquellos casos en que pueda ser necesario su conocimiento. Las relaciones que a continuación se detallan permiten ver la forma en que se determina cada parámetro. (Las cifras rodeadas de un círculo corresponden al anexo 8)

$$1- RSHF = \frac{RSH}{RSH+RLH} = \frac{\textcircled{1}}{\textcircled{1}+\textcircled{2}}$$

$$2- GSHF = \frac{TSH}{GTH} = \frac{\textcircled{3}+\textcircled{4}}{\textcircled{5}}$$

$$3- ESHF = \frac{ERSH}{ERSH+ERLH} = \frac{ERSH}{ERTH}$$

$$\textcircled{8} = \frac{\textcircled{3}}{\textcircled{3}+\textcircled{6}} = \frac{\textcircled{3}}{\textcircled{7}}$$

4- El ADP se determinara de la carta psicrométrica por intersección de la recta ESHF con la curva de saturación, o a partir de la tabla Anexo 11. Es decir, con el ESHF  $\textcircled{8}$  y las condiciones interiores del local  $\textcircled{9}$ , se podrá determinar el ADP  $\textcircled{10}$ .

5- el BF  $\textcircled{11}$  utilizado en los cálculos sobre el aire exterior se podrá obtener en las tablas, o en los gráficos de características proporcionados por lo fabricante de aparatos.

$$6- m^3/h_{da} = \frac{ERSH}{0.29(t_{rm}-t_{adp})(1-BF)}$$

$$\textcircled{13} = \frac{\textcircled{3}}{0.29((\textcircled{9}) - \textcircled{10})(1 - \textcircled{11})}$$

En cuanto se haya calculado el volumen de aire tratado se podrá proceder a la selección del equipo climatizador. Normalmente, se hará uso del balance térmico total  $\textcircled{5}$ , del volumen de aire tratado  $\textcircled{13}$ , y del ADP  $\textcircled{10}$ , para decidir qué equipo es más conveniente.

El factor de bypass que se elija será muy próximo a BF real, gracias a los valores medios indicados en las tablas. Sino ocurriera así, los cálculos deberán repetirse para tener en cuenta el BF real.

- 7- Diferencia de temperatura en la impulsión, el anexo 8 da un ejemplo de cálculo de la diferencia entre la temperatura seca del local y la temperatura seca del aire impulsado. La mayor diferencia admisible depende del tipo de instalación considerado. Si esta diferencia fuera mayor de la admisible, se aumenta el caudal del aire, haciendo que parte de él no pasea por la batería. La diferencia de temperatura en la impulsión se indica por la relación

$$\text{Diferencia de temperatura en la impulsión} = \frac{RSH}{0.29 \times m^3/h_{da}} = \frac{\textcircled{1}}{0.29 \times \textcircled{13}}$$

- 8- caudal de aire cuando la diferencia de temperatura es superior a la elegida – el  $\Delta t$  en la impulsión sirve para deducir la cantidad de aire de impulsión.

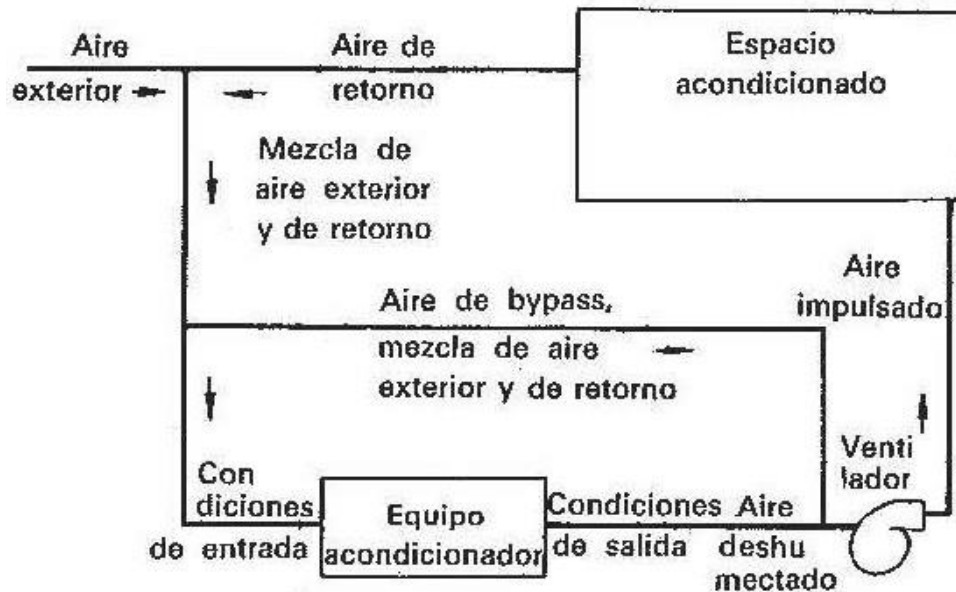
$$m^3/h_{da} = \frac{RSH}{0.29 \times \Delta t} = \frac{\textcircled{1}}{0.29 \times \Delta t}$$

El caudal de aire que no debe pasar por la batería, para que se mantenga esta diferencia de temperatura en la impulsión, es igual a la diferencia entre el caudal de aire impulsado  $m^3/h_{es}$  y el caudal de aire tratado  $m^3/h_{es}$ .

- 9- condiciones del aire a la entrada y salida del aparato, es preciso determinar en el proyecto las condiciones del aire a la entrada y salida del aparato.

Una vez determinado el equipo a partir de ESHF, ADP, BF y GTH las condiciones del aire a la entrada y salida son fáciles de determinar. Los cálculos que conducen a ello están indicados en el anexo 8, donde se puede ver la forma de calcular las temperaturas secas.

En la expresión señalada con el numero ⑰ se hace intervenir en el denominador un caudal de aire que será: -el caudal de aire impulsado ( $m^3/h_{sa}$ , ⑭) si por fuera de la batería se hace pasar una mezcla de aire exterior y de retorno (ver figura 3.11).



*Fig 3.11 Forma de establecer el bypass de una mezcla de aire exterior y de retorno*

El caudal de aire tratado ( $m^3/hsh$ , ⑬) si el aire de bypass no contiene aire exterior; es decir, si el caudal de aire de bypass es nulo, o solamente consiste en aire de retorno (ver figura 3.12).

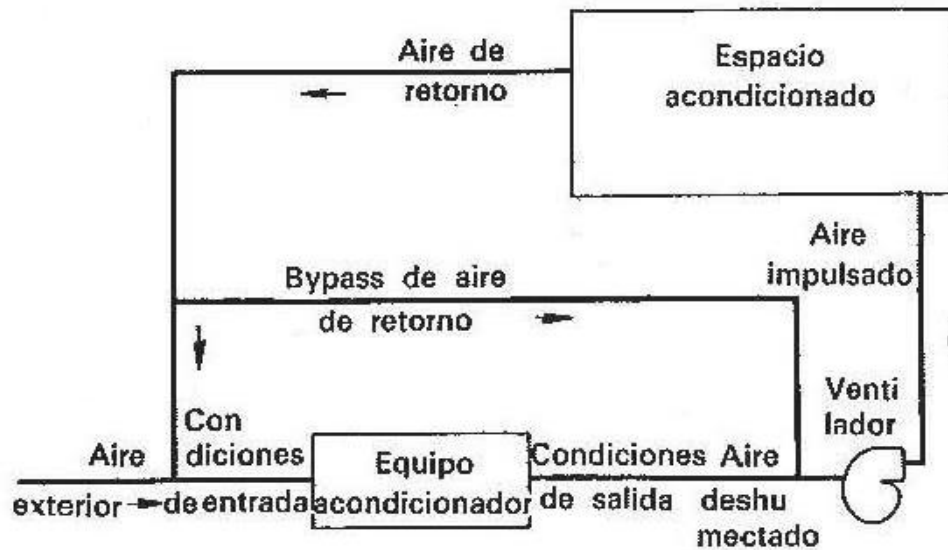


Fig. 3.12 Bypass de aire de retorno solamente

Para determinar la temperatura húmeda del aire a la entrada y salida se hará uso de las temperaturas secas y del diagrama psicrométrico (fig. 3.12). Se procederá en la siguiente forma:

- a) Trazar una recta que pase por los puntos representativos del aire del local y el aire exterior
- b) Las condiciones del aire a la entrada quedan definidas por la intersección de esta recta y la vertical que pasa por la abscisa que corresponde a la temperatura seca a la entrada. De aquí se deducirá la temperatura húmeda correspondiente.
- c) Trazar una recta por los puntos que representan las condiciones de entrada y el ADP ⑩ (recta de SHF total, GSHF).
- d) La intersección de esta recta con la vertical de la abscisa que corresponde a la temperatura seca a la salida, representa el estado del aire a la salida. Se obtendrá la temperatura húmeda por lectura en el diagrama. Este punto está situado igualmente en la intersección de la recta SHF del local (RSHF) y la recta de SHF total (GSHF).

### **3.9 APARATOS QUE SE EMPLEAN EN LA CLIMATIZACION**

En los aparatos anteriores se ha visto el proceso a que debe estar sometido el aire para obtener las condiciones correspondientes un ambiente determinado, sin preocuparnos de la forma en que se realizan prácticamente estas transformaciones. Este va a ser al objeto de los párrafos que vienen a continuación.

Los párrafos que se emplean en la climatización pueden agruparse en tres grupos principales:

- Las baterías, en las que el aire a tratar y el fluido portador de las calorías están separados por una superficie metálica.
- Los lavadores, en los que el aire entra directamente en contacto con el fluido (agua o salmuera)
- Los aparatos que se fundan en los fenómenos de absorción.

La selección de estos aparatos generalmente se determina por las condiciones ambiente que han de obtenerse mediante la instalación acondicionadora que se considera. Los componentes deben seleccionarse y montarse de forma que constituyan un conjunto cuyo precio de compra y gastos de explotación sean mínimos.

Una buena instalación, desde el punto de vista económico, no es solamente la que dispone de elementos dimensionados correctamente, sino que, además, debe permitir una distribución correcta del aire en los locales que sirve, es decir, que el salto térmico entre el aire impulsado y el aire del ambiente no sea demasiado alto.

La determinación de los componentes se hace a partir de las ganancias térmicas que deben compensarse y de las condiciones que se deben mantener, puesto que son los únicos elementos de que se dispone. Por lo tanto, deberán establecerse las condiciones que deban cumplirse, y a partir de ellas se hará la selección de los citados equipos.

### **3.9.1 BATERIAS**

El aire impulsado o aspirado por un ventilador pasa por una serie de tubos por los que circula una salmuera, agua fría o caliente, o un líquido volátil. Según las temperaturas relativas de los dos fluidos que están separados por la superficie de intercambio se producirá un enfriamiento o calentamiento de aire. El otro fluido sufrirá una variación de temperaturas de modo que las cantidades de calor intercambiadas sean iguales.

La extensión de la superficie de intercambio no afecta solamente a las cantidades de calos que pasan de un fluido a otro, sino también al factor de bypass. Como se ha indicado anteriormente, el factor de bypass puede darnos una indicación de la eficiencia con que se realizan estos intercambios térmicos entre la superficie de intercambio y el aire. Este factor será función de la configuración geométrica y de la extensión de la superficie de contacto, puesto que a mayor superficie corresponderá un mayor tiempo de contacto entre dicha superficie y el aire.

#### **3.9.1.1 EVOLUCION DE LAS BATERIAS**

Las baterías pueden calentar o enfriar el aire manteniendo su humedad específica constante o enfriarlo rebajando esta humedad. La determinación de las baterías se hace de forma que puedan mantener las condiciones de temperatura y estado higrométrico con la máxima carga. Como las baterías por si solas no pueden añadir agua al aire, habrá que prever dispositivos de humectación en los casos que sea necesario. En algunos casos, bastara, por ejemplo, pulverizar agua sobre la batería. Si esta agua solamente recircula (sin aportación de calor), el proceso psicrométrico cuando el aire se enfría y se des humecta no se verá materialmente afectado.

La evolución del aire en una batería, en diferentes casos, puede verse en la figura 3.13.

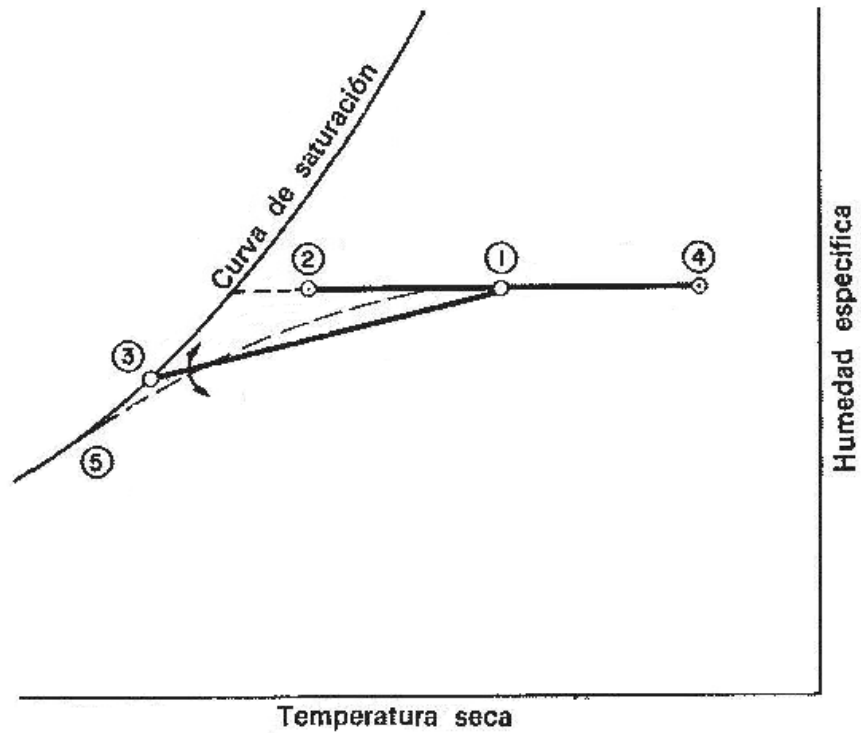


Fig. 3.13 Evolución del aire de las baterías

### 3.9.1.2 ENFRIAMIENTO SENSIBLE

En el primer caso, representado por las rectas (1-2), el aire se enfría manteniendo constante su humedad específica.

### 3.9.1.3 ENFRIAMIENTO Y DESHUMECTACIÓN

La recta (1-3) representa la evolución del aire en el caso en que el enfriamiento va acompañado de una disminución de su contenido de vapor de agua. La curva de evolución real es distinta de la recta (1-3), y tiene la forma de la curva punteada (1-5)



#### **3.9.1.4 CALENTAMIENTO SENSIBLE**

Este caso corresponde a un aumento de la temperatura seca manteniéndose constante la humedad específica, y la evolución se representa por la recta (1-4).

#### **3.9.1.5 ENFRIAMIENTO Y DESHUMECTACION, GANANCIAS LATENTES IMPORTANTES**

Puede darse el caso de que las rectas ESHF y GSHF no corten a la curva de saturación. Esto puede producirse cuando las ganancias latentes representen un porcentaje elevado de las ganancias totales. En este caso se fija arbitrariamente un ADP y se prevé un recalentamiento después de la deshumectación, de forma que se lleve el punto representativo del estado del aire en la impulsión sobre la recta de RSHF. En algunos casos se puede evitar este recalentamiento, o por lo menos limitar la potencia calorífica necesaria, haciendo variar las condiciones interiores del proyecto.

Cuando el caudal de aire exterior de ventilación está determinado y no está establecido un determinado caudal de aire impulsado, el mejor método para determinar el ADP es suponer una diferencia de temperatura máxima entre el aire impulsado y el aire ambiente. Se calculan a continuación las condiciones del aire de impulsión. El punto que representa el estado de este aire debe encontrarse sobre la recta de RSHF, de forma que compense simultáneamente las ganancias sensibles y latentes del local.

Para determinar el caudal de aire impulsado se puede seguir cuatro criterios distintos:

1. Movimiento del aire dentro del local
2. Diferencia de temperatura máxima entre el aire impulsado y el ambiente
3. El ADP elegido determinara la potencia frigorífica puesta en juego y la temperatura de evaporación

4. En algunos casos, el caudal de aire exterior es igual a la totalidad del aire impulsado

### **3.9.1.6 ENFRIAMIENTO Y DESHUMECTACION CUANDO SE UTILIZA SOLAMENTE AIRE EXTERIOR**

El caudal de aire tratado puede estar constituido solamente por aire exterior, bien porque lo exijan ciertas reglamentaciones (salas de operaciones, por ejemplo) o porque el caudal de aire exterior sea igual o superior al necesario para compensar las ganancias del local.

Este método utiliza el formulario del Anexo 8

1. Calcular las ganancias de calor, el ADP y el caudal de aire tratado
2. Si el caudal de aire tratado es igual al aire exterior la solución es evidente
3. Si el caudal de aire tratado es inferior al de aire exterior necesario:
  - a) Si la diferencia es pequeña podrá tantearse una batería que tenga un BF más grande.
  - b) Si la diferencia es grande habrá que prever un recalentamiento después de la deshumectación. Este último caso puede presentarse en ocasiones en que se deban mantener grandes caudales de extracción
4. Si se debe emplear solamente aire exterior y resulta necesario tratar un volumen de aire mayor que el que ese había previsto en un principio, se tomara esta caudal de aire tratado para calcular las ganancias debidas al aire exterior.
5. A partir de estas ganancias debidas al aire exterior se determinara el nuevo ADP y la nueva cantidad de aire a tratar. Este caudal de aire tratado debe ser sensiblemente igual al calculado en (1).

En el caso (4), el hecho de aumentar el caudal de aire exterior puede conducir a una disminución tal del ESHF, que la recta correspondiente no corte a la curva de saturación.

### **3.9.1.7 ENFRIAMIENTO Y HUMECTACION**

En algunos casos puede ser necesario humedecer el aire después del enfriamiento, como, por ejemplo, durante el funcionamiento con cargas intermedias, para compensar una disminución de las ganancias de calor latente, así como también en ciertas aplicaciones industriales en la que, existiendo ganancias de calor sensible importantes, se desea tener un estado higrométrico elevado dentro del local. En este último caso, si no se han previsto medios de aumentar la humedad, pueden resultar caudales de aire exagerados, con el consiguiente riesgo de tener problemas de distribución de aire y, en todo caso, la solución es poco económica. El caudal de aire podrá reducirse humedeciéndolo directamente dentro del local, de tal forma que el calor de vaporización compense las ganancias de calor sensible lo que equivaldrá a convenir una parte de estas en calor latente. La humedad se introducirá en el local a través de humectadores a vapor, o por eléctricos, o incluso pulverizadores.

Cuando la humectación tiene lugar en el local, las ganancias de calor sensible disminuyen en la misma proporción en que aumentan las ganancias de calor latente, puesto que se introduce en el local el calor de vaporización. El calor que desprende el motor del sistema de humectación aumenta las ganancias de calor sensible del local, pero la cantidad de calor que así se obtiene es despreciable, por lo que, generalmente, no se tiene en cuenta.

Es preciso, recalcar que no se tendrá en cuenta la disminución de aportaciones de calor sensible correspondientes a la humectación más que en aquellos casos en los que esta se realice con objeto de disminuir el caudal de aire impulsado. Por el contrario, no se tendrá en cuenta cuando este destinada a compensar una disminución de las ganancias de calor latente en las cargas parciales.

Solamente en los casos en que la humectación tiene por objeto reducir el caudal de aire, el calor latente se sumara a las ganancias latentes del local. En cambio, si solamente se pretende compensar una disminución de las ganancias

latentes del local cuando se considera en funcionamiento con carga parcial. Es evidente que el calor latente correspondiente no se sumara a estas.

La introducción de humedad en el local, para disminuir el caudal de aire, supone una disminución del RSHF, del ESHF y del ADP. Este método es muy ventajoso cuando se quiere mantener un elevado estado higrométrico en el local.

La cantidad de agua que debe introducirse en el local se ha de determinar mediante aproximaciones sucesivas, procediéndose en la forma siguiente:

1. Suponer una cantidad de agua a introducir y determinar el calor latente que le corresponde, utilizando los valores indicados en la tabla Anexo 12. Estos valores corresponden a la máxima cantidad de agua que puede introducirse sin que haya condensación en los conductos o en los aparatos.

2. Deducir esta cantidad de calor latente de las ganancias sensibles efectivas del local (ESHF) e introducir resultado en la siguiente relación que proporciona el ADP. 
$$t_{adp} = t_{rm} - \frac{ERSH}{0.29 \times (1-BF)m^3/h_{da}}$$
 en la que  $m^3/h_{da}$  se toma igual al caudal máximo admisible.

3. Se obtiene el ESHF con ayuda del diagrama psicrométrico o de la tabla Anexo17 a partir del ADP obtenido en (2) y de las condiciones interiores del proyecto.

4. Las ganancias latentes efectivas del local se deducen en la relación

$$ERSH = ERSH \times \frac{1-ESHF}{ESHF}$$
 el ERHF se deduce del párrafo 2 y el ESHF de 3.

5. La diferencia entre el ERLH inicial (antes de la humectación) y el nuevo ERLH, debe ser igual a la cantidad de calor latente correspondiente a la humedad introducida directamente en el local. Si no ocurre así se deberá admitir una cantidad de agua diferente y repetir cálculos.

### **3.9.1.8 ENFRIAMIENTO A HUMEDAD ESPECÍFICA CONSTANTE, O ENFRIAMIENTO SENSIBLE**

El enfriamiento sensible se caracteriza por el hecho de que se resta calor al aire sin modificar su humedad específica (recta 1-2 de la figura 3.13). Este tipo de transformación existirá en los casos siguientes

- 1) El ESHF del local es igual a 1
- 2) El estado del aire a la entrada y salida de la batería es tal que los puntos que los representan en el diagrama indican un GSHF igual a 1

Hay que hacer constar que en cualquier caso en que se tenga  $ESHF=GSHF=RSHF=1$ , si se obtiene para un local  $RSHF=2$ , esto no significa forzosamente que se deba tener  $GSHF=1$ , y, por lo tanto, que se deba enfriar sin deshumectación. Esto es consecuencia de las ganancias latentes debidas al aire exterior.

Es evidente que si no debe haber condensación en la batería, su temperatura equivalente de superficie  $t_{es}$  debe ser superior o al menos igual al punto de rocío del aire tratado. El punto que representa la temperatura equivalente de superficie en el diagrama psicrométrico, no estará situado en la curva de saturación, y por eso se distingue del ADP, dependiendo su posición para unas condiciones de funcionamiento dadas, el factor de bypass de la batería. No obstante, esta disminución entre  $t_{es}$  y  $t_{adp}$  no impide efectuar los cálculos con ayuda del formulario del anexo 8

El estado del aire a la salida de la batería viene impuesto por las condiciones interiores, las ganancias térmicas y el caudal de aire necesario. Se determinará la temperatura equivalente de superficie en función de las temperaturas secas a la entrada y salida de la batería sin preocuparnos de las temperaturas húmedas, lo que conduciría a adoptar una  $t_{es}$ , entonces se deberá admitir:

1. En el caso de expansión directa, una temperatura de evaporación más baja que la necesaria.
2. Una temperatura de agua más baja o un caudal mayor en el caso de una batería de agua fría.

### 3.9.1.9 DESHUMECTADORES DE ABSORCION Y ADSORCION

Estos deshumectadores contienen absorbentes líquidos, o absorbentes sólidos que, o se pulverizan directamente, o se intercambian en el circuito de aire a tratar. El absorbente líquido sufre una transformación física o química (o físico-química), mientras que el adsorbente no sufre ninguna transformación.

Los cuerpos sólidos o líquidos, debido a diferencias en la tensión de vapor, provocan la condensación de una parte del vapor de agua contenido en el aire. El calor latente de vaporización que se libera de este modo calienta el aire y el cuerpo. La evolución del aire se efectúa a temperatura húmeda sensiblemente constante. Por lo tanto, en este caso, en vez de suministrar agua al aire se le resta, proporcionando, en cambio, calor. La curva de evolución teórica sería (1-2), figura 4.14, mientras que la curva evolución real representada por la (1-3) la forma de esta curva dependerá del cuerpo utilizado.

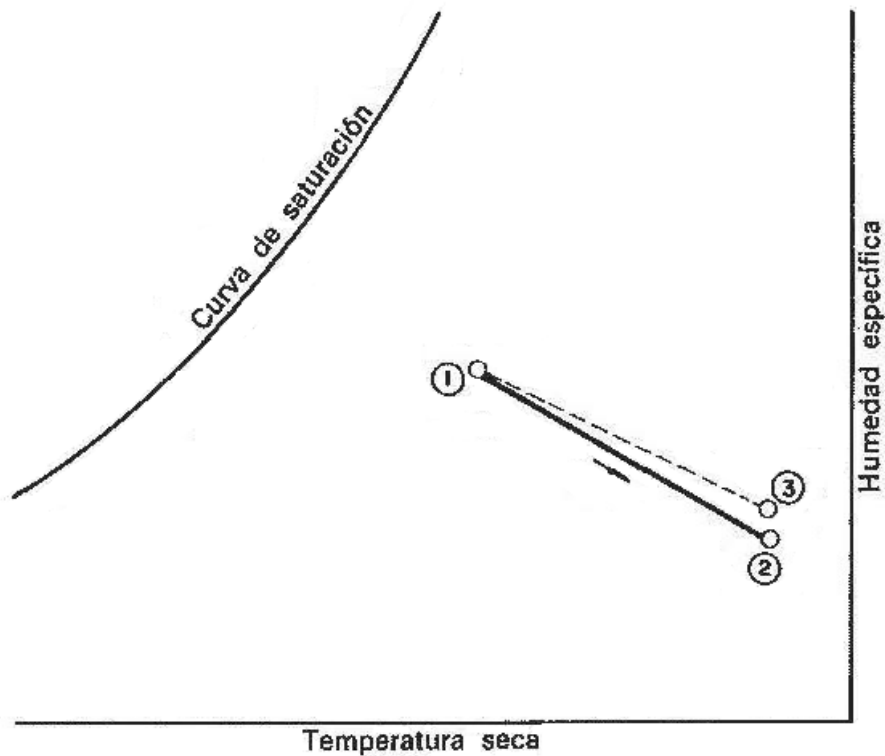


Fig. 3.14 Deshumectación por absorción

### **3.9.1.10 PSICROMETRIA DEL CONTROL DE CARGA PARCIAL**

El aparato necesario para mantener las condiciones correctas en el local se selecciona normalmente para funcionamiento con carga máxima. En realidad, la carga máxima ocurre pocas veces al año y el funcionamiento se realiza predominante en condiciones de carga parcial. Esta puede ser debida a una reducción de las cargas sensibles o latentes en el local, o de la carga térmica del aire exterior. También puede ser originada por una reducción de estas cargas en modo combinado.

### **3.9.1.11 ESTUDIO DE LA CARGA PARCIAL**

Como el sistema funciona con carga parcial, la mayor parte del tiempo y debe mantenerse las condiciones apropiadas, el estudio de las cargas parciales es por lo menos tan importante como la selección de equipo. Dicho estudio debe incluir el de las condiciones existentes en el local con carga total mínima. Son embargo, en algunas aplicaciones debe ser hecho el cálculo con carga latente mínima como carga sensible de proyecto, o con carga sensible mínima y plena carga de calor latente. En una aplicación particular se deben asignar cargas mínima y máxima realista de modo que, psicrométricamente, las condiciones resultantes en el local sean analizadas o estudiadas correctamente.

Los seis procedimientos más comunes utilizados individualmente o en combinación, a fin de controlar las condiciones del local para aplicaciones de refrigeración con carga parcial son los siguientes:

1. Calentamiento del aire suministrado
2. Circulación del aire en el equipo de transferencia (bypass)
3. Controlar el volumen de aire suministrado
4. Control por “todo o nada” del aire tratado por el equipo
5. Control por “todo o nada” de la máquina de refrigeración
6. Control de la capacidad de refrigeración.

El tipo de control elegido para una determinada aplicación depende de la naturaleza de las cargas, las condiciones a mantener dentro del local y las facilidades o medios auxiliares disponibles en la instalación.

### 3.9.1.12 CONTROL DE RECALENTAMIENTO

El control de recalentamiento mantiene la temperatura seca dentro del local mediante la sustitución y disminución de las cargas sensibles por una carga artificial. Cuando la carga de calor latente en el interior y/o la carga de calor latente en el exterior disminuye, la humedad relativa del local disminuye. Si debe mantenerse la humedad es necesaria la rehumidificación, además del recalentamiento. Este ya ha sido descrito en “proceso de lavado, calentamiento y humidificación.

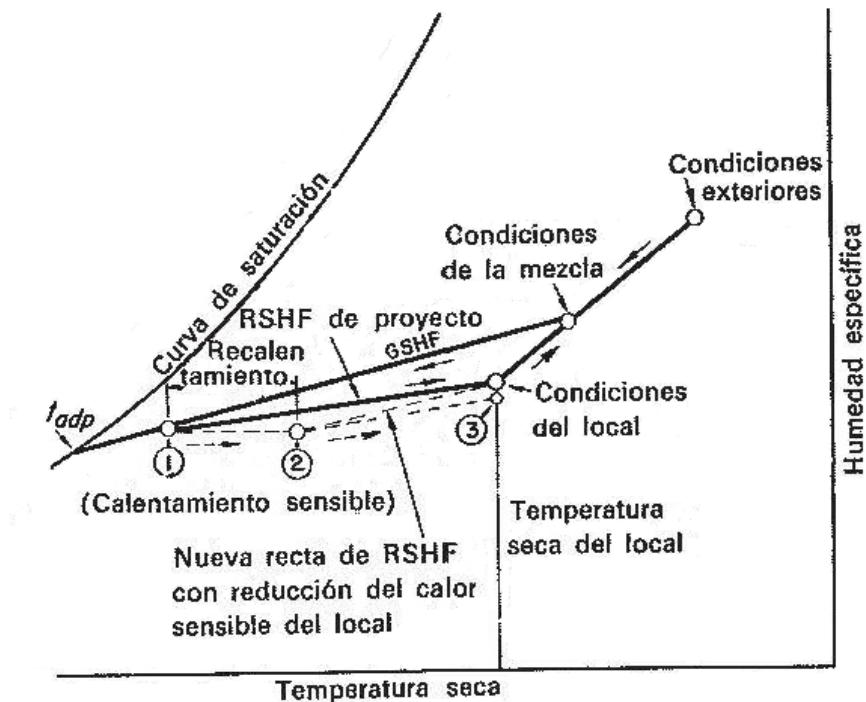


Fig. 3.15 Control de recalentamiento



La figura 3.15 ilustra el control psicrométrico del recalentamiento. Las líneas continuas representan el proceso con la carga del proyecto, y las líneas de trazos o interrumpidas indican el proceso resultante con carga parcial. El valor de RSHF representado por las condiciones de proyecto, correspondientes al punto (2), debe ser calculado para la mínima carga práctica sensible del local. El termostato del local controla entonces la temperatura del aire que sale de la bobina de recalentamiento a lo largo de la línea (1-2). Este tipo de control es aplicable para cualquier relación RSHF que corte a la línea (1-2).

Si disminuyen las cargas de calor latente interior, las condiciones resultantes en el local corresponden al punto (3) y la nueva línea del proceso de RSHF coincide con la línea (2-3). Sin embargo, si se desea mantener la humedad dentro del local, se compensa la carga latente deducida mediante la humidificación, volviéndose de este modo a las condiciones de proyecto.

### **3.9.1.13 CONTROL DE BYPASS**

El control de bypass mantiene la temperatura seca dentro del local mediante la modulación de la cantidad de aire a enfriar, variándose así la temperatura del aire impulsado en el espacio. La figura 3.16 ilustra un procedimiento de control de bypass cuando el aire solo retorna por este.

El control de bypass se puede realizar también desviado del equipo de transferencia de calor una mezcla de aire exterior y de retorno. Este procedimiento de control no es tan bueno como el de retornar el aire por el desvío, ya que introduce aire fresco no acondicionado en el local y esto da lugar a que aumente la humedad relativa de este.

La reducción de la carga sensible en el local hace que el control de bypass reduzca la cantidad de aire que pasa por el deshumidificador o deshumectador. Esta reducción de la cantidad de aire hace que el equipo funcione con un punto de rocío más bajo en el aparato. Además, el aire sale del deshumidificador a temperatura más baja, por lo que hay tendencia a realizar el

ajuste para disminuir la carga de calor sensible, que es proporcionalmente mayor que la disminución de la carga de calor latente.

El control de bypass mantiene la temperatura seca del local, pero no evita que la humedad relativa aumente con respecto a la de proyecto. Por consiguiente, con control e bypass se produce un aumento de la humedad relativa en condiciones de disminución de la carga de calor sensible en el local y cargas relativamente constantes de calor latente en el local y del aire exterior.

Las líneas gruesas de la figura 3.16 representa el ciclo en las condiciones del proyecto. Las líneas finas representan el ciclo inicial del aire cuando empieza a funcionar inicialmente el control de bypass. Las nuevas condiciones del local, las condiciones de mezcla y el punto de rocío del aparato continúan cambiando hasta que se alcanza el punto de equilibrio.

El punto (2) de las figuras 3.16 y 3.17 es la condición del aire que sale del deshumidificador. Esta es una consecuencia de un menor coeficiente de bypass y de punto de rocío del aparato más bajo debido al aire que sale del equipo de refrigeración, ya que la carga del equipo es menor. La línea (2-3-4) representa las nuevas condiciones de RSHF originadas por la reducción de carga de calor sensible en el local. El punto (3) cae en la nueva línea de RSHF cuando solo retorna el aire por el bypass.

Desviando una mezcla de aire exterior y de retorno se consigue que el punto de mezcla (3) caiga en la línea de GSHF (fig 3.16). Entonces es suministrado el aire al local según la nueva línea de RSHF (no representada en la figura 3.16) con mayor contenido de humedad que el del aire suministrado cuando solo se desvía el aire de retorno. Es fácil darse cuenta de que el control de humedad funciona peor con la introducción de aire exterior no acondicionado en el local.

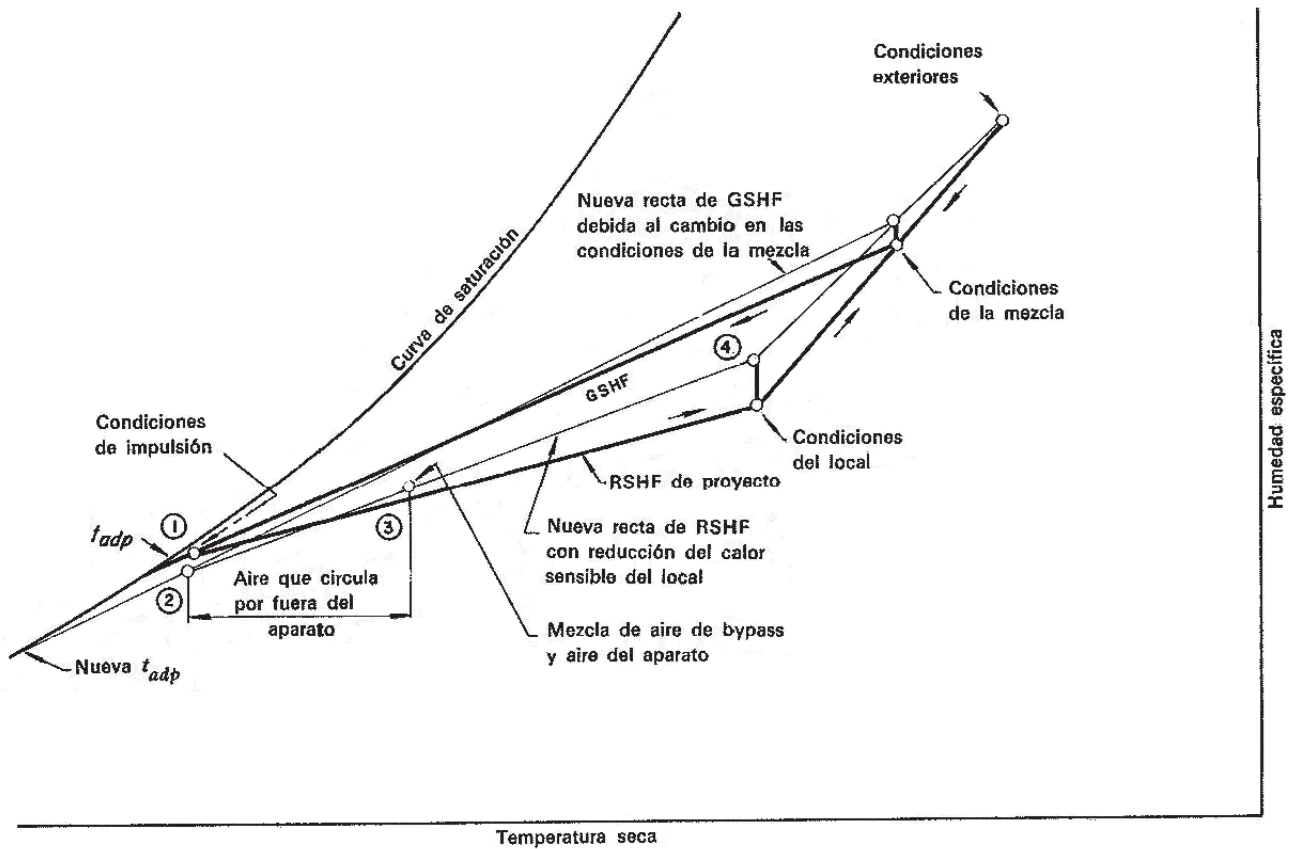


Fig. 3.16 Control de bypass con aire de retorno solamente

### 3.9.1.14 CONTROL DE VOLUMEN

El control de volumen de la cantidad de aire suministrado provee sustancialmente el mismo tipo de control que el obtenido desviando el aire de retorno en el equipo de transferencia de calor (fig. 3.16) sin embargo, este tipo de control puede presentar dificultades en la distribución del aire dentro del local y, por consiguiente, la cantidad de aire necesario con carga parcial debe ser calculada una correcta distribución de aire.

### **3.9.1.15 CONTROL POR TODO O NADA DEL EQUIPO**

El control por todo o nada del equipo impulsor del aire (unidades de ventilador-serpentín) da lugar a una fluctuación de la temperatura ambiente y de la humedad relativa del local. Durante el funcionamiento en la condición “fuera” la alimentación del aire de ventilación está cerrada, pero el agua fría continua circulando por las bobinas o serpentín. Este procedimiento de control no es recomendable para aplicaciones de alta carga de calor latente, ya que el control de humedad puede ser ineficaz con cargas de calor sensible reducidas.

### **3.9.1.16 CONTROL POR “TODO O NADA” DEL EQUIPO DE REFRIGERACION**

El control de “todo o nada” (trabajo-reposo) del equipo de refrigeración (equipo grande compacto) origina la fluctuación de la temperatura ambiente y de la humedad relativa del local. Durante el funcionamiento en la posición “fuera” se dispone de aire para fines de ventilación, pero el serpentín no produce refrigeración. Así, cualquier aire exterior del sistema es introducido en el espacio no acondicionado. Además, la humedad condensada que existe en el serpentín de refrigeración, cuando este no funciona, es re evaporada en la corriente de aire caliente, esto es lo que se conoce por re evaporación. Estas dos condiciones aumentan la carga de calor latente en el local y originan una humedad excesiva. Este procedimiento de control no es recomendable para aplicaciones de carga latente elevada ya que el control de humedad puede ser ineficaz con cargas sensibles disminuidas en el local.

### **3.9.1.17 CONTROL DE CAPACIDAD DE REFRIGERACION**

Se puede emplear el control de la capacidad de refrigeración en equipos de refrigeración por agua fría o de expansión directa. El control de carga parcial

se realiza en el equipo de aua fría desviando esta por las unidades ventilador o aventador-serpentín. El equipo de refrigeración de expansión directa se controla, ya sea descargando los cilindros del compresor o bien mediante la regulación de presión de aspiración.

El control de capacidad de refrigeración se empresa normalmente en combinación con el de bypass o recalentamiento. Cuando se utilizan combinados los resultados son excelentes. Cuando se utiliza aquel solo los resultados no son tan eficaces.

#### **3.9.1.18 CONTROL DE CARGA PARCIAL**

Generalmente, el control de recalentamiento es más caro, pero proporciona mejor control de las condiciones en el local. El control de bypass, el control de volumen y el control de capacidad de refrigeración proveen una buena regulación de la humedad en aplicaciones de calor sensible alto o medio, y precario control de la humedad en aplicaciones con coeficientes de calor sensible bajo. El control por “todo o nada” suele proporcionar en estas últimas el mantenimiento de las condiciones deseables del local. Sin embargo, este tipo de control se suele utilizar para aplicaciones en que el factor de calor sensible es elevado con resultados razonablemente satisfactorios.

#### **3.9.2 SISTEMA DE FILTROS PARA AIRE ACONDICIONADO.**

La función principal de los filtros de aire acondicionado es prevenir la entrada al espacio limpio de todo ese universo de partículas y microorganismos indeseables, esta es una labor fundamental en espacios en la cual la calidad del aire tiene mucho que ver con la salud humana, puesto que por medio de este fluido se puedes conducir partículas de cualquier tipo y provocar problemas en la salud.

La aerotransportación de partículas como polen, bacteria, microorganismos vivos y muertos, arenas de mar, polvos y residuos industriales (carbón, vapores químicos, partículas sólidas) ocurren de manera natural. Muchas de estas partículas y especialmente aquellas con tamaños superiores a los 5 µm se precipitan fácilmente depositándose sobre objetos y personas que se encuentran en el lugar donde ellas están presentes

### ***3.9.2.1 FUENTES DE PARTÍCULAS EN ESPACIOS LIMPIOS.***

En general existen dos fuentes y se les puede denominar como externas e internas:

#### **FUENTES EXTERNAS**

Son todas aquellas partículas que pueden entrar a un espacio que originalmente se considere limpio, normalmente estas partículas entran por ventanas, puertas, perforaciones en las paredes. El control de los microorganismos y nutrientes que entren por estos espacios podrán controlarse con agentes bactericidas, limpiadores y programas continuados de aseo y remoción de partículas precipitadas (ver notas técnicas anteriores).

Quizás la fuente más significativa para el desarrollo de esta nota técnica tiene que ver con el aire que se introduce al local por medio del sistema de aire acondicionado.

El control de estas partículas provenientes del exterior se logra principalmente con: filtración (aire entrando por el sistema de aire acondicionado) presurización y sellado del salón (partículas entrando por ventanas, orificios y espacios libres).

## **FUENTES INTERNAS**

Este tipo de partículas es producido especialmente por las personas, equipos de proceso y maquinarias que se encuentren en el espacio originalmente limpio.

Las personas que laboran en estos espacios generalmente aportan millones de partículas por minuto, dentro de las cuales deben destacarse aquellas que pueden desempeñarse como nutrientes para microorganismos (cabellos, escamas de la piel, sudor, cosméticos) igualmente los equipos aportan grandes cantidades de nutrientes (celulosa, carbón, gomas, azúcares.)

Es pues importante que el sistema de aire que trabaja en el sistema que se desea mantener libre de microorganismos nocivos a la salud, esté diseñado para lavar o duchar continuamente con aire limpio de partículas al personal y equipos que se encuentran dentro del recinto.

### **3.9.2.2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE FILTROS PARA QUIROFANOS.**

El área de quirófanos debe de ser un área completamente limpia debido al tipo de trabajo tan delicado que se realiza en este tipo de locales, en donde se debe contar con un ambiente libre de cualquier tipo de contaminante, puesto que los pacientes en el momento de la cirugía se encuentran expuestos totalmente a ser infectados por virus o bacterias que ponen en riesgo su salud.

Por tal motivo la norma del Instituto Mexicano del Seguro Social ha puesto especial atención en este punto, y ha determinado que el aire se debe hacer pasar por un sistema de filtrado compuesto de tres tipos de filtros para así garantizar la pureza del aire hasta en un 99.98% estos tipos de filtros son los siguientes:

- Filtros Metálicos eficiencia de 30 % (Norma ASHRAE 52-1-92.)
- Filtros de Bolsa eficiencia de 60 % (Norma ASHRAE 52-1-92.)

- Filtros Absolutos eficiencia de 99.997 % (Norma ASHRAE 52-1-92)

En Anexo 27 se muestran los artículos de forma más detallada de acuerdo a información otorgada por un distribuidor.

### 3.10 CALCULO DE BALANCE TERMICO QUIROFANO 6

Enfriamiento y Deshumidificación

Condiciones Exteriores:

Temperatura de calculo				
TBS °F	TBS °C	TBH °F	TBH °C	HR %
90.5	32.5	84.0	28.9	77

Condiciones Interiores:

DATOS DE VERANO		
TBS °F	TBS °C	HR %
71.6	22	50

RSH = 4,707.37 Kcal/hr = 18,680 Btu/h

RLH = 355 Kcal/hr

Conocido el calor sensible por manejar, se calcula el volumen de aire necesario por circular usando la expresión siguiente.

$$m^3/h_{sa} = \frac{RSH}{(0.018)(60)(\Delta T)} (CFM)$$

En donde:

$m^3/h_{sa}$  = cantidad de aire que debe circular por el espacio en [CFM.]



RSH = cantidad de calor sensible por suministrar o eliminar del espacio en [Btu/hr]

0.018 = es calor necesario para elevar un pie<sup>3</sup> de aire a nivel del mar en 1 °F (Cp/Cv en condiciones estándar). Para este proyecto la instalación se hará a 650 m.s.n.m. por lo tanto el valor será 0.017.

$\Delta T$  = la diferencia de temperatura de bulbo seco, entre, el espacio por acondicionador (interior) y del aire que se va a suministrar al espacio (inyección)  
60 = factor conversión.

*NOTA:* los valores recomendables, tomando en consideración la comodidad de los ocupantes son los siguientes para las variaciones de temperatura.

$\Delta T = 15 - 25$  °F (verano)

$\Delta T = 40 - 60$  °F (invierno)

Los valores mínimos (15 y 40 °F) corresponden a instalaciones de máxima calidad, los medios (20 y 50 °F) instalaciones de tipo comercial y los máximos (25 y 60 °F) para instalaciones para tipo industrial. Estos valores no son una regla para el cálculo, únicamente son valores empíricos para un cálculo previo, los cuales deben ser corregidos para efectuar el cálculo real.

Cálculo de la manejadora de aire. El local a acondicionar se encuentra en San Salvador. a 650 m.s.n.m. por lo tanto Cp/Cv = 0.017 y es una instalación de máxima calidad y en tal caso para verano  $\Delta T = 15$ °F.

$$m^3/h_{sa} = \frac{RSH}{(0.018)(60)(\Delta T)} (CFM)$$

$$m^3/h_{sa} = \frac{18,680}{(0.018)(60)(15)} (CFM)$$

$$m^3/h_{sa} = 1,153.1 (CFM) = 1,959 m^3/h$$

El aire nuevo que estará ingresando al sistema será de 100% por las condiciones recomendadas que deben tener los quirófanos

1. Ganancias debidas al aire exterior (OATH).

$$OASH = 0.29 (m^3/h_{oa})(t_{oa} - t_{rm}) = 0.29 (1,959)(32.5 - 22) = 5,965 \text{ Kcal/h}$$

$$OALH = 0.68(m^3/h_{oa})(W_{oa} - W_{rm}) = 0.71(1,959)(24 - 8) = 22,254 \text{ kcal/h}$$

$$OATH = OASH + OALH = 5,965 + 22,254 = 28,219 \text{ Kcal/h}$$

2. SHF Efectivo (ESHF)

Admitiendo un factor de bypass de 0.05 (según la tabla Anexo 13 para quirófanos)

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH}$$

$$ERSH = RSH + (BF)(OASH) = 4,707.37 + (0.05)(5,965) = 5,005 \text{ Kcal/h}$$

$$ERLH = RLH + (BF)(OALH) = 355 + (0.05)(22,254) = 1,468 \text{ Kcal/h}$$

$$ESHF = \frac{5,005}{5,005 + 1,468} = 0.77$$

3. Determinar el ADP necesario, según las condiciones interiores del local y el ESHF, deduciéndolo de la tabla Anexo 11 o del diagrama psicrométrico.

- En la tabla Anexo 11 con 22 °C, 50 % HR y ESHF=0.77 se obtiene:

$$T_{adp} = 7.4 \text{ °C}$$

4. Caudal de aire tratado

$$m^3/h_{da} = \frac{ERSH}{0.29 \times (1 - BF)(t_{rm} - t_{adp})}$$

$$m^3/h_{da} = \frac{5,005}{0.29 \times (1 - 0.05)(22 - 7.4)}$$

$$m^3/h_{da} = 1,244 \text{ m}^3/h$$

Debido a que la diferencia de caudal es relativamente grande, se utiliza el caudal obtenido desde el principio y habrá que proveer un recalentamiento después de la deshumectación

### 3.11 CALCULO DE BALANCE TERMICO QUIROFANO 5

Enfriamiento y deshumidificación

Condiciones Exteriores:

Temperatura de calculo				
TBS °F	TBS °C	TBH °F	TBH °C	HR %
90.5	32.5	84.0	28.9	77

Condiciones Interiores:

DATOS DE VERANO		
TBS °F	TBS °C	HR %
71.6	22	50

$$RSH = 6,587.14 \text{ Kcal/hr} = 25,743 \text{ Btu/h}$$

$$RLH = 355 \text{ Kcal/hr}$$

Conocido el calor sensible por manejar, se calcula el volumen de aire necesario por circular usando la expresión siguiente.

$$m^3/h_{sa} = \frac{RSH}{(0.018)(60)(\Delta T)} (CFM)$$

En donde:

$m^3/h_{sa}$  = cantidad de aire que debe circular por el espacio en [pie<sup>3</sup> /min.]

RSH= cantidad de calor sensible por suministrar o eliminar del espacio en [Btu/hr]

0.018 = es calor necesario para elevar un pie<sup>3</sup> de aire a nivel del mar en 1 °F (Cp/Cv en condiciones estándar). Para este proyecto la instalación se hará a 650 m.s.n.m. por lo tanto el valor será 0.017.

$\Delta T$  = la diferencia de temperatura de bulbo seco, entre, el espacio por acondicionador (interior) y del aire que se va a suministrar al espacio (inyección)

60 = factor conversión.

NOTA: los valores recomendables, tomando en consideración la comodidad de los ocupantes son los siguientes para las variaciones de temperatura.

$$\Delta T = 15 - 25 \text{ }^\circ\text{F (verano)}$$

$$\Delta T = 40 - 60 \text{ }^\circ\text{F (invierno)}$$

Los valores mínimos (15 y 40 °F) corresponden a instalaciones de máxima calidad, los medios (20 y 50 °F) instalaciones de tipo comercial y los máximos (25 y 60 °F) para instalaciones para tipo industrial. Estos valores no son una regla para el cálculo, únicamente son valores empíricos para un cálculo previo, los cuales deben ser corregidos para efectuar el cálculo real.

Cálculo de la manejadora de aire. El local a acondicionar se encuentra en San Salvador. a 650 m.s.n.m. por lo tanto  $C_p/C_v = 0.017$  y es una instalación de máxima calidad y en tal caso para verano  $\Delta T = 15^\circ\text{F}$ .

$$m^3/h_{sa} = \frac{RSH}{(0.018)(60)(\Delta T)} (CFM)$$

$$m^3/h_{sa} = \frac{25,743}{(0.018)(60)(15)} (CFM)$$

$$m^3/h_{sa} = 1,589(CFM) = 2,699 \text{ m}^3/h$$

1. Ganancias debidas al aire exterior (OATH).

$$OASH = 0.29 (m^3/h_{oa})(t_{oa} - t_{rm}) = 0.29 (2,699)(32.5 - 22) = 8,218 \text{ Kcal/h}$$

$$OALH = 0.71(m^3/h_{oa})(W_{oa} - W_{rm}) = 0.71(2,699)(24 - 8) = 30,660 \text{ Kcal/h}$$

$$OATH = OASH + OALH = 8,218 + 30,660 = 38,878 \text{ Kcal/h}$$

2. SHF Efectivo (ESHF)

Admitiendo un factor de bypass de 0.05 (según la tabla Anexo 13 para quirófanos)

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH}$$

$$ERSH = RSH + (BF)(OASH) = 6,587.14 + (0.05)(8,218) = 6,998 \text{ Kcal/h}$$

$$ERLH = RLH + (BF)(OALH) = 355 + (0.05)(30,660) = 1,888 \text{ Kcal/h}$$

$$ESHF = \frac{6998}{6,998 + 1,888} = 0.79$$

3. Determinar el ADP necesario, según las condiciones interiores del local y el ESHF, deduciéndolo de la tabla Anexo 11 o del diagrama psicrométrico.

- En la tabla Anexo 11 con 22 °C, 50 % HR y ESHF=0.790 se obtiene:

$$T_{adp} = 7.9 \text{ °C}$$

4. Caudal de aire tratado

$$m^3/h_{da} = \frac{ERSH}{0.29 \times (1 - BF)(t_{rm} - t_{adp})}$$

$$m^3/h_{da} = \frac{6,998}{0.29 \times (1 - 0.05)(22 - 7.9)}$$

$$m^3/h_{da} = 1801 \text{ m}^3/h$$

Debido a que la diferencia de caudal es relativamente grande, se trata el caudal utilizado desde el principio y habrá que proveer un recalentamiento después de la deshumectación

## **CAPITULO 4. TRATAMIENTO DE AIRE**

Se describirá la colocación y diseño de aparatos de climatización desde la toma de aire exterior hasta la descarga del ventilador en un sistema normalizado de acondicionamiento de aire.

Los aparatos destinados al tratamiento de aire pueden clasificarse en tres tipos:

1. Climatizadores reconstruidos
2. Equipo de ventilador-batería
3. Aparatos completos o autónomos

La ubicación del equipo y la disposición deben ser estudiadas detenidamente cuando se trata de climatizadores. Estos detalles se analizarán en este capítulo

### **4.1 UBICACIÓN**

La ubicación del climatizador influye directamente en los aspectos económicos y del nivel del sonido del sistema

### **4.2 CONSIDERACIÓN ECONÓMICA**

El climatizador debe estar situado centralmente a fin de obtener un sistema de mínimo coste inicial. Sin embargo puede ser necesario situar el climatizador en determinada área con el fin de alcanzar las óptimas condiciones económicas del sistema. Cuando los componentes de la instalación estén agrupados en un mismo lugar, el coste de los conductos adicionales se compensa por la reducción del coste de la tubería. Además, cuando la capacidad del sistema completo es suficiente importante para precisar más de

una máquina de refrigeración, puede resultar práctico la agrupación de equipos mecánicos en más de una planta

### **4.3 CONSIDERACIONES DEL NIVEL DE SONIDO**

Es importante situar los climatizadores en lugares donde se puedan tolerar niveles razonables de sonido. No es recomendable situar los climatizadores contiguamente a las salas de juntas, dormitorios, estudios de radiodifusión, etc. Los siguientes apartados indican las condiciones creadas por una colocación incorrecta, estas condiciones se pueden eliminar mediante un detenido estudio que determine la colocación inicial del equipo.

1. El coste de corregir un defecto de vibraciones o de ruido una vez hecha la instalación, es mucho mayor que el de prevenirlo previamente
2. Una vez efectuada la instalación puede resultar imposible de corregir por completo el nivel de ruido
3. Aunque se corrija el defecto, el propietario puede no quedar convencido

Las siguientes prácticas son recomendables para solventar dificultades de ruido originado en el caso de salas de máquinas situadas en plantas superiores

1. En un edificio en construcción situar la vigería de acero de modo que sea adaptable a soportes del equipo adecuadamente proyectado para los pesos, reacciones y velocidades a emplear. Esta disposición transfiere las cargas a las columnas de la estructura.
2. En edificios ya construidos debe evitarse el empleo de losas de piso. La deformación del suelo puede amplificar las vibraciones en la estructura de la construcción. Para evitarlo suele ser necesaria una armadura de hierro
3. las salas de máquinas contiguas a locales ocupados deben estar aisladas acústicamente
4. en apartamentos hoteles hospitales edificios similares las paredes divisorias sin carga deben estar separadas de los suelos y techos

comunes a espacios ocupados , mediante materiales elásticos con el fin de evitar la transmisión de vibraciones generadores de ruido

5. los muros de carga contiguos a salas de máquinas debe tratarse acústicamente en el lado ocupado del tabique

#### 4.4 EQUIPOS

Esta sección describe el material disponible para climatizadores centrales, y recomienda la aplicación adecuada de los varios componentes

##### 4.4.1 REJAS Y PERSIANAS

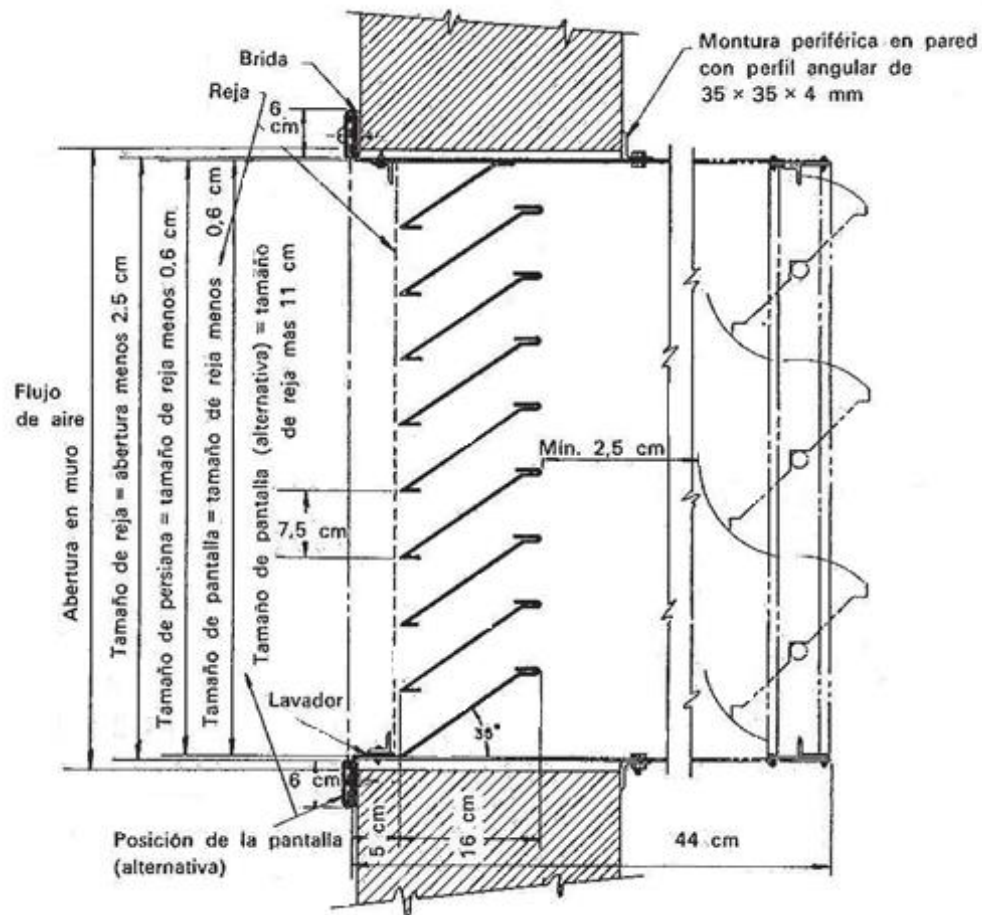


Fig. 4.1 Persiana y reja de aire exterior



<b>Especificaciones del material</b>	
Altura total máxima	2300 mm
Ancho total máximo	2400 mm
Hojas	plancha de acero 22 U.S
Marco	Plancha de acero 18 U.S
Reja	Malla alambre de 12.7 mm
Marcos rejas	Perfil angular 25x25x3 mm
Soportes	Hierro estirado 25x3 mm

Se pueden sustituir por aluminio de resistencia equivalente

<b>Reja y Abrazaderas</b>		
Anchura de persiana (mm)	Numero de Rejas *	Numero de abrazaderas **
0 - 760	1	0
761 – 1200	1	1
1201 – 1525	2	1
1526 – 2400	2	2
Más de 2400	2 persianas de igual longitud	

\*Las rejas o pantallas de una altura superior a 1525 mm llevan tornapuntas angulares para darles rigidez de 25x25x3 mm

\*\* Abrazaderas uniformemente espaciadas en el frente y en el dorso de la persiana y soldadas en ángulo a los centros de las hojas

La figura 4.1 muestra las persianas de aire exterior protectores de entrada de nieve y agua en el climatizador. Es imposible eliminar por completo toda la humedad con persianas verticales y, normalmente, tampoco es necesario. Se añade una reja a fin de retener la mayoría de materias o cuerpos extraños, tales como papeles, hoja-rasca y pájaros. A menudo se especifica el tipo de rejas necesarias, por medio de los reglamentos vigentes.

La reja y persiana se colocan suficientemente elevadas por encima del tejado para disminuir la aspiración de polvos desde el tejado, y para prevenir la contingencia de que se acumule la nieve y luego la atraviese la persiana durante el funcionamiento invernal. Esta altura se fija por la nevada anual, pero se recomienda una altura mínima de 0.8 m en la cual la mayor parte de casos. En aquellos lugares en los que las condiciones meteorológicas pueden ser extremadas, como las de ciclones y tornados, se añade puertas metálicas de cierre

Es mejor colocar la persiana de aire exterior de modo que no haya posibilidad de comunicación directa entre el ventilador de extracción y la persiana, especialmente a los de aseos y cocinas. Además, la toma de aire exterior se coloca de modo que disminuye la cantidad de aire aspirado sobre una extensa superficie de tejado, ya que esto aumenta la carga por aire exterior durante el funcionamiento de verano

#### **4.4.2 REGULADORES O AMORTIGUADORES DE PERSIANA**

Se emplean para tres funciones importantes en el climatizador:

1. controlar y mezclar aire exterior y aire de retorno
2. dotar de derivación o bypass al equipo de transferencia de calor y
3. controlar los caudales de aire movidos por el ventilador

Los reguladores de persianas de aire exterior y aire de retorno se colocan de modo que se obtiene una buena mezcla de las dos corrientes de aire, en instalaciones que funcionan 24 horas diarias y están situadas en un clima suave, a veces se omite el regulador de aire exterior

Con el ventilador en funcionamiento y el regulador completamente cerrado no se pueden eliminar por completo las fugas

La tabla 4.1 da los valores recomendados para diferentes reguladores de persianas, de acuerdo con su aplicación, funcionamiento, velocidades y tipo de acción necesaria

#### 4.4.3 REGULADORES DE ALIVIO

Este accesorio se emplea como regulador de retención en sistemas de extracción, y para el alivio del exceso de presiones en el edificio

TABLA 4.1. PERSIANAS REGULADORAS			
FUNCIÓN O UBICACIÓN	APLICACIÓN	VELOCIDAD (m/s)	OBSERVACIONES
Mínimo aire exterior	Ventilación	2.5 - 4	El límite superior se puede utilizar con conexión corta del conducto de aire exterior y conducto de retorno de aire. Puede ser un regulador de simple acción.
Mínimo aire exterior	Resistencia y equilibrio del sistema admisible	2.5 - 4	Debe ser de doble acción cuando se emplea para estrangulación.
Aire exterior local	Resistencia y equilibrio admisible del sistema	2.5 - 4	Se puede usar regulador de simple acción.
Aire de retorno	Resistencia y equilibrio admisible del sistema	4 - 6	Debe ser de alta velocidad con conducto corto de retorno y conducto largo de aire exterior. Puede ser regulador de doble acción.
Cara de deshumidificador	Condiciones de control de espacio	2 - 4	Igual área de sección recta del deshumidificador. Regulador de doble acción.
Bypass deshumidificador	Equilibrio del sistema	7.5 – 12.5	Resistencia de equilibrio del deshumidificador más regulador de la cara del deshumidificador. Doble acción.
Bypass de calefactor	Equilibrio	5 – 7.5	Resistencia de equilibrio en calefactor. Doble acción.
Aspiración de ventilador o escarga o situado en conducto.	Área disponible del conducto	La misma que en conducto	Utilizar regulador de doble acción.

\* Velocidad recomendada en un regulador completamente abierto

#### **4.4.4 EQUIPOS PARA LA PURIFICACIÓN DEL AIRE**

Se dispone de una variedad de dispositivos de filtro, cada uno para su aplicación peculiar. La pérdida de presión a través de estos dispositivos debe ser incluida cuando se totaliza la presión estática contra la cual debe trabajar el ventilador. Los filtros se describen con detalle en un capítulo posterior

#### **4.4.5 BATERÍAS DE CALEFACCIÓN (SERPENTINES CALENTADORES)**

Las baterías de calefacción se pueden emplear con agua caliente o vapor. Se utilizan para precalentamiento, para atemperación o para recalentamiento. La velocidad a través de la batería se determina por medio del caudal y el diámetro de serpentín. Las baterías o serpentines e vapor deben ser instaladas de modo que haya una distancia mínima de 45 cm entre la salida del condensado y el suelo, para permitir la instalación de trampas y tubería de condensado.

#### **4.4.6 BATERÍAS DE REFRIGERACIÓN SERPENTINES ENFRIADORES**

Las baterías de refrigeración emplean agua fría, agua de pozo, o bien de expansión directa de refrigerante para el pre enfriamiento, la refrigeración y la deshumectación, o para pos enfriamiento. La velocidad resultante a través de la batería de refrigeración está determinado por la cantidad de aire, el diámetro del tubo, el espacio disponible y la carga térmica sobre la batería.

#### **4.4.7 PULVERIZADORES Y SEPARADORES DE GOTAS**

Los conjuntos de pulverizadores se utilizan para humectación, deshumectación o purificación del aire. Un elemento a menudo desestimado u

omitido cuando se proyecta equipos de este tipo, es la línea de purga situada en el lado de descarga de bomba. Además de efectuar el drenaje de los colectores de pulverizadores cuando el sistema está parado, esta línea sirve para controlar la concentración de agua en la bandeja de pulverización. Los separadores de agua se montan a continuación de las cámaras de pulverización a fin de evitar que entre agua mezclada con aire en el sistema de ductos.

#### 4.4.8 BYPASS DEL AIRE

El bypass del aire se emplea con dos propósitos

1. intensificar la circulación del aire en el espacio acondicionado y
2. controlar la temperatura del aire a la salida.

Se propone la siguiente fórmula para dimensionar la abertura del bypass

$$A = \frac{m^3/h}{\left(2.93\sqrt{\frac{h}{1.78}}\right)^{3600}} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Donde

A = abertura de la persiana

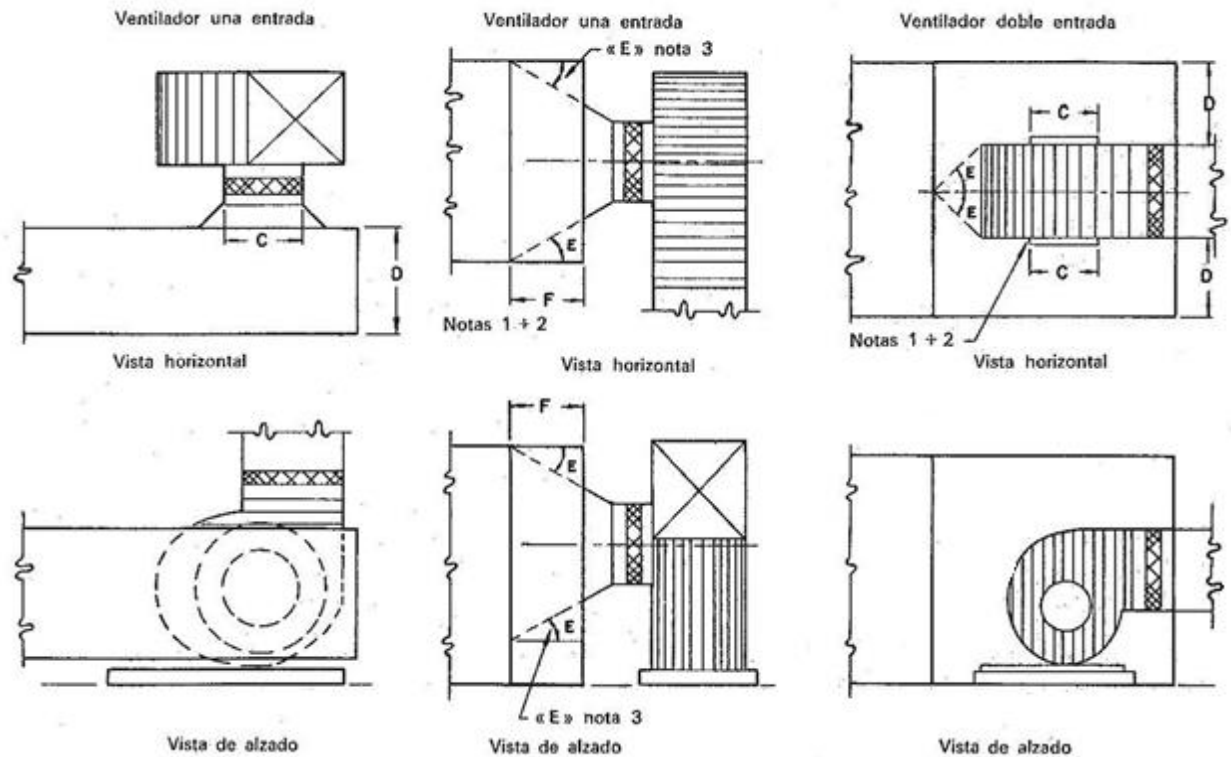
$m^3/h$  = caudal máximo necesario en el bypass

h = pérdida de carga (caída de la presión de proyecto) normal a través del equipo bi-pasado

El control de temperatura con derivación de aire mediante bypass se consigue ya sea con una persiana frontal y bypass controlada pero es preferible la disposición de persiana frontal y bypass, ya que la sección de este resulta muy grande y será difícil adaptar el caudal de aire necesario en el bypass con pequeñas cargas parciales. Incluso cuando se emplea un persiana frontal y bypass regulado, puede apreciarse una fuga que se aproxima al 5% del caudal del proyecto que pasa a través de la persiana frontal cuando esté cerrada. Normalmente, se tiene en cuenta esta fuga de 5% al seleccionar el ventilador

#### 4.4.9 VENTILADORES

Se precisan elementos de aspiración e impulsión correctamente proyectados para obtener el rendimiento nominal del ventilador y aminorar todo lo posible la generación de ruido. La Figura 4.2 indica varias construcciones posibles correspondientes a diferentes grados de rendimiento de ventiladores. Además indican la situación recomendada de ventiladores de doble anchura dentro de un pleno



Dimensiones:  
 C = Diámetro de la aspiración del ventilador  
 D =  $1,25 \times C$

E = Máximo 45°, preferible 30°  
 F = Mínimo 90 cm, para puerta de acceso

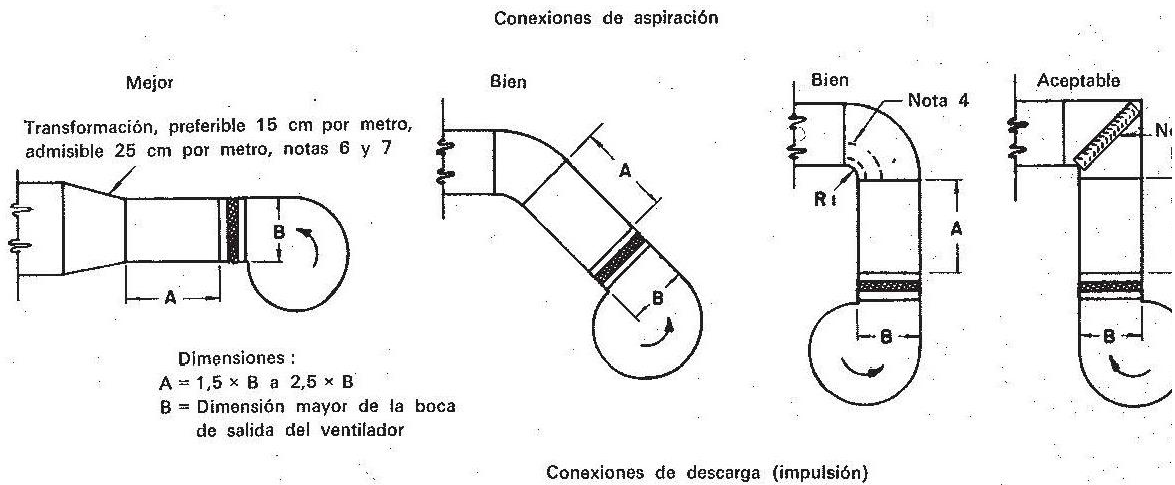
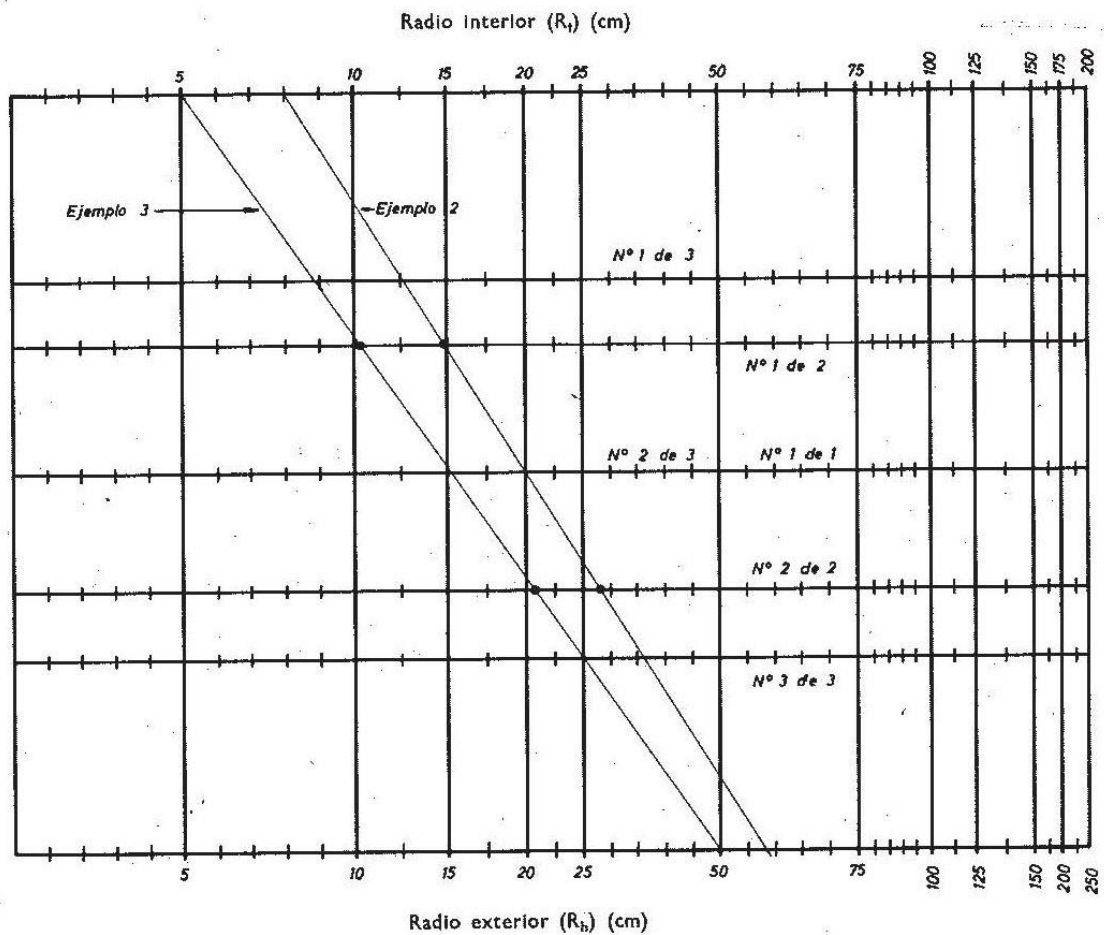


Fig. 4.2 Conexiones de aspiración y descarga de ventilador de una entrada

Notas:

1. El ventilador debe estar completo en la carcasa a fin de proporcionar buenas condiciones de flujo.
2. Todo el equipo debe estar centrado para obtener el mejor rendimiento
3. El ángulo "E" se emplea para determinar la distancia "F" entre el equipo y el ventilador.
4.  $R_s = 6$  in mínimo, los espacios de guías se determinan por el grafico 4.1
5. Con la salida de aire en dirección opuesta a la rotación del ventilador, para obtener mejores resultados utilizar un codo angular con guías.
6. Se recomienda una inclinación de 25% para baja velocidad.
7. Se recomienda una inclinación de 15% para alta velocidad

Todos los tipos de ventiladores deben tener acoplamientos flexibles con los conductos de descarga, así cuando sea necesario deben tener, asimismo, acoplamientos flexibles con la red de conductos de aspiración. Los detalles del acoplamiento flexible recomendado están presentados en la figura 4.3



*Gráfico 4.1 Situación de las guías en codos rectangulares*

#### 4.4.10 MOTOR Y PROPULSIÓN DEL VENTILADOR

Una correcta selección de motor y de su propulsión contribuye a proporcionar una larga vida útil y los mínimos requisitos de servicio. Los ventiladores de propulsión directa se emplean normalmente en aplicaciones donde no se precisan caudales de aire exactos, ya que se dispone de amplia energía a una diferencia de temperatura más que suficiente para compensar cualquier deficiencia de caudal que exista.



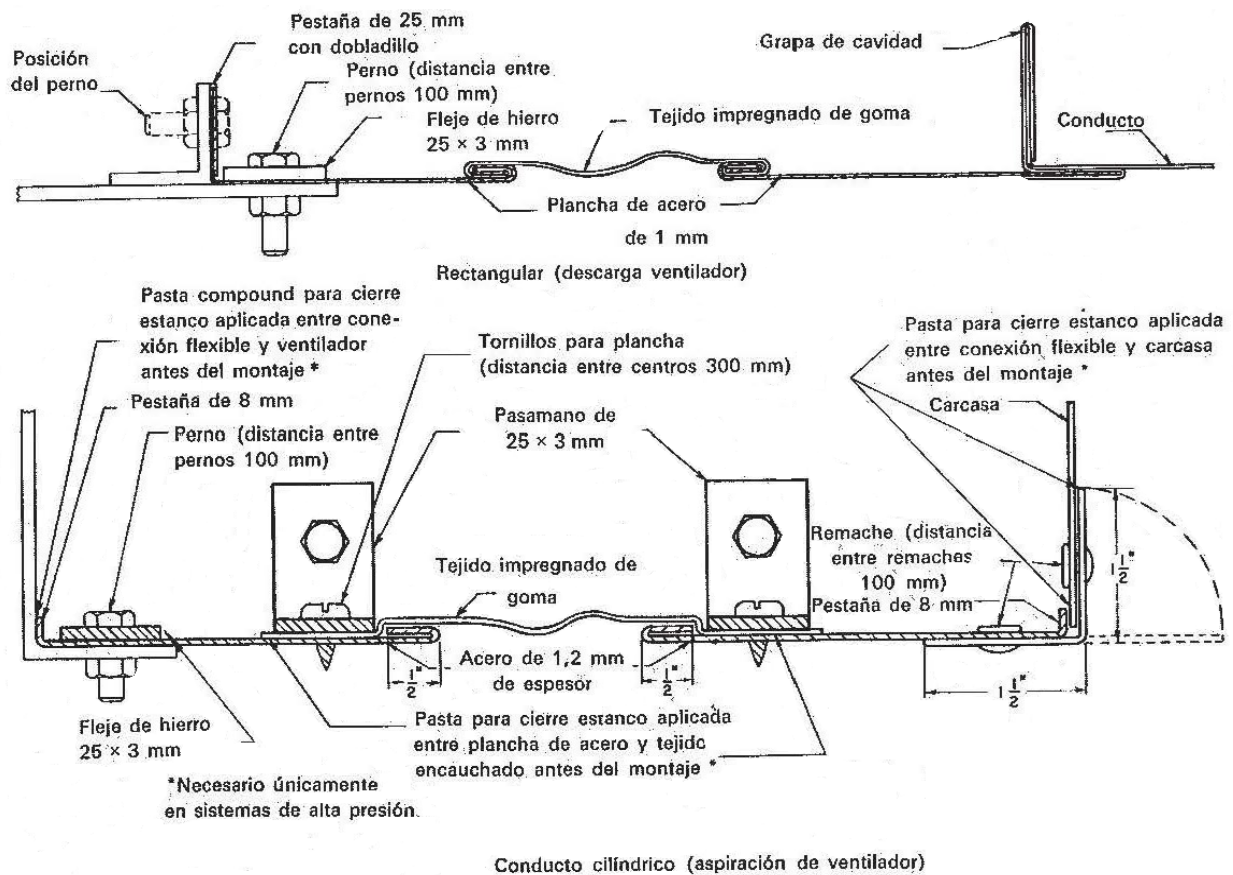


Fig. 4.3 Conexiones flexibles

A fin de aminorar los problemas de vibraciones y asegurar una larga vida útil, deben emplearse juegos de correas trapecoidales adaptados sobre poleas acanaladas equilibradas. Estos juegos son particularmente útiles en aplicaciones donde pueden ser necesarios ajustes para obtener caudales de aire más exactos.

El motor del ventilador debe seleccionarse de forma que pueda suministrar la máxima potencia absorbida por el ventilador. El motor debe ser suficientemente grande para funcionar dentro de su capacidad de potencia nominal. Como el motor del ventilador funciona continuamente, debería ser reservada la sobrecarga normal de 15% permitida por NEMA para las pérdidas de transmisión y las reducciones en la tensión del suministro. Para los ventiladores se emplean motores con par de arranque normal.

#### **4.4.11 CARCASA DE CLIMATIZADOR**

La carcasa de los climatizadores centrales deber ser diseñada de modo que se evite toda restricción en la corriente de aire. Además, debe tener la resistencia adecuada para prevenir roturas o deformaciones durante condiciones de funcionamiento máximas.

### **4.5 CONDUCTOS DE AIRE**

La misión de un sistema de conductos es transmitir el aire desde el aparato acondicionador hasta el espacio que va a ser acondicionado.

Para cumplir esta misión de forma práctica el sistema debe proyectarse dentro de ciertas limitaciones establecidas de antemano relativas al espacio disponible, perdidas por rozamiento, velocidad, nivel de ruido, pérdidas o ganancias de calor y fugas.

#### **4.5.1 CLASIFICACIÓN**

Los sistemas de conductos de impulsión y de retorno se clasifican atendiendo a la velocidad y presión de aire dentro del conducto

#### **4.5.2 VELOCIDAD**

Existen dos tipos de sistemas de transmisión de aire empleados en el acondicionamiento de aire. Los de pequeña velocidad, o sistemas convencionales, y los de gran velocidad. La línea divisoria entre estos dos sistemas es imprecisa, pero para el estudio a realizar en este capítulo se establece la siguiente norma a título de orientación.

- 1) Acondicionamiento de aire para locales comerciales
  - a) Baja velocidad: hasta 12 m/s. normalmente entre 6 y 12 m/s
  - b) Alta velocidad: más de 12 m/s
- 2) Acondicionamiento de aire para locales industriales
  - a) Baja velocidad: hasta 12 m/s. normalmente entre 11 y 12 m/s
  - b) Alta velocidad: de 12 a 15 m/s

Normalmente, los sistemas de retorno de aire, tanto para baja como para alta velocidad de impulsión, se proyectan siempre como sistemas de pequeña velocidad. En aplicaciones comerciales e industriales, las velocidades empleadas en estos sistemas de retorno son

- 1) Acondicionamiento de aire para locales comerciales: baja velocidad (hasta 10 m/s) normalmente entre 8 y 10 m/s
- 2) Acondicionamiento de aire para locales industriales: baja velocidad (hasta 12 m/s). normalmente entre 10 y 12 m/s.

### **4.5.3 PRESIÓN**

Los sistemas de distribución de aire se dividen en tres categorías en cuanto a presión del aire en el conducto: baja media y alta presión. Esta clasificación corresponde a la misma que utilizan los ventiladores, que clasificados como clase I, clase II y clase III, en la forma siguiente:

1. Baja presión, o clase I hasta 90mm ca
2. Media presión, o clase II entre 90 mm hasta 180 mm ca
3. Alta presión, o clase III entre 180 mm hasta 300 mm ca

Las presiones indicadas son presiones totales, incluyendo las pérdidas de carga dentro del equipo acondicionador, conductos y bocas de impulsión.

#### **4.5.4 FACTORES ECONÓMICOS QUE INFLUYEN EN EL SISTEMA DE CONDUCTOS**

Como cada instalación es distinta de las demás, solo pueden darse reglas generales para seleccionar el sistema más adecuado. Los factores que influyen en el precio de compra y gastos de explotación son

1. Ganancias o pérdidas de calor en el conducto
2. Relación entre dimensiones del conducto
3. Perdidas de carga en el conducto
4. Clase de acoplamientos

#### **4.5.5 GANANCIAS O PÉRDIDAS DE CALOR**

Hay distintos factores que influyen en el trazado de los conductos, se exponen las siguientes reglas de carácter general:

1. Cuando la relación entre el lado mayor y el lado menor de la sección del conducto es grande, se tiene más ganancia de calor que cuando es pequeña, para un mismo caudal de aire. El grafico 4.2 indica esta relación
2. Los conductos que transportan pequeñas cantidades de aire a baja velocidad tienen mayores ganancias de calor
3. El aislamiento de los conductos disminuye estas ganancias; por ejemplo, aislando el conducto con un material cuya conductividad térmica sea de 0.12 la ganancia de calor disminuye un 90%

Por lo tanto es una buena norma proyectar sistemas que tengan secciones rectangulares de conducto con una pequeña relación entre sus dimensiones y grandes velocidades de aire para disminuir al máximo las ganancias de calor en los conductos. Si estos han de atravesar locales no acondicionados, es imperativo aislarlos.

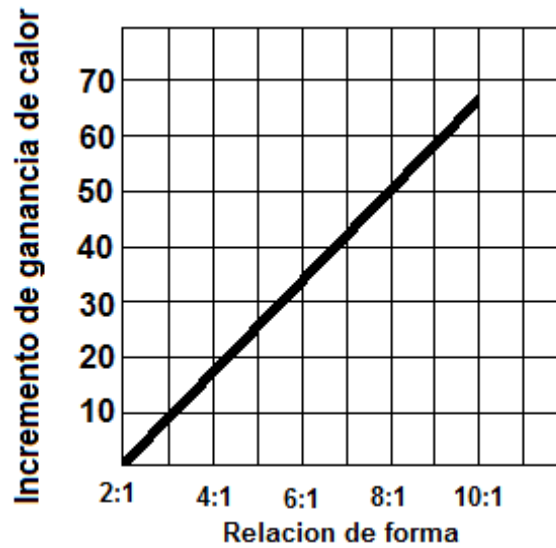


Grafico 4.2 Ganancia de calor en el conducto en función de la relación de forma

#### 4.5.6 TIPOS DE ACOPLAMIENTOS


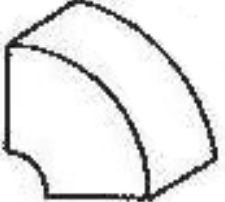
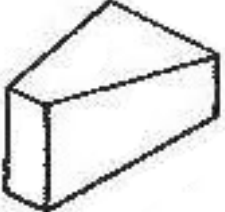
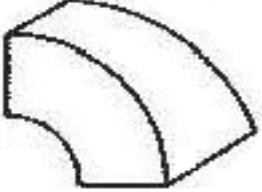
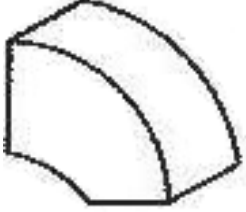
En general, los acoplamientos pueden ser de clase A y clase B tal como indica la tabla 4.2. Cuando se desea un precio de coste bajo es preferible el empleo de los de clase A. puesto que los de clase B exigen un tiempo de fabricación que es aproximadamente 2.5 veces el de los de la clase A

#### 4.5.7 CODOS

En los conductos circulares y rectangulares pueden establecerse distintos tipos de codos. Los más comunes son los siguientes:

<b>Conducto rectangular</b>	<b>Conducto circular</b>
Codo ordinario	codo suave
Codo reducido con aletas directrices	Codo de tres piezas
codo resto con aleras	Codo de cinco piezas

Tabla 4.2 Acoplamiento clase A y B

Clase A-Accesorios sin guía	
Cualquier accesorio con dimensiones constantes de sección recta	
Cualquier accesorio con radio variable y anchura constante	
Accesorios con caras rectas y costuras	
Clase B-Todos los accesorios con guía	
Cualquier accesorio de radios concéntricos y anchura variable	
Cualquier accesorio con varios excéntricos y anchura variable	

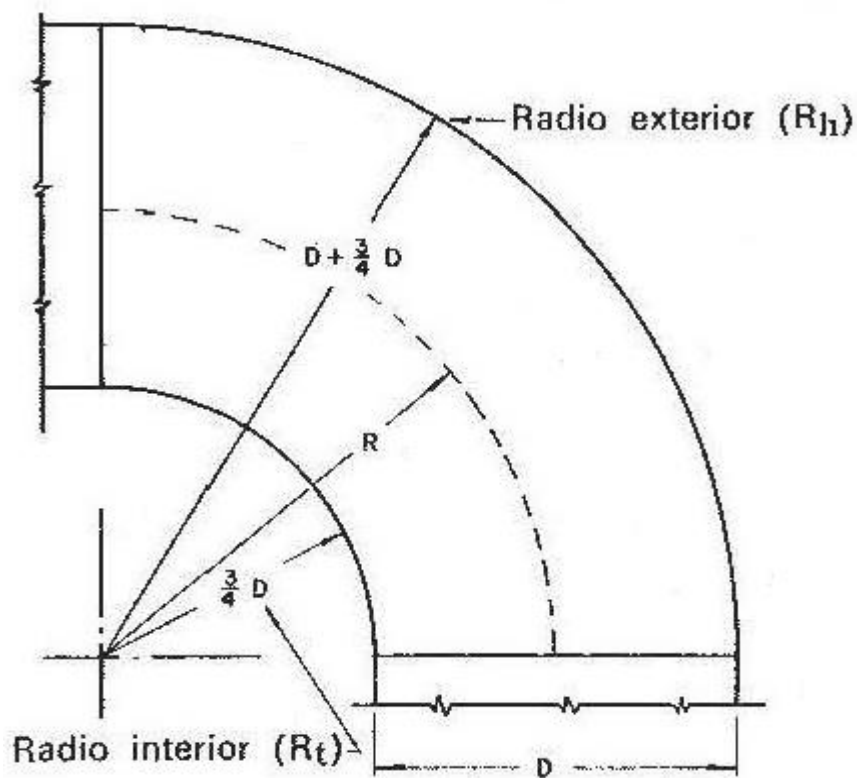


Fig. 4.4 Codo de sección rectangular

Los codos ordinarios se construyen con el radio menor igual a los  $\frac{3}{4}$  de la dimensión del conducto en la dirección de giro. Un codo con este radio menor tienen una relación  $R/D$  de 1.25. Esta relación se considera óptima.

#### 4.5.8 CALCULO DE CONDUCTOS

En esta parte del capítulo se dan los datos necesarios para el cálculo del conducto de baja y alta velocidad. Estos datos comprenden los gráficos de pérdida de cargas normales, las velocidades recomendadas, las pérdidas de carga en los codos y acoplamientos, y los métodos normales para el cálculo de sistemas de distribución de aire. También se dan datos para evaluar los efectos de la altitud y ganancias de calor en el conducto, en el cálculo del sistema.

#### 4.5.9 GRÁFICO DE PÉRDIDAS DE CALOR

Por todos los conductos por los que circula aire, existe una continua pérdida de presión. Esta pérdida de presión se llama también pérdida de carga por rozamiento y depende de

- (1) La velocidad del aire
- (2) Tamaño de los conductos
- (3) Rugosidad de la superficie interior
- (4) Longitud de los conductos

Cualquier variación en uno de estos factores modifica la pérdida de carga en el conducto. La relación que existe entre ellos viene dada por la ecuación:

$$\Delta P = 0.4 f \left( \frac{L}{d^{1.22}} \right) V^{1.82} \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Donde:

$\Delta P$  = pérdida de carga en mm ca

$f$  = rugosidad de la superficie interior (0.9 para ductos galvanizados)

$L$  = longitud de conducto en pies

$d$  = diámetro de conducto circular (cm), equivalente a otro rectangular

$V$  = velocidad del aire (m/s)

Esta ecuación es la que se utiliza para construir el anexo 9 de pérdidas de carga para conductos galvanizados. Este anexo puede utilizarse en los sistemas que transportan aire a temperaturas comprendidas entre 0 y 49 C, y para altitudes de hasta 600 m sin necesidad de corregir la densidad del aire. Más adelante se dan los datos necesarios para proyectar sistemas de distribución de aire a grandes alturas.



#### **4.5.10 DIÁMETRO DEL CONDUCTO**

En la tabla Anexo 23 se dan las dimensiones de conducto rectangular que corresponden a varios diámetros de conducto equivalente que se puede obtener en el anexo 9

#### **4.5.11 VELOCIDAD DE AIRE**

Para establecer la velocidad del sistema de distribución de aire, hay que atender a las limitaciones respecto al ruido, precio de compra y gastos de explotación.

La tabla 4.3 proporciona las velocidades recomendadas para conductos de impulsión y de retorno en un sistema de baja velocidad, y también las presiones dinámicas correspondientes a dichas velocidades. Estas velocidades se han deducido de la experiencia.

#### **4.5.12 PÉRDIDA DE CARGA**

Para determinar la pérdida de una sección de conducto, se multiplica su longitud equivalente por la pérdida de carga deducida del gráfico. La longitud total equivalente del conducto incluye los codos y acoplamientos que pueda haber en dicha sección

TABLA 4.3 Velocidades recomendadas para sistemas de baja velocidad (m/s)

APLICACION	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (Conductos principales)	FACTOR DE CONTROL – ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		<u>CONDUCTOS PRINCIPALES</u>		<u>CONDUCTOS DERIVADOS</u>	
		<i>Suministro</i>	<i>Retorno</i>	<i>Suministro</i>	<i>Retorno</i>
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos Dormitorios de Hotel Dormitorios de Hospital	5	7.5	6.5	6	5
Oficinas particulares Despachos de directores Bibliotecas	6	10	7.5	8	6
Salas de cine y teatro Auditorios	4	6.5	5.5	5	4
Oficinas públicas restaurants de 1 categoría comercios de 1 categoría Bancos	7.5	10	7.5	8	6
Comercios de categoría media Cafeterías	9	10	7.5	8	6
Locales Industriales	12.5	15	9	11	7.5

TABLE 4.4 PRESIONES DINAMICAS

<b>PRESIONES DINAMICAS (mm ca)</b>	<b>VELOCIDAD (m/s)</b>	<b>PRESIONES DINAMICAS (mm ca)</b>	<b>VELOCIDAD (m/s)</b>	<b>PRESIONES DINAMICAS (mm ca)</b>	<b>VELOCIDAD (m/s)</b>	<b>PRESIONES DINAMICAS (mm ca)</b>	<b>VELOCIDAD (m/s)</b>
0.25	2	8.75	11.83	17.25	16.60	28	21.16
0.50	2.82	9	12	17.50	16.73	29	21.54
0.75	3.46	9.25	12.16	17.75	16.85	30	21.90
1	4	9.50	12.32	18	16.97	31	22.27
1.25	4.47	9.75	12.49	18.25	17.08	32	22.62
1.50	4.89	10	12.64	18.50	17.20	33	22.97
1.75	5.29	10.25	12.80	18.75	17.32	34	23.32
2	5.65	10.50	12.96	19	17.43	35	23.66
2.25	6	10.75	13.11	19.25	17.55	36	24
2.50	6.32	11	13.26	19.50	17.66	37	24.33
2.75	6.63	11.25	13.41	19.75	17.77	38	24.65
3	6.92	11.50	13.56	20	17.88	39	24.98
3.25	7.21	11.75	13.71	20.25	18	40	25.29
3.50	7.48	12	13.85	20.50	18.11	41	25.61
3.75	7.74	12.25	14	20.75	18.22	42	25.92
4	8	12.50	14.14	21	18.33	43	26.22
4.25	8.24	12.75	14.28	21.25	18.43	44	26.53
4.50	8.48	13	14.42	21.50	18.54	45	26.83
4.75	8.71	13.25	14.56	21.75	18.65	46	27.12
5	8.94	13.50	14.69	22	18.76	47	27.42
5.25	9.16	13.75	14.83	22.25	18.85	48	27.71
5.50	9.38	14	14.96	22.50	18.97	49	28
5.75	9.59	14.25	15.09	22.75	19.07	50	28.28
6	9.79	14.50	15.23	23	19.18	51	28.66
6.25	10	14.75	15.36	23.25	19.28	52	28.84
6.50	10.19	15	15.49	23.50	19.39	53	29.12
6.75	10.39	15.25	15.62	23.75	19.49	54	29.39
7	10.58	15.50	15.74	24	19.59	55	29.66
7.25	10.77	15.75	15.87	24.25	19.69	56	29.93
7.50	10.95	16	16	24.50	19.79	57	30.19
7.75	11.13	16.25	16.12	24.75	19.89	58	30.46
8	11.31	16.50	16.24	25	20	59	30.72

NOTAS:

1. condiciones aire normal

2. valores reducidos de la siguiente ecuación  $h_v = \left(\frac{V}{4}\right)^2$

donde

V = velocidad en m/s

Hv = diferencia de presión dinámica

## 4.6 MÉTODOS DE CÁLCULO

En el proyecto de cualquier sistema de conductos, se procura que en tendido de conductos sea lo más sencillo posible y simétrico. Los elementos terminales o bocas de impulsión se sitúan en puntos adecuados para proporcionar una correcta distribución del aire

El cálculo de un sistema de baja velocidad puede hacerse por uno de los tres métodos siguientes:

1. Reducción de velocidad
2. Igualdad de pérdidas por rozamiento o pérdida de carga constante
3. Recuperación estática

Estos tres métodos tienen distintos grados de precisión, economía y empleo. El método de pérdida de carga constante es el que se recomienda para conductos de retorno y de extracción de aire.

### 4.6.1 MÉTODO DE PÉRDIDA DE CARGA CONSTANTE

Este método se utiliza en los conductos de impulsión, retorno y extracción de aire, y consiste en calcular conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unida de longitud, a lo largo de todo el sistema. Es

mejor que el de reducción de velocidad porque en los trazados simétricos no requiere ulterior compensación.

El procedimiento más corriente consiste en elegir una velocidad inicial en el conducto principal próximo al ventilador. Esta velocidad se deduce de la tabla Anexo 22 en la que el factor restrictivo es el nivel de ruido. En este caso utiliza la tabla Anexo 22, partiendo de la velocidad y caudal del aire, para determinar la pérdida de carga por unidad de longitud. Esta debe mantenerse constante a lo largo del sistema, y el diámetro del conducto circular equivalente se deduce de dicha tabla.

Para abreviar los cálculos de la sección de los conductos se utiliza con frecuencia la tabla anexo 26 que proporciona los mismos resultados que si se utilizase el gráfico de pérdidas de carga

Con los datos que da la tabla Anexo 26 o los diámetros obtenidos en el anexo 9, se entra en la tabla Anexo 23 para seleccionar las dimensiones del conducto rectangular. Esta forma de dimensionar los conductos reduce automáticamente la velocidad del aire en el sentido de la corriente.

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

Utilizando el método de pérdida de carga constante para el cálculo de conductos

#### **4.7 CALCULO DE CONDUCTOS QUIRÓFANO 6**

Sistema de conductos para quirófano

Volumen total de aire: 1958 m<sup>3</sup>/s

Radio de codos R/D = 1.25

En la tabla 4.3 se muestra la velocidad máxima recomendada para sistemas de baja velocidad

Tomando como referencia dormitorios de hospital

Factor de control del nivel de ruido: 5 m/s

Factor de control - rozamiento en conducto

- Suministro: 7.5 m/s
- Retorno: 6.5 m/s

En la tabla 4.4

Presión Dinámica: 3.5 mm ca

- 1- Sección de conducto, dimensiones y pérdida de carga en el conducto principal desde el ventilador hasta la primera rama

$$\text{Seccion del conducto} = \frac{1959 \text{ m}^3/h}{7.5 \times (3600)m/s} = 0.0726 \text{ m}^2$$

En tabla Anexo 23, se selecciona un conducto de 150 mm x 550 mm

La pérdida se obtiene en el anexo 9 con el volumen de aire de 0.56 m<sup>3</sup>/s y el diámetro equivalente de la tabla Anexo 23 que es 305 mm.

Perdida de carga = 0.19 mm ca por m de longitud equivalente

- 2- Longitud equivalente del conducto

La tabla Anexo 24 y Anexo 25 darán las pérdidas en los acoplamientos. A continuación se da una tabla con la longitud total equivalente de este conducto.

Elemento	Longitud (m)	Longitud Equivalente Adicional (m)
Tobera		0.33
Sección 1	0.39	
Codo 1		1.37
Sección 2	0.10	
Codo 2		2.65
Sección 3	1.58	
Codo 3		2.65

Total = 9.07 m

### 3- Presión estática en la descarga del ventilador

La pérdida de carga total en el conducto desde el ventilador hasta el difusor será

Perdida = long. Total equiv. x perdida unitaria = 9.07 x 0.19 = 1.72 mm ca

Presión estática total en la descarga = perdida de carga + presión en boca – recuperación

= 1.72 + 0.19 = 1.91 mm ca

Velocidad a la salida del ventilador:

$$V_1 = \frac{V_2 A_2}{A_1}$$

$$V_1 = \frac{7.5 \times (0.55 \times 0.15)}{0.7 \times 0.34}$$

$$V_1 = 2.6 \text{ m/s}$$

## 4.8 CALCULO DE CONDUCTOS QUIRÓFANO 5

Sistema de conductos para quirófano

Volumen total de aire: 2699 m<sup>3</sup>/s

Radio de codos R/D = 1.25

En la tabla 4.3 se muestra la velocidad máxima recomendada para sistemas de baja velocidad

Tomando como referencia dormitorios de hospital

Factor de control del nivel de ruido: 5 m/s

Factor de control - rozamiento en conducto

- Suministro: 7.5 m/s
- Retorno: 6.5 m/s

En la tabla 4.4

Presión Dinámica: 3.5 mm ca

- 4- Sección de conducto, dimensiones y pérdida de carga en el conducto principal desde el ventilador hasta la primera rama

$$Seccion\ del\ conducto = \frac{2699\ m^3/h}{7.5 \times (3600)m/s} = 0.1\ m^2$$

En tabla Anexo 23, se selecciona un conducto de 200 mm x 550 mm

La pérdida se obtiene en el anexo 9 con el volumen de aire de 0.75 m<sup>3</sup>/s y el diámetro equivalente de la tabla Anexo 23 que es 358 mm

Perdida de carga = 0.16 mm ca por m de longitud equivalente

- 5- Longitud equivalente del conducto

La tabla Anexo 24 y Anexo 25 darán las pérdidas en los acoplamientos. A continuación se da una tabla con la longitud total equivalente de este conducto.



Elemento	Longitud (m)	Longitud Equivalente Adicional (m)
Tobera		0.33
Sección 1	0.39	
Codo 1		1.72
Sección 2	0.10	
Codo 2		3.82
Sección 3	1.58	
Codo 3		3.82

Total = 11.76 m

#### 6- Presión estática en la descarga del ventilador

La pérdida de carga total en el conducto desde el ventilador hasta el difusor será

Perdida = long. Total equiv. x perdida unitaria = 11.76 x 0.14 = 1.64 mm ca

Presión estática total en la descarga = perdida de carga + presión en boca – recuperación

= 1.64 + 0.14 = 1.78 mm ca

Velocidad a la salida del ventilador:

$$V_1 = \frac{V_2 A_2}{A_1}$$

$$V_1 = \frac{7.5 \times (0.55 \times 0.15)}{0.7 \times 0.34}$$

$$V_1 = 2.6 \text{ m/s}$$

## **CAPITULO 5 SELECCIÓN DE EQUIPOS**

Conociendo las capacidades necesarias de enfriamiento se selecciona el equipo de aire acondicionado a utilizar

### **5.1 UNIDADES DE PAQUETE ENFRIADAS POR AIRE TIPO TECHO**

La configuración usual es la de una caja rectangular con conexiones de suministro y retorno en el frente y tomas para succión y descarga del aire de condensación en los laterales y en la parte de atrás.

El arreglo interno es relativamente sencillo, el aire de retorno es succionado a través del evaporador de tubos y aletas por un ventilador centrífugo que a su vez lo descarga como aire de suministro por el frente, en los tamaños más pequeños el ventilador es del tipo de acople directo al motor.

Las unidades grandes tienen transmisiones con bandas y poleas variables. Una bandeja de condensado debajo del evaporador recoge toda la humedad y está conectada a un drenaje permanente; El compartimiento del evaporador está muy aislado para evitar pérdidas y condensación en la lámina exterior, el filtro está generalmente localizado en el ducto de retorno.

Separando el compartimiento del evaporador del de condensación se tiene una pared la cual aparta los flujos de aire y sirve de aislamiento para mínima transmisión de calor y ruido al aire acondicionado. El compresor y el serpentín de condensación forman el lado de alta del circuito refrigerante.

El aire de condensación es tomado por los lados y descargado a través del serpentín de condensación, esta disposición se denomina ventilador soplador.

Algunas unidades son de tipo de ventilador succionador y descargan por los lados.

El ventilador de condensación, es la mayoría de las veces del tipo axial. Puede mover grandes volúmenes de aire en donde haya poca resistencia, los ventiladores axiales de aspas no son para uso con ductos.

La caja de controles incluye los capacitores de los motores de los ventiladores y de los compresores, relés de arranque y las terminales para la conexión remota del termóstato.

La capacidad de las unidades de paquete enfriadas por aire varía desde 1 1/2 toneladas hasta 7 1/2 toneladas para uso residencial y hasta más de 30 toneladas para uso comercial.

La mayoría de las unidades son evaluadas y certificadas de acuerdo con los estándares que establece 26.6 °C bulbo seco y 19.4 °C bulbo húmedo como la temperatura de retorno del aire al evaporador y 35 ° C bulbo seco como la temperatura del aire exterior entrando al condensador exterior.

Está también el requisito de que la unidad debe ser capaz de operar hasta una temperatura de 46 °C para el ambiente exterior sin desconectarse por alta presión o sin que el compresor prenda y pare por sobrecarga.

Esquemáticamente, un sistema operando en las condiciones normales tiene las características siguientes: el aire de retorno desde el espacio acondicionado a una temperatura de 80° F, bulbo seco y a un rango de 400 a 450 pies/min., por tonelada, pasa a través del filtro y luego a través del evaporador donde es enfriado y deshumidificado.

El aire al salir del serpentín estará alrededor de los 14.4 °C a 15.5 °C B.S. Así, pues hay una reducción en temperatura a través del serpentín de aproximadamente 6.6 °C a 5.5 °C B.S. La proporción de enfriamiento sensible a enfriamiento total será de cerca de 0.75.

La presión de succión con R-22 a la salida del serpentín será de cerca de 73 a 76 lbs/pulg<sup>2</sup>. El aire acondicionado sale a 60° y asumiendo que absorbe una pequeña cantidad de calor en su recorrido por los ductos, llegará al espacio acondicionado a 62° ó 65° B.S. (15° A 18° de diferencia a temperatura, D.T.), la cual es una diferencia aceptable.

En el lado de alta del refrigerante, el aire exterior para condensación será introducido a 35 °C al serpentín, el flujo de aire sobre él será nominalmente de 800 pies/min. por tonelada. La presión de descarga resultante en el compresor con R-22 estará en el rango de las 295 lbs/pulg manométricas.

La temperatura promedio en el condensador será de 54.4 °C con un subenfriamiento de 8.8 °C aproximadamente para el refrigerante, ya en el estado líquido, lo que da una temperatura de salida de líquido de 45.5 °C de serpentín de condensación.

La clasificación de la unidad de enfriamiento “solamente” no es muy exacta ya que la mayoría de los fabricantes dejan espacios internos disponibles para que haya la posibilidad de añadir resistencias eléctricas para proveer calefacción durante el invierno. Estas resistencias trabajan de un modo muy parecido al del equipo de calefacción eléctrico.

Son ensambladas y ensayadas en su totalidad en la fábrica y son relativamente fáciles de instalar con un mínimo de trabajos eléctricos e hidráulicos. Necesitan ductos cortos o pueden prescindir completamente de ellos permitiendo una simple distribución de ellos.

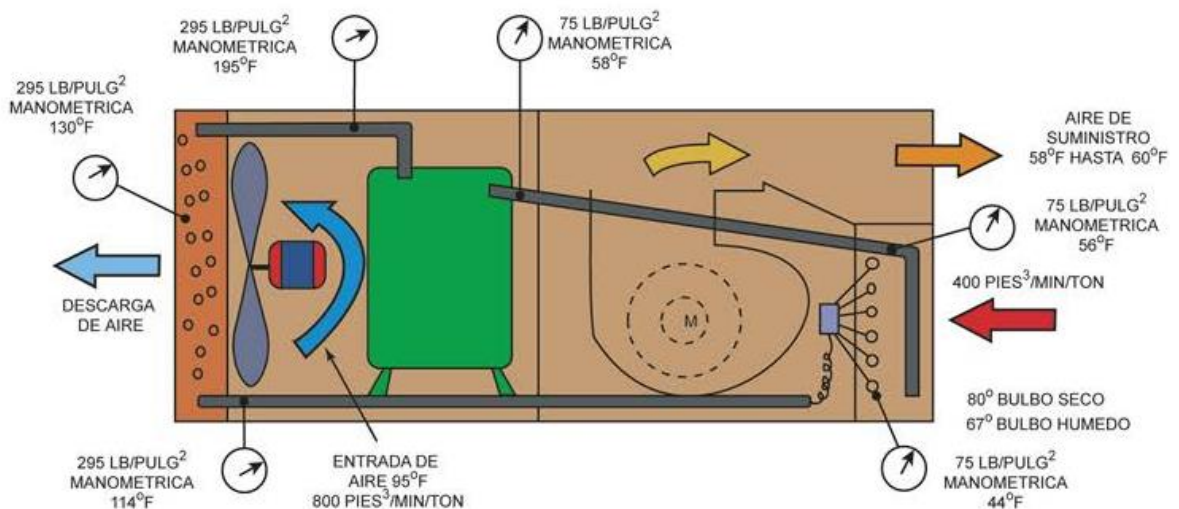


Fig. 5.1 Unidad tipo paquete

## 5.2 CARACTERÍSTICAS DE UNIDAD PAQUETE

Aplicaciones:

Refrigeración y calefacción

Clasificación:

Con condensador enfriado por aire.

Capacidades:

De 1 a 120 T.R.

Instalación:

Al exterior

Limitantes:

Instalación al exterior.

Drenaje de condensados canalizado.

Ambiente corrosivo.

Pequeñas caídas de presión.

Capacidad de disipación de calor sensible.

Capacidad de volumen de aire.

Selección:

Datos requeridos:

Condiciones del lugar, Altura sobre el nivel del mar.

Ganancias térmicas de calor sensible (TR), de calor latente (TR)

Perdidas térmicas.

Capacidad en Kcal/h (TR)

Datos eléctricos, tensión disponible (Bases de diseño).

Temperaturas: Temperatura exterior de diseño, bulbo seco, Tbs/Tbh entrada al serpentín,

Volumen del aire Pcm ( cfm) más presión estática externa (ductos, rejillas etc).

### 5.3 SELECCIÓN DE EQUIPO POR ANÁLISIS PSICROMÉTRICO

Para el siguiente proyecto debido a las condiciones y requerimientos del local, no habrá recirculación del aire.

A continuación se presenta los resultados obtenidos con el análisis psicrométrico.

Condiciones interiores

TBS= 22°C

Ø= 50 % (HUMEDAD RELATIVA).

La ganancia de calor quirófano 6 es:

RSH = 4,707 Kcal/hr

RLH = 355 Kcal/hr

OATH = 28,219 Kcal/h

La ganancia de calor quirófano 5 es:

RSH = 6,587 Kcal/hr

RLH = 355 Kcal/hr

OATH = 38,878 Kcal/h

Condiciones exteriores

TBS= 32.5°C

TBH= 24°C

Con los datos obtenidos, las capacidades del acondicionador serán

Quirofano 6 = RSH + RLH + OATH = 4,707 + 355 + 28,219 = 33,281 Kcal/hr

Quirofano 5 = RSH + RLH + OATH = 6,587 + 355 + 38,878 = 45,820 Kcal/hr

## **5.6 SELECCIÓN DE EQUIPO**

Con los cálculos anteriores se procede a seleccionar las unidades a utilizar

### **Para Quirófano 6**

Con 33,281 Kcal/h = 132,070 Btu/h seleccionamos una unidad tipo paquete MARCA YORK, MODELO XP150C00A2AAA30124A cumpliendo con las necesidades y condiciones requeridas para las exigencias del espacio climatizado. Características en anexo 28

### **Para Quirófano 5**

Con 45,840 Kcal/h = 181,828 Btu/h seleccionamos una unidad tipo paquete MARCA YORK, MODELO ZJ180N24A2AAA10124A cumpliendo con las necesidades y condiciones requeridas para las exigencias del espacio climatizado. Características en anexo 28

## **CAPITULO 6 INSTALACION, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE EQUIPO**

### **6.1 INSTALACIÓN DE EQUIPO**

#### **6.1.1 INSPECCIÓN DE LA UNIDAD**

Inmediatamente después de recibir la unidad, deberá ser inspeccionada por posibles daños que puedan haberse ocasionado durante el traslado. Si algún daño es evidente, deberá de ser notificado y registrado con el transportista. Una reclamación por escrito del agente transportista deberá de ser realizada en ese mismo momento.

#### **6.1.2 UBICACIONES Y TOLERANCIAS**

Las siguientes guías deberán ser usadas para seleccionar una ubicación apropiada para la instalación de la unidad.

- La unidad está diseñada solo para instalación en exterior.
- Los serpentines del condensador deberán de tener un suministro ilimitado de aire.
- Coloque la unidad de tal manera que el aire pueda circular libremente y no sea recirculado.
- Apropiado para la instalación en techo, tejados.
- Las estructuras de ubicación deberán ser capaces de soportar el peso de la unidad así como de sus accesorios.
- Mantenga la tolerancia del nivel a 1/2 pulgada a lo ancho y 2 pulgadas a lo largo.
- Para un adecuado acceso y flujo de aire, todos los lados de la unidad deben de estar a una distancia mínima igual al ancho de la unidad desde



cualquier pared u obstrucción. Es preferible que esta distancia se incremente tanto como sea posible.

- También asegurarse de dejar suficiente espacio para los servicios de mantenimiento de la unidad. Asegurarse de que todos los paneles puedan abrir libremente y que se cuente con el espacio suficiente para mover los equipos y herramientas de trabajo.

### **6.1.3 IZAMIENTO Y MANEJO**

El izamiento y manejo apropiado del equipo es mandatorio durante la descarga y colocación de la unidad a su ubicación para mantener las condiciones de la garantía.

- Todos los herrajes de levantamiento deberán ser usados para evitar el torcimiento y /o daños a la unidad.
- Deberá de tenerse cuidado para mantener a la unidad en posición vertical hacia arriba durante el izamiento para evitar daños soldaduras a prueba de agua del gabinete de la unidad.
- Evite los manejos rudos o innecesarios.
- Barras de izamiento y cables apropiados deberán de ser usados cuando se efectuó el izamiento. También es mandatorio que una persona con experiencia y confiable sea seleccionado para efectuar las maniobras de descarga y colocación final del equipo.
- La persona que efectuó la maniobra deberá ser prevenido de que la unidad contiene componentes internos y que debe ser manejada de manera vertical. Deberá tenerse cuidado para evitar torcimientos de la estructura del equipo.

En anexo 29 se muestra instalación del equipo

## 6.2 OPERACIÓN DE EQUIPO

### 6.2.1 VERIFICACIÓN DEL SISTEMA ANTES DEL ARRANQUE INICIAL (SIN ENERGÍA)

- Inspeccione la unidad por daños en el embarque y durante la instalación.
- Visualmente verifique por fugas de la tubería de refrigerante.
- El nivel de aceite del compresor deberá ser mantenido para que el nivel de aceite este visible en la mirilla. En este caso, el aceite deberá estar entre la  $\frac{1}{2}$  y  $\frac{3}{4}$  de la mirilla.
- Verifique el tablero de control para asegurar que esté libre de material extraño (alambres, rebabas metálicas, etc.)
- Visualmente inspeccione el alambrado de campo (energía y control).
- Verifique que las terminales estén apretadas en el interior del tablero de energía en ambos lados de los contactores, sobrecargas, fusibles y conexiones de energía.
- Verifique el tamaño del fusible en los circuitos principales.
- Verifique el alambrado de campo para el termostato.
- Los tornillos de resorte del aislador del abanico de abastecimiento, removidos.
- Verifique los valores de apriete del collarín de seguro y el balero en los abanicos de liberación y suministro
- Verifique el alineamiento del eje apropiado de los abanicos de liberación y suministro.
- Verifique la tensión apropiada de la banda del abanico de liberación y suministro.
- Las bandas deberán de ser verificadas después de 24 horas de la operación inicial.
- Gire manualmente las ruedas de abanico y del ventilador así como de los motores para asegurar la libertad de movimiento.

- Verifique la instalación de la trampa de desagüe de condensación apropiada. Llene las trampas con agua antes del arranque de la unidad
- Si es aplicable, verifique la instalación de los filtros de aire (refiérase a la sección de
- Instalación por tamaño y cantidad)
- Verifique los puntos de Ajuste del Eje de Frecuencia Variable para las unidades VAV y los abanicos de liberación de mando variable opcional.
- Verifique si está equipado con la válvula en la línea de succión, válvula en la línea de descarga, y válvula en la línea de líquido para cada sistema refrigerante.

## **6.2.2 VERIFICACIONES DE LA UNIDAD (ENERGÍA APLICADA)**

1. Aplique la energía trifásica y verifique su valor. El voltaje de desbalance no deberá de ser de más del 2 % del voltaje promedio.
2. Verifique los puntos de ajuste programados de las unidades.
3. Verifique la rotación apropiada del abanico, deberá de girar en dirección de la flecha del alojamiento del abanico.
4. Asegurase de la rotación apropiada del compresor. (Monitoree las presiones de succión y descarga del circuito de refrigerante respectivo mientras que el compresor se encuentre PRENDIDO.
5. Verifique nivel de aceite de compresor; (El nivel de aceite puede solo ser probado cuando el compresor esté operando en condiciones estabilizadas).

## **6.2.3 ARRANQUE INICIAL**

Después que todas las verificaciones precedentes hayan sido completadas, la unidad puede ser puesta en operación.

1. Coloque el interruptor de la unidad en el tablero de control a la posición de operar (RUN).
2. Con una demanda, el abanico de suministro ciclara a PRENDIDO, y permitirá la operación del compresor si el interruptor de presión que promociona el aire para el abanico de suministro ha cerrado.
3. El primer compresor arrancara. Después de varios minutos de operación, un flujo de refrigerante será observado en la mirilla, el vapor en la mirilla se eliminara.
4. Permita que el compresor opere durante un breve periodo estando listo para detenerlo de manera inmediata si cualquier ruido inusual o condición adversa se desarrolla.
5. Verifique los parámetros de operación del sistema. Haga esto al seleccionar las varias pantallas como presiones y temperaturas y comparando estas lecturas con las presiones y temperaturas tomadas con los indicadores de la unidad.
6. Con un amperímetro, verifique que cada fase de los abanicos del condensador, compresores, abanico de suministro, y abanico de liberación este dentro del rango enlistado en la placa de datos de la unidad.
7. Verificación de Sobrecalentamiento y Subenfriamiento
8. Verifique por fugas los compresores, conexiones y tubería para asegurar que no halla fugas.

### **6.3 FUNCIONAMIENTO, LIMPIEZA Y MANTENIMIENTO**

En anexo 30 se muestra la preparación para el funcionamiento, limpieza y mantenimiento de Equipos tipo paquete

## 6.4 MANTENIMIENTO Y SERVICIO

### 6.4.1 MANTENIMIENTO REGULAR

Además de la rutina de mantenimiento que usted realice, su sistema. Registre el modelo, producto y número de serie de su nuevo equipo de confort deberá ser revisado con regularidad por un técnico de en los espacios proporcionados abajo. Esta información, junto con servicio especializado. La inspección (preferentemente una vez al otra de primera referencia requerida abajo, será necesaria en el año, pero cuando menos cada dos años) deberá incluir lo siguiente:

Caso de que requiera información o servicio.

- Inspección de rutina para saber si el filtro (s) necesita ser limpiado o reemplazado.
- Inspección y limpieza de la rueda del soplador, caja y motor. El servicio deberá incluir una lubricación apropiada de estos componentes.
- Inspección, y si se requiere, limpieza del serpentín interior y serpentín exterior.
- Inspección de la charola de desagüe del serpentín interior, además de la línea de desagüe.

El servicio deberá incluir limpieza si es necesaria.

- Una revisión de todas las conexiones y alambrado eléctrico.
- Una revisión de conexiones físicas seguras de los componentes individuales dentro de las unidades.
- Revisión operacional del sistema para determinar su condición de rendimiento actual. Si es necesario hacer reparaciones o dar mantenimiento, este es el momento de hacerlo.

## 6.4.2 MANTENIMIENTO PERIÓDICO – MENSUAL

### ***Filtros***

Verifique la limpieza de los filtros y cambie o limpie como se requiera.

### ***Varillajes***

Examine el varillaje del operador y la compuerta para asegurar que cada uno esté libre y operando de una manera suave.

### ***Compresores***

Examine el nivel de aceite; puede ser solo probado cuando el compresor esté operando en condiciones estabilizadas. Además de revisar el nivel de contaminación en aceite mediante un análisis del mismo.

### ***Lubricación del Balero del Abanico***

Agregue grasa lentamente con la flecha girando hasta que una capa ligera se forme en los sellos.

### ***Serpentines del Condensador***

La suciedad no deberá ser permitida que se acumule en las superficies del serpentín del condensador. La limpieza deberá ser tan a menudo como sea necesario para mantener limpio al serpentín.

## 6.4.3 MANTENIMIENTO PERIÓDICO – TRES A SEIS MESES

### ***Lubricación del Balero del Motor***

Los baleros deberán de ser prelubricados periódicamente para asegurar una gran duración. El balero del motor deberá ser lubricado anualmente, pero

puede necesitar lubricación más a menudo, dependiendo de las condiciones severas de operación.

### ***Tensión de la Banda***

Ajuste la tensión de la banda si es necesario. Los datos de la tensión requerida de la banda son proporcionados en la placa de datos del patín, anexo al alojamiento del abanico. Nunca use compuestos en las bandas. Si las bandas patinan con la tensión apropiada, use un buen limpiador de bandas.

## **6.4.4 MANTENIMIENTO PERIÓDICO – ANUAL**

Verifique que las ruedas de abanico e inspeccione la charola de desagüe por sedimentos, y materiales extraños. Limpie si es necesario.

Observe la operación de todas las compuertas y efectúe cualquier ajuste que sea necesario en el varillaje, y la orientación del aspa para una operación apropiada.

### ***Inspección Completa de la Unidad***

Además de las verificaciones en listadas en esta sección, inspecciones periódicas en general de la unidad deberán de ser completadas para asegurar la operación apropiada del equipo.

Los artículos como material suelto, operación del componente, fugas de refrigerante, ruidos inusuales, etc. deberán de ser investigadas y corregidas de manera inmediata.

### ***Alineamiento de la Polea:***

Para verificar el alineamiento de la polea, use una regla recta o una pieza de cuerda puede ser usada. Si las poleas son alineadas de una manera

apropiada, la cuerda u regla recta tocan todos los puntos. Girando las poleas se determinara si está oscilando o la flecha de mando esta doblada.

El error en la alineación deberá de ser corregido para evitar la falla del balero y de la banda.

### ***Bandas***

Cuando las bandas sean nuevas, deberán de ser verificadas después de 24 horas de operación.

En poleas ajustables múltiples, la profundidad del paso deberá de ser verificada para asegurar una carrera de la banda igual, la transferencia de energía y desgaste. Una banda tensionada y alineada inapropiadamente puede acortar substancialmente la vida de la banda o sobrecargar al abanico y los baleros del motor, acortando su esperanza de vida. Una banda tensionada demasiado apretada puede sobrecargar la corriente del motor, ocasionando cortes molestos por las sobrecargas del motor /o falla de la flecha.

### ***Reemplazo del Filtro del Deshidratador***

El filtro /deshidratador deberá ser reemplazado cada vez que se trabaja en el circuito refrigerante.

### ***Baleros de la Flecha del Abanico***

Cuando remueva y cambie los baleros, tenga cuidado de asegurarse que el área donde los baleros ajusten en la flecha no se dañe o rayen. La flecha en esta área deberá de ser limpiada completamente antes que el balero sea removido y de nuevo antes que el nuevo sea instalado.



## **CAPÍTULO 7 ANÁLISIS DE COSTOS**

### **INTRODUCCIÓN**

El presente capítulo tiene como objetivo realizar un análisis detallado de los costos involucrados en el diseño, e instalación del sistema de ventilación y aire acondicionado para los quirófanos 5 y 6 del hospital Policlínico Roma del ISSS, este estudio permite estimar y distribuir los costos de la inversión del proyecto en términos unitarios y totales, y así determinar la cantidad de recursos económicos necesarios para el proyecto.

### **7.1 ANÁLISIS DE COSTOS**

Este análisis permite tener una estimación de la inversión total y los costos de operación, tratando de eliminar en lo posible, el realizar gastos excesivos e inútiles.

Los costos en términos generales, se clasifican en costos directos e indirectos, estos costos pueden tener una naturaleza fija, variable o mixta.

#### **7.1.1 COSTOS FIJOS**

Son aquellos en los que incurre el proyecto (impuestos prediales, intereses por créditos a largo plazo, sueldos administrativos, etc.). Dentro de los costos fijos es posible encontrar un flujo real efectivo del proyecto hacia terceros, también los llamados costos fijos imputados (intereses sobre capital propio y depreciaciones) que no representan egresos reales sino que se los utiliza como estimados para la evaluación (intereses sobre capital propio) o

simplemente como un estudio tributario (depreciaciones). Estos costos fijos se identifican con los costos indirectos.

### **7.1.2 COSTOS VARIABLES**

Son aquellos que fluctúan de acuerdo a la mayor o menor utilización de la capacidad instalada, o lo que es lo mismo, con el volumen de la producción. De esta definición se desprende el hecho de que si el proyecto no desarrolla su actividad productiva, el costo variable será igual a cero. La naturaleza de los costos variables se identifica con los costos directos.

### **7.1.3 COSTOS MIXTOS**

Son aquellos conformados por un componente fijo y otro variable (en términos de costo total) sea cual fuere el nivel de producción, y la otra variará en forma proporcional al nivel de utilización de la capacidad instalada.

## **7.2 COSTOS QUE FORMAN PARTE DE UN PROYECTO DE INVERSIÓN**

Los costos se originan en las acciones que se generan al ejercer el proyecto, como una unidad administrativa, a fin de desarrollar la gestión de producir y vender el producto.\

### **7.2.1 ACCIÓN DE PRODUCIR**

Se refleja numéricamente en los costos de producción; por lo que se debe incurrir en costos directos (mano de obra directa, materia prima y materiales directos) que agrupados conforman un costo variable.

A continuación se detalla los principales rubros que integran los gastos de producción:

Costos de Fabricación:

a) Costo Directo:

Materias primas y materiales directos.

Mano de obra directa.

b) Gastos de Fabricación:

Combustibles y Lubricantes

Repuestos

Mano de obra indirecta (técnicos, supervisores)

Depreciación (equipo, maquinaria)

Alquileres (Andamios, grúas)

## **7.2.2 ACCIÓN DE ADMINISTRAR**

Esta acción de administrar se hace presente a través de los denominados gastos de administración que son de naturaleza fija pues su cuantía no varía ostensiblemente con el aumento o disminución del nivel de producción, los siguientes son los principales rubros que integran los denominados gastos administrativos.

Gastos Administrativos:

Sueldos y salarios (Ejecutivos, personal auxiliar)

Representación

Útiles de oficina

Honorarios

Transporte (viajes, viáticos)

Relaciones Públicas

Amortización de gastos de organización

### 7.2.3 ACCIÓN DE FINANCIAR

Se manifiesta a través de los gastos financieros que se originan en las necesidades crediticias indispensables para el financiamiento del costo total del proyecto, este tipo de gastos tiene una característica de gasto fijo.

Los principales rubros que estructuran el costo financiero son:

Comisiones bancarias

Intereses a corto plazo

Intereses a largo plazo

### 7.3 CÁLCULO DE LOS COSTOS TOTALES DEL PROYECTO

#### 7.3.1 COSTOS DE FABRICACIÓN

##### 7.3.1.1 COSTOS DIRECTOS

###### a) Equipos de Aire acondicionado

<b>Cantidad</b>	<b>Equipos</b>	<b>Precio Unitario (\$)</b>
1	Tipo Paquete York 12.5 Ton, 230v, r410	18814
1	Tipo Paquete York 15 Ton, 230v, r410	20,939
	Total	39,753

###### b) Materias primas y materiales directos

Para calcular el número total de láminas galvanizado que se necesitan para el sistema tanto de inyección como de ventilación se procede a calcular la

dimensiones de los ductos a instalar, tomando en cuenta que cada lamina es de 3 x 1 yarda

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Precio Total</b>
30	Lámina Galvanizada calibre 26 3x1 yarda	\$16.00	\$480.00
80	Fibra de vidrio flexible (1 x 4 pies)	\$2.00	\$160.00
10	Angulo de Hierro 1½ x 1½ 6 mts	\$18.00	\$180.00
Total			\$820.00

Se ha tomado en cuenta un factor de seguridad del 15% debido a las pérdidas que se pueden producir en el proceso de fabricación de los ductos.

Es necesario colocar un revestimiento de lana de vidrio flexible en los ductos del sistema de inyección, este se coloca al interior o exterior, se utiliza en sistemas de transporte de ventilación y aire acondicionado debido a que se necesita disminuir la transferencia de calor del aire interior del ducto al medio ambiente, evitar la condensación de la humedad relativa del medio, y con esto evitar la corrosión del ducto metálico en los ductos del sistema de retorno esto no es necesario. La fibra de vidrio presenta las siguientes características.

**ESPECIFICACIONES:**

Dimensiones:

- 15.24 mts. x 1.22 mts. x 1 1/2" de espesor. (18,58 m<sup>2</sup>.)
- 30,48 mts. x 1,22 mts. x 1 1/2" de espesor. (37,16 m<sup>2</sup>).

Composición: Lana de vidrio en rollos de textura uniforme con barrera de vapor tipo FRK, foil de aluminio reforzado con hilos de vidrio y papel Kraff.

Referencia Térmica R: R=1.044 °C m<sup>2</sup>/w: 5.80 (Hr. °F ft<sup>2</sup>/Btu).

Conductividad Térmica: K= 0.039 w/m<sup>2</sup> °C a 24°C es decir 0.260 btu/hr. Ft<sup>2</sup> (°F/in) a 75°F.

Beneficios:

Garantiza la no condensación de la humedad relativa del aire sobre el ducto, evitando el proceso corrosivo de la lámina metálica, cuando el fluido del aire transportado tiene una temperatura inferior a la del medio ambiente; Eliminando así la posibilidad de llegar a la temperatura del punto de rocío.

c) Mano de obra directa

<b>Costo Mensual del Personal Tecnico</b>			
<b><i>Nombre del cargo</i></b>	<b><i>Numero de personas</i></b>	<b><i>Asignacion mensual</i></b>	<b><i>Total</i></b>
Tecnico en ventilacion	1	1000	1000
Electricista	1	400	400
Albañil	1	300	300
Hojalatero	1	400	400
Ayudante	2	250	500
Total mano de obra			2600

### **7.3.1.2 GASTOS DE FABRICACIÓN**

a) Repuestos

Repuestos = costo de equipo x 0.01 USD

$$= 37,629 \times 0.01$$

$$= 376.29$$

b) Mano de obra indirecta

<b>Costo Mensual del Personal Tecnico</b>			
<b><i>Nombre del cargo</i></b>	<b><i>Numero de personas</i></b>	<b><i>Asignacion mensual</i></b>	<b><i>Total</i></b>
Bodeguero	1	300	300
Vigilante	1	300	300
Total mano de obra			600

c) Útiles de aseo y seguridad

Costo = 30 usd

d) maquinaria y equipos

Elevador portátil = \$80/día

Se alquilara por 5 días

5 días =  $5 \times 80 = \$400$

### 7.3.2 GASTOS DE ADMINISTRACIÓN

#### 7.3.2.1 MANO DE OBRA ADMINISTRATIVA

<b>Personal Administrativo</b>			
<b><i>Nombre del cargo</i></b>	<b><i>Numero de personas</i></b>	<b><i>Asignacion mensual</i></b>	<b><i>Total</i></b>
Secretaria	1	400	400
Total mano de obra			400

#### 7.3.2.2 ÚTILES DE OFICINA

Costo = 50 USD

### 7.4 RESUMEN DE GASTOS

A continuación se presenta un resumen de todos los gastos involucrados en el desarrollo del proyecto en la tabla 7.1

Tabla 7.1 Costos del proyecto

COSTOS DEL PROYECTO			
	COSTOS DE FABRICACION	VALOR	SUBTOTAL
COSTOS DIRECTOS			
a	Equipos Tipo Paquete	39,753.00	43,173
	materias primas y materiales directos	820.00	
	mano de obra directa	2,600.00	
GASTOS DE FABRICACION			
b	repuestos	376.29	1,556.29
	útiles de aseo y seguridad	50.00	
	mano de obra indirecta	600.00	
	maquinaria, equipo	400.00	
	otros costos de fabricación	130.00	
GASTOS DE ADMINISTRACION			
c	sueldos y salarios	400.00	700.00
	útiles de oficina	50.00	
	agua, luz y comunicaciones	150.00	
	otros gastos de administración	100.00	
		TOTAL	45,429.29



## CONCLUSIONES

- El objeto de la presente tesis, fue concretar el procedimiento adecuado para el cálculo, selección, e instalación de un sistema de aire acondicionado, aplicado específicamente a un Quirófano. Aunque algunos conceptos pueden variar, dependiendo de las necesidades que se tengan, el procedimiento es aplicable a proyectos de otra naturaleza. Por lo que se puede considerar al presente trabajo de gran utilidad tanto en el aspecto teórico-académico como en el de aplicación.
- A través de este trabajo se explican los cálculos detallados basados en el manual de Carrier y no en ningún Software diseñados para cálculos de capacidad de los equipos de aire acondicionado, lo cual ha requerido más trabajo pero los cálculos han sido más exacto
- La información y bibliografía utilizada ha sido adecuada para dicho trabajo y actualizada a este tiempo
- Concluyendo, el aire acondicionado es un tema bastante amplio y que está en constante desarrollo, cada año salen nuevos equipos, productos, software; por eso es de vital importancia que el ingeniero mecánico se actualice continuamente para seguir siendo competitivo dentro del ramo.

## RECOMENDACIONES

- Para mantener un ambiente libre de bacterias en los quirófanos es necesario mantener temperatura y humedad antes señalada y evitar el crecimiento de estas, por ende los equipos deben funcionar 24 horas 365 días al año
- Debido a que los equipos de aire acondicionado funcionaran siempre es necesario que exista un respaldo en el suministro de energía y se recomienda una planta de emergencia de respaldo para dichos equipos
- En vista de que las maquinas no son 100% confiables, se recomienda tener un equipo de respaldo para dichos quirófanos en caso de fallos
- Verificar que la instalación y manipulación de los equipos, se haga por personal especializado conociendo las recomendaciones del fabricante, Es muy importante revisar el manual para evitar que trabajen a condiciones desfavorables, y se dé un mal funcionamiento de los mismos. Los equipos deben ser instalados en un sector que permita realizar fácilmente el respectivo mantenimiento preventivo y correctivo.
- Además de impartir entrenamiento a las personas encargadas del mantenimiento, sobre el manejo de los equipos en caso de que estos tengan que realizar alguna maniobra de los equipos.

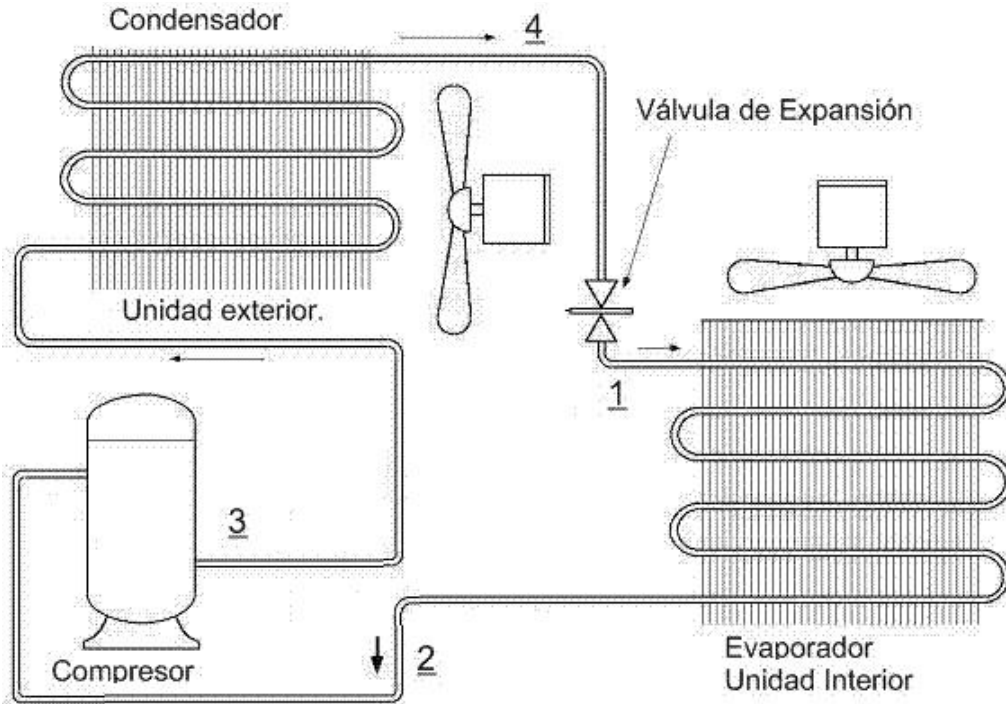
## BIBLIOGRAFIA

- **Carlos Roberto Ochoa Días y Roberto Platero López**, *Tesis: Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado, Aplicado a un Edificio de varios pisos en El Salvador*, Tomo 1, San Salvador, El Salvador, 1976
- **McGraw Hill Book Company**, *Carrier Handbook of Air Conditioning System Design*, 1 Edition, New York
- **Hurtado, M. Juan y otros**, *Calidad de aire en Centros Hospitalarios Metodología de Auditoría*, Distrito Federal, Mexico
- **Asociación Española de Normalización y Certificación**, *UNE 100713:2005 Instalaciones de acondicionamiento de aire en hospitales*. C. Génova, Madrid, España, 2005
- **Asociación Española de Normalización y Certificación**, *EN-ISO 14644-1:2000 Salas limpias y locales controlados* C. Génova, Madrid, España, 2000
- **Asociación Española de Normalización y Certificación**, *UNE-EN 13779:2008 Ventilación de edificios no residenciales*, C. Génova, Madrid, España, 2008
- **American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Atlanta ASHRAE**, *HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics*. 2 edition, United States of America, 2003
- **Johnson Control Unitary Products**, *Heating and Air Conditioning York, Technical Guide Predator*, U.S.A. 2009
- **Ingersoll-Rand plc**, *Air Conditioning Manual TRANE*, North Carolina, U.S.A.
- **Greenheck Fan Corp**, *Catalogo Greenheck Ventiladores Centrífugos para techo, modelos G y GB* U.S.A.
- **Ministerio del Medio Ambiente y Recursos Naturles**, *Clima en El Salvador, Metereologia* en <http://www.snet.gob.sv/ver/meteorologia> visitado en 2014

## ANEXOS

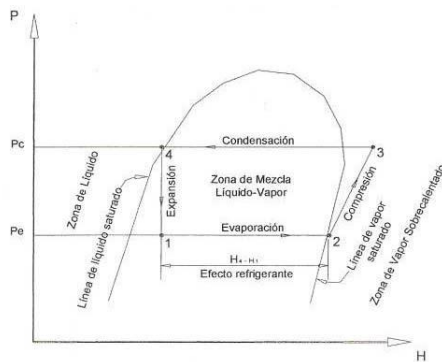
### ANEXO 1

Diagrama de flujo de los componentes del sistema.



**Fig Anexo 1.1 Ubicación de las partes principales del sistema de refrigeración**

Proceso de condensación y reciclado total de la sustancia de trabajo.



1-2 Evaporador.

2-3 Compresor.

3-4 Condensador.

4-1 Válvula de expansión

**Fig Anexo 1.2 Diagrama Presión (P)- Entalpía (h)**

## ANEXO 2

Tabla Anexo 2 tipos de locales, su clasificación y caudales de aire de ventilación indicados por la norma UNE 100713:2005

Area hospitalaria	UNE 100713:2005		ASHRAE		recirculacion		otros
	Clasificación	caudal	presion	renovacion	renovacion	todo	
Otrofanos y areas criticas							
Quirófanos clase A y B	I	Ver tabla 7	positiva	5	25		UNE-EN ISO 14644-1
Sala de partos	I	15	positiva	5	25		
Sala de reanimación	II	15		2	6		
Cuidados intensivos	II	30		2	6		
Neonatos	II	15		2	6		
Urgencias traumatología			positiva	3	15		
Endoscopia digestiva	I	30	negativa	2	6		
Broncoscopia	I	30	negativa	2	12	si	
Sala de urgencias	II	30	negativa	2	12	si	
Sala de criba			negativa	2	12	si	
Sala de espera radiología			negativa	2	12	si	
Sala de procedimientos hospitalización			positiva	3	15		
Habitación hospitalización	II	15		2	6		
Baño habitación	II		negativa		10	si	
Habitación hematología, protección paciente	I	30	positiva	2	12		
Habitación aislamiento	II	10	negativa	2	12	si	
Antesala habitaciones aislamiento	II	10	negat/posi		10	si	Criterios CDC
Pasillos	II	15		2	2		
Diagnostico por imagen, Radioterapia, Medicina nuclear							
Radiología intervencionista hemodinámica			positiva	3	15		UNE-EN
Radiología convencional	II	15			6		
Cuarto oscuro /sala revelar			negativa		10	si	
Sala de exploración. Despacho de visita					6		
Sala de tratamiento					6		
Esterilización central							
Sala de equipos de esterilización.	II		negativa		10	si	
Sala de limpieza-descontaminación	II		negativa	2	6	si	
Sala estéril. Óxido de etileno	II		negativa		10	si	
Sala limpia	I		positiva	2	4		
Almacén material estéril	II		positiva	2	4		
Laboratorios							
Bioquímica	II		positiva	2	6		NTP 373; La
Anatomi.a, patológica, Histología, Citología	II		negativa	2	6	si	ventilación
Microbiología	II		negativa	2	6	si	general en el

### ANEXO 3

ABREVIATURAS		SIMBOLOS	
ADP	Punto de rocío del aparato	$m^3/h_{da}$	Capacidad de aire (gasto o caudal) desviado de la batería o del lavador
BF	Factor de bypass	$m^3/h_{da}$	Capacidad de aire tratado
BF (OALH)	Ganancias latentes por el aire exterior desviado	$m^3/h_{oa}$	Capacidad de aire exterior
BF (OASH)	Ganancias sensibles por el aire exterior desviado	$m^3/h_{ra}$	Capacidad de aire realimentado
BF (OATH)	Ganancias totales por el aire exterior desviado	$m^3/h_{ea}$	Capacidad de aire insuflado o impulsado
db	Termómetro seco (bulbo seco)	$h$	Entalpía
dp	Punto de rocío	$h_{adp}$	Entalpía correspondiente al ADP
		$h_{oa}$	Entalpía correspondiente a la temperatura equivalente de superficie
		$h_{oa}$	Entalpía del aire a la entrada
		$h_{ia}$	Entalpía a la salida
ERLH	Ganancias latentes efectivas del local	$h_m$	Entalpía de la mezcla de aire exterior + aire realimentado
ERSH	Ganancias sensibles efectivas del local	$h_{oa}$	Entalpía del aire exterior
ERTH	Ganancias totales efectivas del local	$h_{rm}$	Entalpía del aire del local
ESHF	SHF efectivo	$h_{ea}$	Entalpía del aire insuflado
		$t$	Temperatura
GSHF	SHF total	$t_{adp}$	Temperatura correspondiente al ADP
GTH	Ganancias totales de calor	$t_{oab}$	Temperatura seca a la entrada
GTHS	Ganancias suplementarias totales	$t_{oa}$	Temperatura equivalente de superficie
		$t_{ew}$	Temperatura del agua a la entrada
		$t_{ewb}$	Temperatura húmeda a la entrada
OALH	Ganancias latentes por el aire exterior	$t_{iab}$	Temperatura seca a la salida
OASH	Ganancias sensibles por el aire exterior	$t_{iw}$	Temperatura del agua a la salida
OATH	Ganancias totales por el aire exterior	$t_{iwb}$	Temperatura húmeda del aire a la salida
		$t_m$	Temperatura seca de la mezcla del aire exterior + aire realimentado
		$t_{oa}$	Temperatura seca del aire exterior
RLH	Ganancias latentes del local	$t_{rm}$	Temperatura seca del aire del local
RLHS	Ganancias latentes suplementarias	$t_{sa}$	Temperatura seca del aire insuflado
RSH	Ganancias sensibles del local	$W$	Humedad específica
RSHF	SHF del local	$W_{adp}$	Humedad específica correspondiente al ADP
RSHS	Ganancias sensibles suplementarias	$W_{oa}$	Humedad específica del aire a la entrada
RTH	Ganancias totales del local	$W_{ea}$	Humedad específica correspondiente a la temperatura equivalente de superficie
SHF	Factor de calor sensible (Sensible Heat Factor)	$W_{ia}$	Humedad específica del aire a la salida
		$W_m$	Humedad específica de la mezcla del aire exterior + aire realimentado
TLH	Ganancias latentes totales	$W_{oa}$	Humedad específica del aire exterior
TSH	Ganancias sensibles totales	$W_{rm}$	Humedad específica del aire del local
wb.	Termómetro húmedo (bulbo húmedo)	$W_{ea}$	Humedad específica del aire insuflado

**ANEXO 4**

**Tabla Anexo 4 reacción solar sobre vidrio a 10° y 20° latitud norte**

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

**10°**

**10°**

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR								
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época										
21 Junio	N	51	119	<u>135</u>	122	119	116	111	116	119	122	<u>135</u>	119	5	22 Diciembre	S										
	NE	149	355	<u>414</u>	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5		SE										
	E	146	363	<u>420</u>	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5		E										
	SE	48	132	<u>149</u>	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5		NE										
	SO	5	21	<u>29</u>	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5		NO										
22 Julio y Mayo	O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	<u>420</u>	<u>363</u>	146	21 Noviembre	O										
	NO	5	21	21	35	38	38	48	75	176	287	<u>414</u>	<u>355</u>	149		SO										
	Horizontal	10	119	<u>290</u>	<u>450</u>	<u>556</u>	<u>631</u>	<u>659</u>	<u>631</u>	<u>556</u>	<u>450</u>	<u>290</u>	<u>119</u>	10		Horizontal										
	N	13	92	<u>105</u>	94	89	84	81	84	89	94	<u>105</u>	92	13		S										
	NE	113	344	<u>401</u>	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2		SE										
24 Agosto y Abril	E	135	366	<u>428</u>	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2	E											
	SE	70	154	<u>179</u>	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2	NE											
	S	2	19	<u>29</u>	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N											
	SO	2	19	<u>29</u>	35	38	38	38	38	86	151	<u>179</u>	<u>154</u>	70	NO											
	Horizontal	2	19	<u>29</u>	35	38	38	116	265	385	<u>428</u>	<u>364</u>	<u>135</u>	8	Horizontal											
22 Septiembre y Marzo	N	2	40	<u>43</u>	40	40	38	38	38	40	40	<u>43</u>	40	2	21 Febrero y Octubre	S										
	NE	46	306	<u>352</u>	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2		SE										
	E	67	374	<u>442</u>	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2		E										
	SE	48	214	<u>254</u>	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2		NE										
	SO	2	19	<u>29</u>	35	38	38	38	38	162	230	<u>254</u>	<u>214</u>	48		N										
22 Junio y Agosto	O	2	19	<u>29</u>	35	38	38	124	282	404	<u>442</u>	<u>374</u>	67	22 Febrero y Agosto	O											
	NO	2	19	<u>29</u>	35	38	38	92	217	301	<u>352</u>	<u>306</u>	46		SO											
	Horizontal	5	103	<u>284</u>	<u>452</u>	<u>577</u>	<u>656</u>	<u>678</u>	<u>656</u>	<u>577</u>	<u>452</u>	<u>284</u>	<u>103</u>		5	Horizontal										
	N	2	16	<u>29</u>	35	38	38	38	38	38	35	29	16		2	S										
	NE	2	241	<u>279</u>	217	122	46	38	38	38	35	29	16		2	SE										
23 Octubre y Febrero	E	2	352	<u>444</u>	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2	E											
	SE	2	263	<u>344</u>	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2	NE											
	S	2	16	<u>35</u>	51	65	73	75	73	65	51	35	16	2	N											
	SO	2	16	<u>29</u>	35	38	38	57	151	254	330	<u>344</u>	<u>263</u>	2	NO											
	Horizontal	2	16	<u>29</u>	35	38	38	127	287	409	<u>444</u>	<u>352</u>	2	Horizontal												
21 Noviembre y Enero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	21 Junio	S										
	NE	0	157	<u>179</u>	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0		SE										
	E	0	320	<u>420</u>	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0		E										
	SE	0	279	<u>398</u>	<u>404</u>	<u>333</u>	<u>219</u>	<u>124</u>	<u>48</u>	38	35	27	13	0		NE										
	SO	0	48	<u>108</u>	<u>149</u>	<u>176</u>	<u>192</u>	<u>198</u>	192	176	149	<u>108</u>	<u>48</u>	0		N										
22 Diciembre	O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	<u>393</u>	<u>420</u>	<u>320</u>	0	23 Julio	O										
	NO	0	13	27	35	38	38	38	75	119	<u>179</u>	<u>157</u>	0	SO												
	Horizontal	0	59	<u>230</u>	<u>377</u>	<u>523</u>	<u>596</u>	<u>623</u>	<u>596</u>	<u>523</u>	<u>377</u>	<u>230</u>	<u>59</u>	0		Horizontal										
	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0		S										
	NE	0	73	<u>100</u>	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE										
21 Junio	E	0	268	<u>387</u>	<u>358</u>	252	105	38	38	38	35	32	24	10	0	E										
	SE	0	268	<u>414</u>	<u>436</u>	396	295	189	84	46	32	24	10	0	NE											
	S	0	94	<u>176</u>	<u>246</u>	<u>260</u>	<u>282</u>	<u>282</u>	260	246	<u>176</u>	<u>94</u>	0	0	N											
	SO	0	10	24	32	46	84	<u>189</u>	<u>295</u>	<u>396</u>	<u>436</u>	<u>414</u>	<u>298</u>	0	NO											
	Horizontal	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	<u>387</u>	<u>268</u>	0	Horizontal											
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15% máx.					Altitud + 0,7% por 300 m					Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14% por 10° C					Punto de rocío superior a 19,5° C + 14% por 10° C					Latitud sur Dic. o enero + 7%				

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)  
kcal/h × (m<sup>2</sup> de abertura)

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	22 Diciembre	
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE		
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E		
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	NE		
S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	N			
SO	8	24	32	38	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75	NO		
O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	O			
Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	SO			
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	146	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE		
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E		
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE		
S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N			
SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	NO			
O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	O			
Horizontal	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO			
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	SE		
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	E		
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	NE		
S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5	N			
SO	5	19	29	35	38	38	38	54	149	265	292	306	241	78	NO		
O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	O			
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	SO			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE		
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	E		
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE		
S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	N			
SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	NO			
O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	O			
Horizontal	0	16	29	35	38	38	38	59	160	235	225	0	0	SO			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE		
S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	N			
SO	0	10	24	32	35	38	40	111	227	322	404	433	396	246	NO		
O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	O			
Horizontal	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE		
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E		
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE		
S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	N			
SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	NO			
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	O			
Horizontal	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0	SO			
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio	
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE		
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	35	32	29	19	5	0		E
	SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE		
S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	N			
SO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0	NO			
O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	O			
Horizontal	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0	SO			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C				Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C		Latitud sur Dic. o enero + 7 %		

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales



## ANEXO 5

Tabla anexo 5 Correcciones en las condiciones del proyecto

**TABLA 3. CORRECCIONES EN LAS CONDICIONES DE PROYECTO EN FUNCIÓN DEL MES CONSIDERADO**  
(Para el cálculo de la carga de refrigeración)

INTERVALO DE VARIACIÓN ANUAL DE TEMPERATURA (°C)*	TEMPERATURA SECA O HÚMEDA (°C)	MES											
		Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre			
65	Seca	-19,0	-12,0	-6,1	-2,5	0	0	-4,9	-12,2	-22,0			
	Húmeda	-11,1	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	2,0	5,9	-13,0			
60	Seca	-16,5	-11,0	-6,1	-2,1	0	0	-3,6	9,3	-16,5			
	Húmeda	-8,3	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	1,7	4,4	-8,9			
55	Seca	-16,0	-10,5	-6,0	-1,8	0	0	-3,6	-9,0	-15,0			
	Húmeda	-7,8	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	1,7	4,4	-7,8			
50	Seca	-16,0	-10,5	-5,0	-1,8	0	0	-3,6	-9,0	-14,5			
	Húmeda	-7,8	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	1,7	4,4	-7,8			
45	Seca	-14,0	-9,2	-4,5	-1,8	0	0	-3,6	-6,9	-11,5			
	Húmeda	-7,3	-5,1	-2,8	-1,1	0	0	1,1	3,4	-6,4			
40	Seca	-7,8	-5,5	-2,5	-0,5	0	0	-2,5	-4,1	-8,2			
	Húmeda	-3,9	-2,7	-2,3	0	0	0	0,5	2,3	-3,9			
35	Seca	-5,5	-4,0	-1,7	-0,5	0	0	-1,1	-3,0	-6,2			
	Húmeda	-2,4	-1,8	-1,1	0	0	0	0,5	1,9	-3,0			
30	Seca	-3,7	-2,8	-1,7	-0,5	0	0	-1,1	-2,5	-4,5			
	Húmeda	-1,9	-1,2	-0,8	0	0	0	0,5	1,4	-2,4			
25	Seca	-1,5	-1,1	-1,0	-0,5	0	0	-1,1	-1,9	-3,2			
	Húmeda	-1,3	-1,0	-0,4	0	0	0	0,5	1,0	-1,2			

\* La oscilación anual de temperaturas es la diferencia entre temperaturas secas de proyecto normales en invierno y verano (Tabla 1).  
Ecuación : Temperatura de ambiente exterior de proyecto = Temperatura del ambiente exterior de la Tabla 1 + correcciones de la Tabla 3.

# ANEXO 6

Tabla Anexo 6 diferencia equivalente de temperatura

TABLA 19. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Muros soleados o en sombra\*

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

ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA												TARDE										MAÑANA		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	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	
	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	8,3	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	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	2,8	2,8		
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0	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	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7	
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,1	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,9	
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	7,8	6,7	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,9	3,9	
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5	
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	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	8,9	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	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	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7	
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	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	8,3	10,0	10,6	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	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7		
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2	
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	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	2,2	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	2,8	
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
N (en la sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	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	
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1		
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	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																								

Ecuación: Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 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 tablas 21 a 25. Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

# ANEXO 7

Tabla anexo 7 Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura


TABLA 20 A. CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)

temperatura exterior a los 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				
+ 8	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8				
+ 4	-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				
0	-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				
+ 2	-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				
+ 6	-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				
+ 10	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				
+ 14	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				
+ 18	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				
+ 22	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	1,6				
+ 16	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				
+ 12	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				
+ 8	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				
+ 4	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				
-12	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				

# ANEXO 8

## Tabla anexo 8 formulario de cálculo

HOJA \_\_\_\_\_  
 PREPARADO POR \_\_\_\_\_ OFICINA \_\_\_\_\_  
 CLIENTE \_\_\_\_\_  
 LOCALIDAD \_\_\_\_\_



FECHA \_\_\_\_\_  
 PROY. N.º \_\_\_\_\_ INSTAL. N.º \_\_\_\_\_  
 APROBADO \_\_\_\_\_

ESPACIO USADO PARA				CALCULADO PARA							
DIMENSIONES LOCAL				HORA LOCAL		HORA LOCAL					
m x		m =		CARGA MAX.		HORA LOCAL					
m² x		m =		HORA SOLAR		HORA SOLAR					
CONCEPTO	ÁREA O SUPERFICIE	GANANCIA SOLAR O DIF. TEMP.	FACTOR	Kcal/h							
<b>GANANCIA SOLAR - CRISTAL</b>											
CRISTAL	m² x	x		<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">16</span> <span style="font-size: 2em;">9</span> </div>							
CRISTAL	m² x	x									
CRISTAL	m² x	x									
CRISTAL	m² x	x									
CLARABOYA	m² x	x									
<b>GANAN. SOLAR Y TRANS. - PAREDES Y TECHO</b>											
PARED	m² x	x		<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">15</span> </div>							
PARED	m² x	x									
PARED	m² x	x									
PARED	m² x	x									
TEJADO-SOL	m² x	x									
TEJADO-SOMBRA	m² x	x		<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">8</span> </div>							
<b>GANAN. TRANS. - EXCEP. PAREDES Y TECHO</b>											
TOTAL CRISTAL	m² x	x									
TABIQUE	m² x	x									
TECHO	m² x	x									
SUELO	m² x	x		<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">10</span> </div>							
INFILTRA.	m³/h x	x	0,3								
<b>CALOR INTERNO</b>											
PERSONAS	PERSONAS	x									
POTENCIAS	CV ó KW	x									
LUCES	WATTS x 0,86	x		<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">12</span> </div>							
APLICACIONES ETC.		x									
GANANCIAS ADICIONALES		x									
SUB-TOTAL											
ALMACENAJE	m² x	x (-)									
SUB-TOTAL				<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">13</span> </div>							
FACTOR DE SEGURIDAD	%										
<b>CALOR SENSIBLE LOCAL</b>											
GANANCIA CALOR CONDUC. IMP.	PERDIDA POR ESCAP. Y FUGAS	VENTILADOR									
AIRE EXTERIOR	m³/h x	°C x	(11) BF x 0,3					<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">14</span> </div>			
<b>CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL</b>											
<b>CALOR LATENTE</b>											
INFILTRACIÓN	m³/h x										
PERSONAS	PERSONAS	x									
VAPOR	KG/h x	600		<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">1</span> </div>							
APLICACIONES ETC.											
GANANCIAS ADICIONALES											
DIFUSIÓN VAPOR	m² x	GR/KG x									
SUB-TOTAL											
FACTOR DE SEGURIDAD	%			<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">2</span> </div>							
<b>CALOR LATENTE LOCAL</b>											
PERDIDA FILTRACIÓN CONDUC. IMPUL.	%										
AIRE EXTERIOR	m³/h x	GR/KG x	(11) BF x 0,72								
<b>CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL</b>											
<b>CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL</b>								<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">3</span> </div>			
<b>CALOR AIRE EXTERIOR</b>											
SENSIBLE	m³/h x	°C x (1 - (11) BF) x	0,3								
LATENTE	m³/h x	GR/KG x (1 - (11) BF) x	0,72								
SUB-TOTAL				<div style="text-align: center;"> <span style="font-size: 2em;">4</span> </div>							
GANANCIA CALOR COND. RET.	GANANCIA POR FUGAS	BOMBA DESHU. Y PER. TUBO									
% + COND. RET.	% + C.V.	% + PER. TUBO	%								
SUB-TOTAL											
<b>GRAN CALOR TOTAL</b>											

HORAS DE FUNCIONAMIENTO		CONDICIONES		BS		BH		% HR		T. R.		GR/KG	
EXTERIORES													
INTERIOR													
DIFERENCIA		x x x		x x x		x x x		x x x		x x x			

AIRE EXTERIOR			
VENTILACIÓN	PERS. x	m³/h PERS. =	
	m² x	m³/h m² =	
m³/h VENTILACIÓN			
INFILTRACIONES	OSCILAN. PUERTAS GIRATOR.	PERS. x	m³/h PERS. =
	PUERTAS ABIER.	PUER. x	m³/h m² =
	EXTRACTOR		
	RENDIJAS	m x	m³/h m =
m³/h INFILTRACION			
m³/h AIRE EXTERIOR			

A. D. P.	
SHFE	SHF = (3) EFECTIVO = (7) EFECTIVO SENS LOCAL = EFECTIVO TOTAL LOCAL =
ADP	ADP INDICADO = °C ADP SELECCIONADO = °C
<b>CANTIDAD DE AIRE DESHUMIDIFICADO</b>	
Δ t	(1 - (11) BF) x (°C) (1) - (14) ADP = °C
m³/h	(1) EFEC. SENSIBLE LOCAL = °C Δ t = m³/h AD
Δ t	0,3 x (15) °C Δ t
SALIDA	(1) SENSIBLE LOCAL = °C (LOC. - SALIDA AIRE) * 0,3 x (15) m³/h TRATADOS
<b>CANTIDAD DE AIRE SUMINISTRADO</b>	
m³/h SUMINISTRADO	(1) SENSIBLE LOCAL = °C Δ t = m³/h AS
m³/h BIPASADO	(14) m³/h AS - (15) m³/h AD = m³/h AS

CONDICIONES ENT. & SALIDA DEL APARATO			
BSE	T <sub>LOC</sub> °C + (15) m³/h AE	T <sub>AE</sub> °C = T <sub>LOC</sub> °C = T <sub>BSE</sub> °C	
BSS	T <sub>ADP</sub> °C + (11) BF x T <sub>BSE</sub> °C = T <sub>ADP</sub> °C = T <sub>BSS</sub> °C		
DEL GRÁFICO PSICOMÉTRICO: T <sub>BHE</sub> °C, T <sub>BHS</sub> °C			

### NOTAS

\* SI ESTE Δ t ES DEMASIADO ALTO, DETERMINEN LOS m³/h SUMINISTRADOS POR LA DIFERENCIA DESEADA, POR LA FORMA DE LA CANTIDAD DE AIRE IMPULSADO.

† CUANDO SE BIPASE UNA MEZCLA DE AIRE EXTERIOR Y RETORNADO, USAR m³/h SUMINISTRADO.

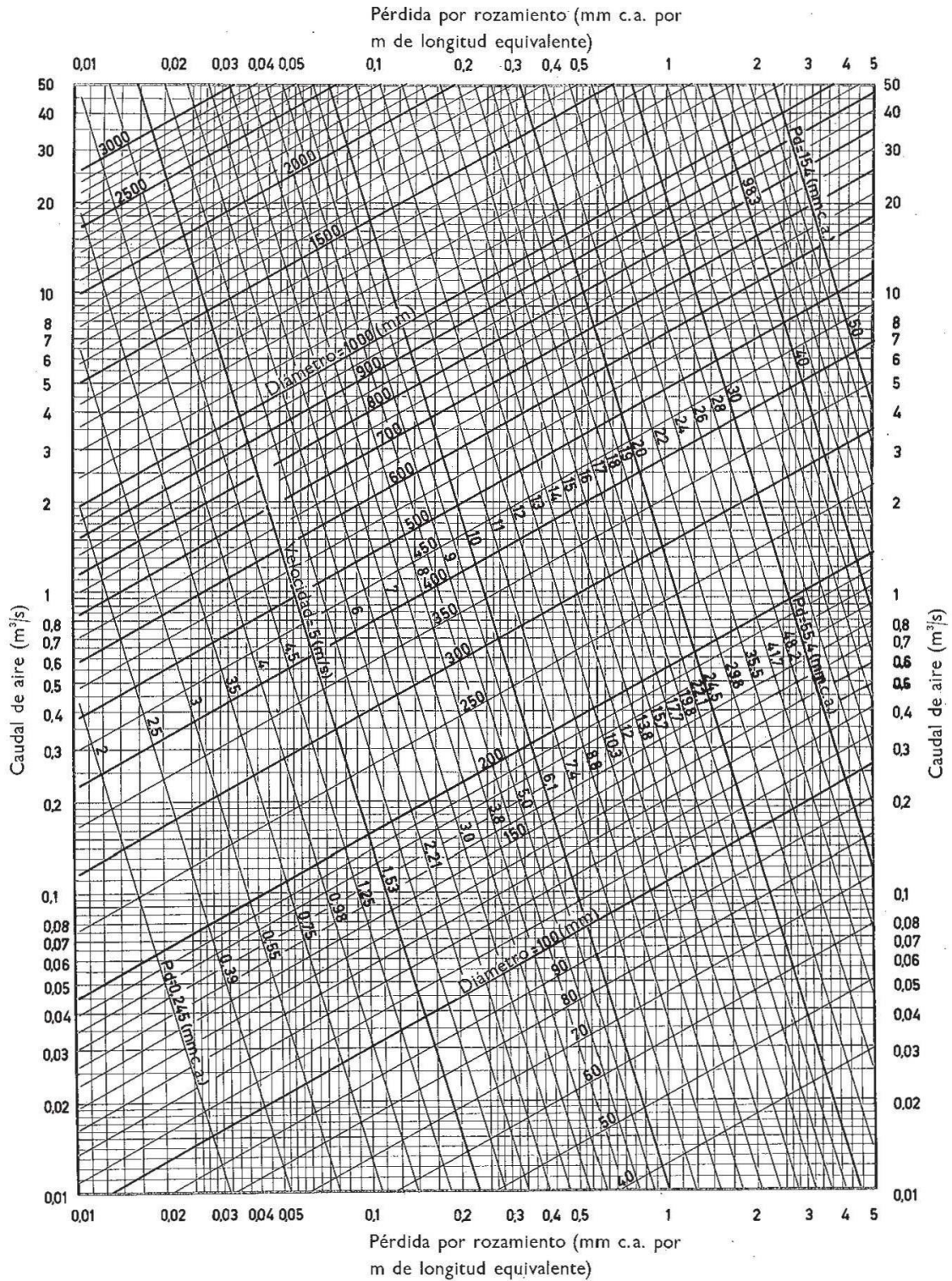
CUANDO SE BIPASE SOLO AIRE DE RETORNO, USAR m³/h DESHUMIDIFICADO.

NOTA: El significado de los números rodeados por un círculo se explica en el apartado «Hoja de cálculo del balance térmico», de la página anterior

# ANEXO 9

## Grafico Anexo 7 perdida por rozamiento en conducto redondo

GRÁFICO 7. PÉRDIDA POR ROZAMIENTO EN CONDUCTO REDONDO



## ANEXO 10

### Tabla anexo 10 Resistencia térmica de materiales y de aislamiento

TABLA 34. RESISTENCIA TÉRMICA R – MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO  
(°C·m<sup>2</sup>·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m <sup>3</sup> )	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor considerado – x 10 <sup>-3</sup>
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN					
PANELES O PLACAS	Fibrocemento		1920	2,0	
	Yeso o cemento		800	7,3	
	Contraplacado		544	10,2	
	Madera		416	19,2	
	Fibra de madera. Homogénea o en chapas		496	16,1	
	Fibra de madera comprimida		1040	5,8	
	Madera. Pino o abeto		512	10,0	
PAPEL DE CONSTRUCCIÓN	Filtro permeable		-	-	12
	Filtro impermeable		-	-	24
	Enlucido plástico		-	-	Despreciable
MADERA	Arce, encina o especies duras		720	7,3	
	Pino, arce o especies blandas		512	10,1	
ELEMENTOS DE ALBAÑILERÍA	Ladrillo ordinario		1920	16,4	
	Ladrillo de paramento		2080	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	1216	-	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, poncè, etc.)	75	960	-	260
		100	832	-	308
		200	768	-	410
		300	688	-	415
Baldosas de yeso					
Maçizas	75	720	-	259	
4 alvéolos	75	560	-	277	
3 alvéolos	100	608	-	334	
Piedra calcárea o silícea		2400	0,64		

TABLA 34. RESISTENCIA TÉRMICA R – MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO (Cont.)  
(°C·m<sup>2</sup>·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m <sup>3</sup> )	RESISTENCIA R		
				Por m de espesor	Por el espesor considerado – × 10 <sup>-3</sup>	
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN						
HORMIGÓN	Mortero de cemento		1856	1,6		
	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, perlita		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		
	perlita		720	5,4		
	arena		1680	1,4		
	arena sobre entramado metálico		1680	1,4		
	arena sobre entramado de madera vermiculita		720	4,7	82	
MATERIALES PARA TECHUMBRES	Placas de fibrocemento		1920		43	
	Asfalto		1120		30	
	Baldosas de asfalto		1120		90	
	Revestimiento de terraza o azotea		1120	7,2		
	Tejas planas		3216		10	
	Metal en chapa			Despreciable		
	Madera en planchas		640		193	
MATERIALES DE REVESTIMIENTO (superficies planas)	Madera espesor sencillo				178	
	Madera espesor doble				244	
	Madera sobre panel aislante 10 mm				287	
	Fibrocemento 6 mm, con recubrimiento				43	
	Enlucido de asfalto				30	
	Baldosa de asfalto 12 mm				298	
	Planchas 25 × 200				112	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 13 × 200				166	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 20 × 250				215	
	Contraplacado con recubrimiento 10 mm				121	
	Vidrio de catedral				20	
	REVESTIMIENTO DEL SUELO	Losas de asfalto		1920	2,6	426
		Alfombra y almohadillado de caucho				252
Baldosas cerámicas				0,65		
Baldosas de corcho			400	17,9		
Fieltro					12,3	
Adobes				3,2		
Linóleo			1280	5,2		
Soporte de contraplacado			544	10,7		
Baldosas de caucho o plástico			1760	1,3		
Terrazolita			2240	0,65		
Soporte de madera			512	10,3		
Parquet de madera dura			720	7,4		

TABLA 34. RESISTENCIA TÉRMICA R – MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO (Cont.)  
(°C·m<sup>2</sup>·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m <sup>3</sup> )	RESISTENCIA R		
				Por m de espesor	Por el espesor considerado - × 10 <sup>-3</sup>	
<b>MATERIALES AISLANTES</b>						
COLCHÓN O ALMOHADILLADO	Fibra de algodón		13 - 32	31,0		
	Lana mineral fibrosa (de roca, escorias o vidrio)		24 - 64	29,8		
	Fibra de madera Fibra de madera con varias capas unidas con grapas y expandidas		53 - 58 24 - 32	32,2 29,8		
PANELES Y LOSAS	Fibra de vidrio		152	32,2		
	Fibra de madera o de caña Losas acústicas		358 240	19,5 23,0		
	Revestimiento interior (losas, entramado, pavimento)					
	Subtejado Impregnado o enlucido		320	21,2		
	Espuma de vidrio Panel de corcho (sin aglomerante)		144 104 - 128	20,1 29,8		
	Sedas de cerdo (aglutinante de asfalto) Espuma de plástico Virutas de madera (en paneles prefabricados)		136 26 352	24,2 27,8 14,7		
MATERIALES DE RELLENO	Papel macerado o pulpa		40 - 56	28,8		
	Fibra de madera (secuoya o pino)		32 - 56	26,8		
	Lana mineral (roca, escorias o vidrio)		32 - 80	26,8		
	Serrín o virutas de madera		128 - 240	17,9		
	Vermiculita expandida		112	16,8		
AISLAMIENTO PARA TECHUMBRES	Todos los tipos		250	22,8		
	Prefabricado para utilización en subtejado					
<b>AIRE</b>						
LÁMINA DE AIRE	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente (invierno)	20 - 100		174	
	»	» (verano)	20 - 100		160	
	»	descendente (invierno)	20		209	
	»	»	40		236	
	»	»	100		252	
	»	»	200		256	
	»	» (verano)	20		174	
	»	»	40		191	
	»	»	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	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente	—	—	125	
	inclinación 45°	»	—	—	127	
	vertical	horizontal	—	—	140	
	inclinación 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

\* Incluidas las capas eventuales de papel sobre una o dos caras. Si el aislamiento delimita una lámina de aire véase tabla 31.



# ANEXO 11

## Tablas anexo 11 ESHF de local

TABLA 65. ADP

CONDICIONES INTERIORES				ADP y ESHF																				
t <sub>db</sub>	H.R.	t <sub>wb</sub>	W																					
° C	%	° C	g/Kg																					
32	35	20,5	10,6	ESHF	1,00	0,95	0,89	0,84	0,77	0,73	0,70	0,68	0,66	0,64	ADP	14,6	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	6,0	4,0	2,0
	40	21,9	11,9	ESHF	1,00	0,93	0,84	0,79	0,73	0,68	0,65	0,63	0,62	0,61	ADP	16,7	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	8,0	6,0	4,0
	45	22,9	13,5	ESHF	1,00	0,92	0,82	0,76	0,70	0,65	0,62	0,59	0,57	0,56	ADP	18,6	18,0	17,0	16,0	15,0	13,0	11,0	8,0	6,0
	50	23,8	15,0	ESHF	1,00	0,94	0,82	0,74	0,64	0,59	0,57	0,55	0,54	0,53	ADP	20,3	20,0	19,0	18,0	16,0	14,0	12,0	10,0	8,0
	55	24,7	16,6	ESHF	1,00	0,91	0,83	0,72	0,61	0,56	0,53	0,51	0,50	0,49	ADP	21,9	21,5	21,0	20,0	18,0	16,0	14,0	12,0	10,0
	60	25,7	18,1	ESHF	1,00	0,90	0,76	0,66	0,59	0,53	0,49	0,48	0,48	0,47	ADP	23,3	23,0	22,0	21,0	20,0	18,0	16,0	14,0	12,0
	65	26,5	19,6	ESHF	1,00	0,82	0,66	0,59	0,53	0,50	0,46	0,44	0,43	0,42	ADP	24,6	24,0	23,0	22,0	21,0	20,0	18,0	16,0	14,0
32	70	27,1	21,2	ESHF	1,00	0,84	0,72	0,59	0,51	0,48	0,43	0,41	0,40	ADP	25,9	25,5	25,0	24,0	23,0	22,0	20,0	18,0	16,0	

CONDICIONES INTERIORES				ADP y ESHF																			
t <sub>db</sub>	H.R.	t <sub>wb</sub>	W																				
° C	%	° C	g/Kg																				
27	35	16,9	7,8	ESHF	1,00	0,95	0,93	0,88	0,84	0,81	0,81	0,77	0,73	ADP	10,2	9,5	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0
	40	18,0	9,0	ESHF	1,00	0,93	0,89	0,84	0,81	0,75	0,70	0,68	0,67	ADP	12,2	11,5	11,0	10,0	9,0	7,0	6,0	5,0	4,0
	45	18,8	10,1	ESHF	1,00	0,93	0,89	0,83	0,74	0,70	0,66	0,64	0,63	ADP	14,1	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	2,0	1,0
	50	19,6	11,1	ESHF	1,00	0,91	0,83	0,77	0,69	0,65	0,63	0,61	0,60	ADP	15,7	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	7,0	5,0	4,0
	55	20,3	12,3	ESHF	1,00	0,92	0,83	0,74	0,70	0,64	0,60	0,57	0,56	ADP	17,2	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	7,0	6,0
	60	21,0	13,5	ESHF	1,00	0,88	0,72	0,68	0,63	0,60	0,57	0,54	0,54	ADP	18,6	18,0	17,0	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	8,0
	65	21,9	14,5	ESHF	1,00	0,82	0,71	0,63	0,57	0,53	0,52	0,51	0,50	ADP	19,8	19,0	18,0	17,0	16,0	15,0	13,0	11,0	10,0
27	70	22,8	15,7	ESHF	1,00	0,84	0,79	0,74	0,58	0,53	0,51	0,48	ADP	21,0	20,5	20,0	19,0	18,0	17,0	16,0	14,0	13,0	

CONDICIONES INTERIORES				ADP y ESHF																			
t <sub>db</sub>	H.R.	t <sub>wb</sub>	W																				
° C	%	° C	g/Kg																				
30	35	19,0	9,3	ESHF	1,00	0,94	0,88	0,83	0,80	0,75	0,71	0,69	0,68	ADP	12,8	12,0	11,0	10,0	9,0	7,0	4,0	2,0	1,0
	40	20,1	10,5	ESHF	1,00	0,97	0,93	0,86	0,77	0,72	0,69	0,66	0,64	ADP	14,9	14,5	14,0	13,0	11,0	9,0	7,0	4,0	2,0
	45	21,1	12,0	ESHF	1,00	0,91	0,82	0,77	0,73	0,67	0,64	0,61	0,60	ADP	16,7	16,0	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	4,0
	50	22,0	13,3	ESHF	1,00	0,94	0,82	0,75	0,70	0,67	0,60	0,58	0,56	ADP	18,4	18,0	17,0	16,0	15,0	13,0	11,0	8,0	6,0
	55	22,9	14,7	ESHF	1,00	0,87	0,83	0,74	0,67	0,60	0,57	0,55	0,54	ADP	20,0	19,5	19,0	18,0	17,0	15,0	13,0	11,0	10,0
	60	23,9	16,1	ESHF	1,00	0,90	0,76	0,66	0,61	0,55	0,52	0,50	0,49	ADP	21,4	21,0	20,0	19,0	18,0	16,0	14,0	12,0	10,0
	65	24,9	17,4	ESHF	1,00	0,82	0,68	0,60	0,55	0,53	0,49	0,47	0,46	ADP	22,7	22,0	21,0	20,0	19,0	18,0	16,0	14,0	13,0
30	70	25,5	18,8	ESHF	1,00	0,84	0,72	0,61	0,54	0,50	0,47	0,44	0,43	ADP	23,9	23,5	23,0	22,0	21,0	20,0	19,0	17,0	16,0

CONDICIONES INTERIORES				ADP y ESHF																		
t <sub>db</sub>	H.R.	t <sub>wb</sub>	W																			
° C	%	° C	g/Kg																			
26° S	35	16,4	7,5	ESHF	1,00	0,96	0,91	0,86	0,83	0,79	0,76	0,74	ADP	9,7	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0
	40	17,5	8,7	ESHF	1,00	0,93	0,86	0,83	0,79	0,73	0,70	0,69	ADP	11,8	11,0	10,0	9,0	8,0	6,0	2,0	1,0	0,5
	45	18,4	9,7	ESHF	1,00	0,95	0,87	0,81	0,76	0,72	0,68	0,65	ADP	13,6	13,0	12,0	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	1,5
	50	19,2	10,8	ESHF	1,00	0,91	0,87	0,81	0,75	0,68	0,65	0,63	ADP	15,2	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	6,0	4,0
	55	19,9	11,9	ESHF	1,00	0,90	0,78	0,73	0,69	0,66	0,61	0,59	ADP	16,7	16,0	15,0	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	7,0
	60	20,6	13,0	ESHF	1,00	0,88	0,81	0,70	0,67	0,61	0,57	0,55	ADP	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	11,0	9,0	8,0
	65	21,4	14,1	ESHF	1,00	0,91	0,76	0,66	0,62	0,57	0,54	0,52	ADP	19,4	19,0	18,0	17,0	16,0	15,0	13,0	11,0	10,0
26° S	70	22,3	15,3	ESHF	1,00	0,82	0,67	0,60	0,55	0,53	0,50	0,49	ADP	20,6	20,0	19,0	18,0	17,0	16,0	15,0	14,0	13,0

CONDICIONES INTERIORES				ADP y ESHF																		
t <sub>db</sub>	H.R.	t <sub>wb</sub>	W																			
° C	%	° C	g/Kg																			
28	35	17,7	8,3	ESHF	1,00	0,95	0,91	0,88	0,84	0,78	0,75	0,72	ADP	11,1	10,5	10,0	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0
	40	18,8	9,5	ESHF	1,00	0,94	0,90	0,84	0,77	0,72	0,70	0,68	ADP	13,2	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	5,0	2,0	1,0
	45	19,6	10,6	ESHF	1,00	0,95	0,91	0,84	0,79	0,71	0,68	0,64	ADP	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	3,0
	50	20,3	11,8	ESHF	1,00	0,93	0,82	0,77	0,72	0,66	0,63	0,61	ADP	16,6	16,0	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	7,0	6,0
	55	21,2	13,0	ESHF	1,00	0,89	0,83	0,76	0,69	0,63	0,59	0,57	ADP	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	11,0	9,0	8,0
	60	22,0	14,3	ESHF	1,00	0,88	0,76	0,67	0,63	0,57	0,54	0,52	ADP	19,6	19,0	18,0	17,0	16,0	14,0	12,0	10,0	9,0
	65	22,9	15,6	ESHF	1,00	0,88	0,79	0,68	0,61	0,56	0,54	0,51	ADP	20,9	20,5	20,0	19,0	18,0	17,0	16,0	14,0	13,0
28	70	23,6	16,8	ESHF	1,00	0,82	0,72	0,61	0,55	0,52	0,49	0,46	ADP	22,1	21,5	21,0	20,0	19,0	18,0	17,0	15,0	14,0

CONDICIONES INTERIORES				ADP y ESHF																		
t <sub>db</sub>	H.R.	t <sub>wb</sub>	W																			
° C	%	° C	g/Kg																			
26	35	16,0	7,3	ESHF	1,00	0,95	0,93	0,86	0,84	0,80	0,77	0,74	ADP	9,3	8,5	8,0	7,0	6,0	4,0	2,0	1,0	0,5
	40	17,0	8,4	ESHF	1,00	0,93	0,89	0,85	0,78	0,74	0,72	0,71	ADP	11,3	10,5	10,0	9,0	7,0	5,0	3,0	2,0	1,0
	45	18,0	9,4	ESHF	1,00	0,91	0,82	0,79	0,73	0,70	0,67	0,66	ADP	13,0	12,0	11,0	10,0	8,0	6,0	4,0	2,0	1,0
	50	18,9	10,4	ESHF	1,00	0,93	0,84	0,78	0,74	0,68	0,65	0,64	ADP	14,7	14,0	13,0	12,0	11,0	9,0	7,0	6,0	5,0
	55	19,5	11,5	ESHF	1,00	0,90	0,84	0,78	0,72	0,65	0,62	0,59	ADP	16,2	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	7,0	6,0
	60	20,2	12,5	ESHF	1,00	0,90	0,79	0,70	0,66	0,63	0,61	0,57	ADP	17,5	17,0	16,0	15,0	14,0	13,0	12,0	10,0	9,0
	65	21,0	13,7	ESHF	1,00	0,82	0,73	0,64	0,59	0,57	0,53	0,52	ADP	18,9	18,0	17,0	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	9,0
26	70	21,9	14,8	ESHF	1,00	0,84	0,74	0,60	0,58	0,54	0,52	0,50	ADP	20,1	19,5	19,0	18,0	17,0	16,0	15,0	13,0	12,0



TABLA 65. ADP (Cont.)

Condiciones interiores				ADP y ESHF										
db	H.R.	wb	w											
°C	%C	g/Kg	g/Kg											
60	13,6	7,7	ESHF	1,00	0,92	0,88	0,83	0,80	0,70	0,68	0,67	0,64		
			ADP	10,1	9,5	9,0	8,5	8,0	6,0	4,0	2,0		-2,0	
65	14,2	8,4	ESHF	1,00	0,93	0,86	0,81	0,74	0,71	0,66	0,63	0,62		
			ADP	11,3	11,0	10,5	10,0	9,0	8,0	6,0	4,0		-7,0	
70	14,9	9,1	ESHF	1,00	0,89	0,82	0,76	0,69	0,66	0,61	0,59	0,58		
			ADP	12,5	12,0	11,5	11,0	10,0	9,0	7,0	5,0		-3,0	
75	15,5	9,9	ESHF	1,00	0,90	0,80	0,74	0,69	0,63	0,58	0,55	0,54		
			ADP	13,9	13,5	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0		-6,0	
80	15,9	10,4	ESHF	1,00	0,94	0,80	0,73	0,67	0,61	0,56	0,53	0,52		
			ADP	14,7	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	11,0	9,0		-7,0	
85	16,4	11,1	ESHF	1,00	0,91	0,71	0,64	0,60	0,54	0,51	0,49	0,49		
			ADP	15,7	15,5	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0		-8,0	
90	17,0	11,7	ESHF	1,00	0,73	0,60	0,54	0,51	0,49	0,47	0,46	0,45		
			ADP	16,5	16,0	15,5	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0		-11,0	
95	17,5	12,5	ESHF	1,00	0,54	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39				
			ADP	17,5	17,0	16,5	16,0	15,5	15,0	14,5				

Condiciones interiores				ADP y ESHF										
db	H.R.	wb	w											
°C	%C	g/Kg	g/Kg											
60	13,0	6,4	ESHF	1,00	0,90	0,86	0,83	0,80	0,77	0,73	0,70	0,69		
			ADP	7,2	6,5	6,0	5,5	5,0	4,0	2,0	0		-2,0	
65	13,5	6,9	ESHF	1,00	0,93	0,88	0,82	0,80	0,77	0,76	0,69	0,65		
			ADP	8,4	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	5,0	3,0		-1,0	
70	12,0	7,4	ESHF	1,00	0,92	0,84	0,80	0,77	0,73	0,65	0,64	0,63		
			ADP	9,5	9,0	8,5	8,0	7,5	7,0	6,0	2,0		-1,0	
75	12,5	8,0	ESHF	1,00	0,84	0,79	0,75	0,74	0,69	0,65	0,63	0,60		
			ADP	10,5	10,0	9,5	9,0	8,5	8,0	7,0	6,0		-3,0	
80	13,0	8,6	ESHF	1,00	0,80	0,75	0,67	0,65	0,63	0,60	0,57	0,55		
			ADP	11,6	11,0	10,5	10,0	9,5	9,0	8,0	6,0		-6,0	
85	13,5	9,1	ESHF	1,00	0,80	0,70	0,64	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52		
			ADP	12,5	12,0	11,5	11,0	10,5	10,0	9,0	8,0		-6,0	
90	14,0	9,5	ESHF	1,00	0,82	0,72	0,64	0,59	0,56	0,53	0,52	0,50		
			ADP	13,3	13,0	12,5	12,0	11,5	11,0	10,5	10,0		-8,0	
95	14,5	10,1	ESHF	1,00	0,80	0,60	0,54	0,50	0,49	0,47	0,46	0,45		
			ADP	14,2	14,0	13,5	13,0	12,5	12,0	11,5	11,0		-10,0	

**ANEXO 12**

Tabla anexo 12 humedades relativas del proyecto

Humedad relativa de proyecto (%)	Cantidad de agua (g/m <sup>3</sup> )	Humedad relativa del proyecto (%)	Cantidad de agua (g/m <sup>3</sup> )
85	2.9	65	3.45
80	3.0	60	3.70
75	3.1	55	3.90
70	3.2	50	4.15

### ANEXO 13

Tabla anexo 13 Valores usuales de los factores de bypass

Factor de bypass	Tipo de aplicacion	ejemplo
0.30 a 0.50	Balance térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
0.20 a 0.30	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño o algo mayor pero con pequeño SHF	Tiendas pequeñas, fabricas
0.10 a 0.20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes, bancos, fabrica
0.05 a 0.10	Ganancia sensible grandes o caudal de aire exterior grande	Tienda grandes, restaurantes, fabricas
0 a 0.10	Funcionamiento con aire fresco total	Hospital, quirófano, fabrica

## ANEXO 14.

Tabla anexo 14 máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo

TABLA 6. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE CRISTAL SENCILLO \*  
kcal/ (hora) (m<sup>2</sup>)

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACIÓN (LATITUD NORTE)									MES	LATITUD SUR
		N**	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	398	113	38	113	398	423	612	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	0°
	Julio y Mayo	130	414	412	141	38	141	412	414	631		
	Agosto y Abril	67	382	442	214	38	214	442	382	664		
	Sept. y Marzo	27	320	452	320	38	320	452	320	678		
	Oct. y Febrero	27	214	442	382	92	382	442	214	664		
	Nov. y Enero	27	141	412	414	181	414	412	141	631		
Diciembre	27	113	398	423	222	423	398	113	612			
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669		
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678		
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669		
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623		
	Nov. y Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569		
Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547			
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680		
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669		
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631		
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564		
	Nov. y Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488		
Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461			
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667		
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637		
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574		
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485		
	Nov. y Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393		
Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355			
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631		
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580		
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496		
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349		
	Nov. y Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279		
Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230			
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572		
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501		
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401		
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254		
	Nov. y Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143		
Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108			
		ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)										
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
Coefficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco × 1,0,85 ó 1,17	Limpidez - 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m		Punto de rocío superior a 19,5° C - 5 % por 4° C		Punto de rocío inferior a 19,5° C + 5 % por 14° 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 difundida, 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 almacenamiento 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.

# ANEXO 15

## Tabla anexo 15 factores de almacenamiento sobre carga termina

TABLA 7. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.

Con elementos de sombra interiores\*

Funcionamiento de 24 horas diarias, Temperatura interior constante\*\*

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m <sup>2</sup> de superficie)	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 más	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	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	0,20	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	0,36	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 más	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	0,19	0,16	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 más	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	0,06	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	0,05	0,04	0,04	0,03	
	150	0	0,30	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	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 más	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	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	
	150	0,10	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	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 más	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	0,50	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	0,86	0,79	0,60	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 más	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	0,66	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 más	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	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	0,06	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	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0	
N y sombra	750 y más	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	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	S y sombra
	500	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	
	150	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	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	

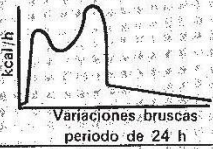
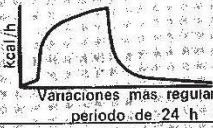

# ANEXO 16

## Tabla anexo 16 factores de almacenamiento o coeficiente de amortiguamiento

TABLA 13. FACTORES DE ALMACENAMIENTO O COEFICIENTES DE AMORTIGUAMIENTO, CON VARIACIÓN DE TEMPERATURA EN EL LOCAL

kcal/h (°C de variación) (m² de superficie de suelo)

NOTA: Esta reducción puede efectuarse únicamente a la hora punta o de máxima carga térmica

APLICACIÓN		* Peso por kg por m² de superficie de suelo	*** Superficies acristaladas (%)	DURACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO										
				24			16			12				
				Variación de la temperatura, °C										
Variación de la carga en función del tiempo	Tipo de edificio			1	2	3	1	2	3	1	2	3		
 <p>Variaciones bruscas periodo de 24 h</p>	Zona periférica para oficina salvo orientación Norte	750 y más	75	9,15	8,65	7,95	8,65	8,15	7,45	7,70	7,20	6,75		
		500	50	8,15	7,70	7,00	7,70	7,20	6,50	7,20	6,50	6,00	-	
		25	25	7,20	6,75	-	6,75	6,25	-	6,25	5,75	-	-	
		150	75	8,15	7,70	7,00	7,20	7,00	6,50	6,75	6,50	6,25	4,20	
			50	7,20	6,75	6,25	6,50	6,25	5,75	6,25	6,00	5,25	-	
			25	6,50	6,00	5,75	6,00	4,80	4,30	5,75	4,55	3,35	-	
		 <p>Variaciones más regulares periodo de 24 h</p>	Zona interior** Grandes almacenes Fábricas	750 y más	-	7,70	7,45	7,20	7,20	7,00	-	6,50	-	-
				500	-	6,75	6,60	6,50	6,25	6,15	6,00	6,00	5,75	-
				150	-	4,55	4,40	4,30	4,30	4,25	4,10	4,10	3,85	-
750 y más	75			8,90	8,40	6,75	-	-	-	-	-	-	-	
	50			7,95	7,20	-	-	-	-	-	-	-	-	
	25			7,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
 <p>Variaciones continuas de poca amplitud periodo de 24 h</p>	Edificios de apartamentos Hoteles Hospitales Pabellones			750 y más	75	7,50	7,00	6,75	-	-	-	-	-	-
				500	50	6,75	6,50	-	-	-	-	-	-	-
				25	6,25	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		150	75	5,75	5,25	4,55	-	-	-	-	-	-	-	
			50	5,25	4,30	3,85	-	-	-	-	-	-	-	
			25	4,10	3,35	-	-	-	-	-	-	-	-	

Ecuación : Reducción en la carga térmica máxima, kcal/h = (Superficie del suelo, m²) × (Variación de temperatura deseada, Tabla 4) × (Factor de almacenamiento).

\* El peso por m² de suelo puede obtenerse a través de ecuación contenida en Tabla 7.

\*\* Para una instalación funcionando únicamente 12 horas seguidas, se admite una variación máxima de 1° C.

\*\*\* La columna denominada « superficie acristalada (%) » corresponde al porcentaje de superficie acristalada en relación a la superficie total del muro.

# ANEXO 17

## Tabla anexo 17 factores de almacenamiento sobre carga térmica

TABLA 8. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO

Con vidrio descubierto 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 más	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	0,10	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 más	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	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	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	
SE	750 y más	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	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	
S	750 y más	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 más	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	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	
O	750 y más	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 más	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	0,20	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 más	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	0,52	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	0,82	0,64	0,44	0,31	0,21	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	



## ANEXO 18

### Tabla anexo 18 factores de almacenamiento sobre carga térmica

TABLA 10. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS 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 m <sup>2</sup> 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	0,62	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	0,34	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	

# ANEXO 19

## Tabla anexo 19 factores de almacenamiento de la carga

**TABLA 12. FACTORES DE ALMACENAMIENTO DE LA CARGA. GANANCIAS DE CALOR DEBIDAS AL ALUMBRADO\***  
 Lucés en funcionamiento durante 10 horas\*\*, con equipo de acondicionamiento funcionando 12, 16 y 24 horas.  
 Temperatura del local constante


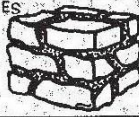
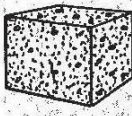

	Duración de funcionamiento de instalación	Peso (***) (kg/m² de superficie de sueto)	NÚMERO DE HORAS TRANSCURRIDAS DESDE QUE SE ENCIENDEN LAS LUCES																										
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23			
Alumbrado fluorescente: Aparato no empotrado	24	750 y más 500 150	0,37 0,31 0,25	0,67 0,67 0,74	0,71 0,72 0,83	0,74 0,76 0,88	0,76 0,79 0,91	0,79 0,81 0,94	0,81 0,83 0,96	0,83 0,85 0,96	0,84 0,87 0,98	0,86 0,88 0,98	0,87 0,90 0,99	0,29 0,30 0,26	0,26 0,22 0,17	0,23 0,19 0,12	0,20 0,16 0,08	0,19 0,15 0,05	0,17 0,13 0,04	0,15 0,12 0,03	0,14 0,10 0,02	0,12 0,09 0,01	0,11 0,08 0,01	0,10 0,07 0,01	0,09 0,07 0,01	0,08 0,06 0,01			
	16	750 y más 500 150	0,40 0,46 0,29	0,82 0,79 0,77	0,83 0,84 0,85	0,84 0,86 0,89	0,84 0,87 0,92	0,84 0,88 0,95	0,85 0,88 0,96	0,85 0,88 0,96	0,86 0,89 0,98	0,88 0,90 0,98	0,90 0,90 0,99	0,32 0,30 0,26	0,28 0,26 0,17	0,25 0,22 0,12	0,23 0,19 0,08	0,19 0,16 0,05											
	12	750 y más 500 150	0,43 0,57 0,42	0,90 0,89 0,86	0,91 0,91 0,91	0,93 0,92 0,93	0,93 0,94 0,95	0,94 0,94 0,97	0,95 0,95 0,98	0,95 0,95 0,98	0,95 0,96 0,99	0,96 0,96 0,99	0,96 0,96 0,99	0,37 0,36 0,26															
Alumbrado fluorescente empotrado o incandescente no empotrado	24	750 y más 500 150	0,34 0,24 0,17	0,55 0,56 0,65	0,61 0,63 0,77	0,65 0,68 0,84	0,68 0,72 0,88	0,71 0,75 0,92	0,74 0,78 0,94	0,77 0,80 0,95	0,79 0,82 0,97	0,81 0,84 0,98	0,83 0,86 0,98	0,39 0,40 0,35	0,35 0,34 0,23	0,31 0,29 0,16	0,28 0,25 0,11	0,25 0,20 0,07	0,23 0,18 0,05	0,20 0,17 0,04	0,18 0,15 0,03	0,16 0,14 0,02	0,15 0,12 0,01	0,14 0,10 0,01	0,12 0,09 0,01	0,11 0,08 0,01			
	16	750 y más 500 150	0,58 0,46 0,22	0,75 0,73 0,69	0,79 0,78 0,80	0,80 0,82 0,86	0,80 0,82 0,89	0,81 0,82 0,93	0,82 0,83 0,94	0,83 0,84 0,95	0,84 0,85 0,97	0,86 0,87 0,98	0,87 0,88 0,98	0,39 0,40 0,35	0,35 0,34 0,23	0,31 0,29 0,16	0,28 0,25 0,11	0,25 0,20 0,07											
	12	750 y más 500 150	0,69 0,58 0,40	0,86 0,85 0,81	0,89 0,88 0,88	0,90 0,88 0,91	0,91 0,90 0,93	0,91 0,92 0,96	0,92 0,93 0,97	0,93 0,94 0,97	0,94 0,94 0,98	0,95 0,95 0,99	0,95 0,95 0,99	0,50 0,48 0,35															
Alumbrado (fluorescente o incandescente) empotrado en falso techo que sirve de retorno de cámara de plenum	24	750 y más 500 150	0,23 0,17 0,0	0,33 0,33 0,48	0,41 0,44 0,66	0,47 0,52 0,76	0,52 0,56 0,82	0,57 0,61 0,87	0,61 0,66 0,91	0,66 0,69 0,93	0,69 0,74 0,95	0,72 0,77 0,97	0,74 0,79 0,98	0,59 0,60 0,52	0,52 0,51 0,34	0,46 0,44 0,24	0,42 0,37 0,16	0,37 0,32 0,11	0,34 0,30 0,07	0,31 0,27 0,05	0,27 0,23 0,04	0,25 0,20 0,02	0,23 0,18 0,02	0,21 0,16 0,01	0,18 0,14 0,01	0,16 0,12 0,01			
	16	750 y más 500 150	0,57 0,47 0,07	0,64 0,60 0,53	0,68 0,67 0,70	0,72 0,72 0,78	0,73 0,74 0,84	0,73 0,77 0,88	0,74 0,77 0,91	0,74 0,78 0,93	0,75 0,79 0,95	0,76 0,81 0,97	0,78 0,82 0,98	0,59 0,60 0,52	0,52 0,51 0,34	0,46 0,44 0,24	0,42 0,37 0,16	0,37 0,32 0,11											
	12	750 y más 500 150	0,75 0,68 0,34	0,79 0,77 0,72	0,83 0,81 0,82	0,84 0,84 0,87	0,86 0,86 0,89	0,88 0,88 0,92	0,89 0,89 0,95	0,91 0,89 0,95	0,91 0,89 0,95	0,93 0,93 0,97	0,93 0,93 0,98	0,75 0,72															

## ANEXO 20

Tabla anexo 20 coeficientes de transmisión global k

TABLA 21. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K. MUROS DE MAÑPOSTERÍA\*  
VERANO – INVIERNO  
kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

TIPO DE CONSTRUCCIÓN	ESPESOR (cm) y peso (kg/m²)	REVESTIMIENTO INTERIOR									
		Ninguno	Revoque de yeso 10 mm (10)	Enlucido 15 mm		Enramado metálico sobre forro		Yeso 10 mm o entramado madera sobre forro		Panel aislante sin enlucido o con enlucido sobre forro	
				De arena (30)	Ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)
 LADRILLO MACIZO Paramento y ordinario Ordinario solamente	20 (425)	2,34	2,00	2,20	2,00	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,78
	30 (600)	1,71	1,51	1,61	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,68
	40 (846)	1,32	1,22	1,27	1,22	1,02	0,93	0,98	0,93	0,78	0,63
	20 (391)	2,00	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,73
	30 (586)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
	40 (781)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59
 ADOQUINES	20 (488)	3,27	2,68	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,88
	30 (732)	2,68	2,29	2,54	2,25	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,83
	40 (976)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78
	60 (1466)	1,76	1,56	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
ADOBE O LADRILLO	20 (127)	1,66	1,46	1,56	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,88	0,59
	30 (195)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,98	0,88	0,88	0,88	0,73	0,68
 HORMIGÓN VERTIDO 2250 Kg/m³ 1300 Kg/m³ 500 Kg/m³	15 (342)	3,66	2,68	3,37	2,83	2,00	1,76	1,81	1,66	1,32	0,88
	20 (454)	3,27	2,39	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,83
	25 (571)	2,98	2,15	2,78	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,83
	30 (683)	2,68	1,95	2,54	2,20	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,78
	15 (195)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,02	1,07	1,02	0,88	0,68
	20 (259)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59
	25 (322)	1,02	0,93	0,98	0,93	0,83	0,78	0,73	0,68	0,68	0,54
	30 (390)	0,88	0,83	0,83	0,73	0,73	0,68	0,68	0,68	0,59	0,49
	15 (73)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,59	0,54	0,54	0,54	0,54	0,63
	20 (97)	0,49	0,49	0,49	0,49	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,49
	25 (122)	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,34	0,34	0,34	0,34	0,39
	30 (146)	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,29	0,29	0,34
 AGLOMERADO HUECO Arena y gravilla Escorias Ligero	20 (210)	2,54	2,15	2,34	2,10	1,61	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
	30 (307)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78
	20 (180)	1,90	1,71	1,81	1,66	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73
	30 (259)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,12	1,12	0,93	0,73
	20 (156)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,27	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
	30 (200)	1,56	1,42	1,51	1,37	1,17	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
ESCAYOLA SOBRE LADRILLO HUECO	20 (190)	1,76	1,56	1,66	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
	25 (216)	1,56	1,42	1,51	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
	30 (239)	1,42	1,32	1,37	1,27	1,07	0,98	0,98	0,98	0,83	0,63

Ecuaciones: Ganancias, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 19).

Pérdidas, kcal/h = (Área m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior-Temperatura exterior).

\* En el caso de que estos tipos de construcción sean completados por un aislamiento o una capa o lámina de aire, véase tabla 31.

## ANEXO 21

Tabla anexo 21 diferencia equivalente de temperatura

TABLA 20. 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 \*\*

CONDI- CIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																							
		MAÑANA												TARDE						MAÑANA					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
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	-0,5	-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	-0,5	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	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	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	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
(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 (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (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.

## ANEXO 22

Tablas anexo 22 velocidades máximas recomendadas de baja velocidad y presiones dinámicas

TABLA 7. VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE BAJA VELOCIDAD (m/s)

APLICACIÓN	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (conductos principales)	FACTOR DE CONTROL – ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos Dormitorios de hotel Dormitorios de hospital	5	7,5	6,5	6	5
Oficinas particulares Despachos de directores Bibliotecas	6	10	7,5	8	6
Salas de cine y teatro Auditorios	4	6,5	5,5	5	4
Oficinas públicas Restaurantes de primera categoría Comercios de primera categoría Bancos	7,5	10	7,5	8	6
Comercios de categoría media Cafeterías	9	10	7,5	8	6
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

TABLA 8. PRESIONES DINÁMICAS

PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)
0,25	2	8,75	11,83	17,25	16,80	28	21,16
0,50	2,82	9	12	17,50	16,73	29	21,54
0,75	3,46	9,25	12,16	17,75	16,85	30	21,90
1	4	9,50	12,32	18	16,97	31	22,27
1,25	4,47	9,75	12,49	18,25	17,08	32	22,62
1,50	4,89	10	12,64	18,50	17,20	33	22,97
1,75	5,29	10,25	12,80	18,75	17,32	34	23,32
2	5,65	10,50	12,96	19	17,43	35	23,66
2,25	6	10,75	13,11	19,25	17,55	36	24
2,50	6,32	11	13,26	19,50	17,66	37	24,33
2,75	6,63	11,25	13,41	19,75	17,77	38	24,66
3	6,92	11,50	13,56	20	17,88	39	24,98
3,25	7,21	11,75	13,71	20,25	18	40	25,29
3,50	7,48	12	13,85	20,50	18,11	41	25,61
3,75	7,74	12,25	14	20,75	18,22	42	25,92
4	8	12,50	14,14	21	18,33	43	26,22
4,25	8,24	12,75	14,28	21,25	18,43	44	26,53
4,50	8,48	13	14,42	21,50	18,54	45	26,83
4,75	8,71	13,25	14,56	21,75	18,65	46	27,12
5	8,94	13,50	14,69	22	18,76	47	27,42
5,25	9,16	13,75	14,83	22,25	18,86	48	27,71
5,50	9,38	14	14,96	22,50	18,97	49	28
5,75	9,59	14,25	15,09	22,75	19,07	50	28,28
6	9,79	14,50	15,23	23	19,18	51	28,56
6,25	10	14,75	15,36	23,25	19,28	52	28,84
6,50	10,19	15	15,49	23,50	19,39	53	29,12
6,75	10,39	15,25	15,62	23,75	19,49	54	29,39
7	10,58	15,50	15,74	24	19,59	55	29,66
7,25	10,77	15,75	15,87	24,25	19,69	56	29,93
7,50	10,95	16	16	24,50	19,79	57	30,19
7,75	11,13	16,25	16,12	24,75	19,89	58	30,46
8	11,31	16,50	16,24	25	20	59	30,72
8,25	11,48	16,75	16,37	26	20,39	60	30,98
8,50	11,66	17	16,49	27	20,78		

NOTAS : 1. Condiciones aire normal (760 mm Hg y 21° C).

2. Valores deducidos de la siguiente ecuación :  $h_v = \left(\frac{V}{4}\right)^2$  donde : V = velocidad en m/s.  
 $h_v$  = diferencia de presión dinámica.

## ANEXO 23

Tabla anexo 23 dimensiones de conductos, área de la sección, diámetro equivalente

TABLA 6. DIMENSIONES DE CONDUCTOS, ÁREA DE LA SECCIÓN, DIÁMETRO EQUIVALENTE, Y TIPO DE CONDUCTO \*

MEDIDAS DEL CONDUCTO (mm)	150		200		250		300		350		400		450		500		550	
	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)
250	0,036	213	0,048	249	0,06	287												
300	0,042	231	0,057	272	0,071	302	0,087	333										
350	0,048	249	0,067	292	0,084	328	0,103	361	0,119	389								
400	0,055	264	0,075	308	0,094	348	0,115	384	0,134	414	0,154	445						
450	0,061	280	0,084	328	0,106	368	0,129	407	0,151	439	0,173	470	0,196	501				
500	0,067	292	0,092	343	0,117	384	0,142	427	0,168	460	0,192	496	0,216	526	0,242	556		
550	0,072	305	0,10	358	0,128	404	0,156	447	0,184	485	0,21	518	0,238	551	0,264	582	0,292	612
600	0,078	315	0,107	371	0,139	422	0,169	465	0,198	503	0,229	541	0,257	574	0,288	607	0,316	638
650	0,082	326	0,116	384	0,149	435	0,182	483	0,214	524	0,246	561	0,278	597	0,31	630	0,341	664
700	0,088	335	0,123	396	0,158	450	0,193	498	0,229	541	0,265	582	0,301	620	0,333	655	0,368	689
750	0,093	346	0,13	409	0,168	465	0,205	514	0,244	559	0,283	602	0,32	640	0,36	677	0,392	711
800	0,099	356	0,137	419	0,179	478	0,218	529	0,26	576	0,301	620	0,341	661	0,381	698	0,418	734
850	0,105	366	0,146	432	0,188	490	0,23	544	0,274	592	0,318	637	0,36	678	0,404	719	0,443	756
900	0,109	374	0,153	442	0,198	504	0,242	556	0,288	607	0,336	656	0,378	696	0,424	736	0,467	775
950	0,113	381	0,16	452	0,208	516	0,255	572	0,303	622	0,352	671	0,398	714	0,448	757	0,494	798
1.000	0,118	389	0,167	463	0,216	526	0,267	585	0,318	637	0,368	686	0,418	732	0,469	775	0,517	816
1.050	0,123	396	0,172	470	0,225	536	0,276	595	0,33	650	0,384	701	0,436	747	0,492	793	0,54	834
1.100	0,128	404	0,18	480	0,233	546	0,288	607	0,343	662	0,401	716	0,453	762	0,513	810	0,563	852
1.150	0,132	412	0,186	488	0,242	556	0,298	618	0,359	678	0,416	729	0,472	777	0,534	825	0,586	869
1.200	0,137	419	0,193	498	0,25	567	0,31	630	0,373	691	0,43	742	0,491	793	0,553	841	0,611	887
1.250			0,196	506	0,26	577	0,32	641	0,384	701	0,448	757	0,51	808	0,573	856	0,633	903
1.300			0,205	514	0,27	587	0,33	651	0,398	714	0,463	770	0,53	824	0,594	871	0,656	915
1.350			0,212	521	0,276	595	0,343	664	0,41	724	0,478	782	0,546	836	0,614	896	0,679	935
1.400			0,218	531	0,286	605	0,354	674	0,422	734	0,492	793	0,563	849	0,636	902	0,702	951
1.450			0,225	536	0,296	615	0,365	684	0,434	744	0,507	806	0,58	862	0,654	915	0,724	965
1.500			0,237	544	0,303	622	0,376	694	0,448	756	0,523	819	0,602	876	0,673	927	0,747	983
1.600			0,244	559	0,32	640	0,392	709	0,472	778	0,548	841	0,636	902	0,714	956	0,79	1.008
1.700					0,338	656	0,415	729	0,497	798	0,58	862	0,665	923	0,752	981	0,831	1.034
1.800					0,355	674	0,436	746	0,527	820	0,61	885	0,697	946	0,786	1.004	0,876	1.063
1.900					0,38	696	0,454	762	0,543	834	0,632	900	0,735	971	0,824	1.029	0,923	1.088
2.000					0,384	701	0,478	782	0,57	854	0,67	925	0,766	991	0,853	1.052	0,961	1.113
2.100							0,502	800	0,594	876	0,698	946	0,792	1.008	0,9	1.075	0,998	1.133
2.200							0,517	813	0,615	887	0,73	966	0,827	1.030	0,934	1.095	1,035	1.152
2.300							0,535	828	0,64	905	0,753	982	0,868	1.055	0,962	1.113	1,081	1.177
2.400							0,546	839	0,65	920	0,778	996	0,898	1.070	0,999	1.130	1,118	1.200
2.500									0,685	937	0,787	1.020	0,907	1.080	1,045	1.155	1,138	1.210
2.600									0,704	951	0,824	1.030	0,94	1.105	1,072	1.172	1,202	1.240
2.700									0,731	966	0,852	1.045	0,952	1.119	1,11	1.194	1,238	1.261
2.800									0,75	981	0,88	1.063	1,005	1.135	1,138	1.205	1,275	1.278
2.900											0,908	1.078	1,040	1.158	1,165	1.222	1,32	1.303
3.000											0,926	1.090	1,065	1.168	1,21	1.248	1,33	1.308
3.100											0,94	1.105	1,1	1.185	1,238	1.260	1,387	1.331
3.200											0,953	1.120	1,12	1.197	1,277	1.279	1,432	1.353
3.300													1,156	1.216	1,302	1.292	1,46	1.368
3.400													1,185	1.231	1,334	1.310	1,498	1.380
3.500													1,22	1.241	1,352	1.321	1,525	1.397
3.600													1,23	1.252	1,397	1.344	1,551	1.414

\* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

TABLA 6. DIMENSIONES DE CONDUCTOS, ÁREA DE LA SECCIÓN, DIÁMETRO EQUIVALENTE Y TIPO DE CONDUCTO \* (Cont.)

MEDIDAS DEL CONDUCTO (mm)	600		650		700		750		800		850		900		950		1.000	
	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)
250																		
300																		
350																		
400																		
450																		
500																		
550																		
600	0,346	666																
650	0,373	692	0,407	722														
700	0,401	716	0,437	749	0,472	777												
750	0,433	745	0,468	775	0,502	803	0,543	834										
800	0,457	765	0,497	798	0,536	829	0,576	859	0,618	889								
850	0,485	788	0,527	823	0,568	854	0,61	884	0,654	914	0,697	944						
900	0,517	813	0,549	838	0,603	875	0,646	909	0,692	940	0,736	971	0,783	1.002				
950	0,542	834	0,591	869	0,636	903	0,679	934	0,728	966	0,775	996	0,822	1.028	0,873	1.057		
1.000	0,569	853	0,622	893	0,668	925	0,714	955	0,767	992	0,816	1.020	0,864	1.052	0,914	1.083	0,972	1.114
1.050	0,597	874	0,65	914	0,702	948	0,752	981	0,803	1.015	0,853	1.044	0,907	1.078	0,963	1.108	1,018	1.139
1.100	0,624	894	0,679	934	0,733	969	0,786	1.004	0,840	1.038	0,89	1.068	0,952	1.103	1,0	1.133	1,054	1.165
1.150	0,652	914	0,706	951	0,764	990	0,818	1.025	0,877	1.057	0,934	1.093	0,99	1.127	1,045	1.159	1,1	1.190
1.200	0,675	930	0,736	971	0,794	1.009	0,856	1.046	0,915	1.082	0,972	1.116	1,027	1.148	1,092	1.180	1,148	1.215
1.250	0,702	949	0,764	990	0,823	1.028	0,89	1.068	0,953	1.105	1,008	1.139	1,072	1.171	1,128	1.204	1,2	1.240
1.300	0,728	966	0,792	1.006	0,856	1.046	0,924	1.089	0,99	1.126	1,054	1.161	1,118	1.198	1,175	1.226	1,248	1.263
1.350	0,755	984	0,818	1.025	0,89	1.066	0,963	1.108	1,018	1.143	1,092	1.181	1,165	1.219	1,22	1.248	1,295	1.286
1.400	0,779	999	0,848	1.042	0,92	1.084	0,99	1.126	1,055	1.163	1,128	1.201	1,2	1.241	1,268	1.272	1,34	1.308
1.450	0,798	1.011	0,877	1.059	0,952	1.102	1,018	1.143	1,092	1.184	1,165	1.223	1,238	1.260	1,312	1.296	1,388	1.331
1.500	0,822	1.027	0,902	1.074	0,97	1.118	1,055	1.165	1,128	1.202	1,2	1.242	1,275	1.280	1,35	1.318	1,435	1.355
1.600	0,872	1.057	0,952	1.105	1,035	1.154	1,118	1.199	1,192	1.238	1,275	1.280	1,358	1.321	1,432	1.356	1,525	1.398
1.700	0,923	1.088	1,008	1.135	1,091	1.185	1,183	1.229	1,267	1.275	1,35	1.316	1,441	1.359	1,525	1.396	1,616	1.438
1.800	0,961	1.115	1,063	1.165	1,147	1.215	1,248	1.262	1,331	1.308	1,423	1.351	1,515	1.395	1,608	1.435	1,692	1.475
1.900	0,998	1.141	1,108	1.194	1,21	1.245	1,302	1.292	1,398	1.340	1,498	1.388	1,599	1.430	1,692	1.470	1,785	1.511
2.000	1,063	1.168	1,165	1.219	1,267	1.272	1,359	1.321	1,46	1.368	1,572	1.418	1,673	1.462	1,775	1.505	1,875	1.599
2.100	1,108	1.192	1,22	1.248	1,312	1.299	1,423	1.350	1,525	1.397	1,636	1.448	1,748	1.496	1,858	1.542	1,96	1.584
2.200	1,155	1.217	1,266	1.272	1,368	1.325	1,488	1.380	1,598	1.429	1,71	1.478	1,821	1.528	1,932	1.575	2,042	1.618
2.300	1,192	1.237	1,312	1.299	1,433	1.355	1,543	1.405	1,665	1.457	1,775	1.507	1,895	1.557	2,015	1.604	2,128	1.650
2.400	1,228	1.258	1,368	1.325	1,469	1.371	1,59	1.426	1,72	1.486	1,821	1.530	1,95	1.580	2,095	1.639	2,22	1.682
2.500	1,285	1.285	1,386	1.344	1,545	1.402	1,655	1.455	1,775	1.508	1,905	1.562	1,998	1.600	2,165	1.664	2,293	1.715
2.600	1,35	1.315	1,46	1.368	1,58	1.422	1,72	1.485	1,84	1.538	1,98	1.592	2,095	1.639	2,228	1.690	2,365	1.740
2.700	1,368	1.325	1,498	1.388	1,627	1.443	1,775	1.508	1,895	1.559	2,035	1.612	2,17	1.669	2,293	1.715	2,45	1.770
2.800	1,396	1.348	1,552	1.410	1,692	1.473	1,82	1.528	1,95	1.582	2,08	1.632	2,265	1.702	2,375	1.745	2,505	1.790
2.900	1,46	1.370	1,6	1.432	1,747	1.495	1,878	1.552	2,035	1.615	2,17	1.670	2,295	1.715	2,425	1.762	2,605	1.825
3.000	1,497	1.387	1,645	1.451	1,793	1.515	1,932	1.575	2,095	1.639	2,235	1.695	2,41	1.768	2,515	1.794	2,683	1.855
3.100	1,535	1.402	1,7	1.475	1,83	1.532	1,995	1.600	2,145	1.660	2,33	1.728	2,45	1.775	2,605	1.825	2,735	1.881
3.200	1,58	1.425	1,738	1.492	1,878	1.552	2,06	1.628	2,19	1.678	2,37	1.744	2,525	1.800	2,655	1.848	2,79	1.894
3.300	1,608	1.436	1,785	1.512	1,922	1.570	2,09	1.635	2,265	1.703	2,43	1.765	2,61	1.830	2,765	1.880	2,855	1.948
3.400	1,655	1.456	1,822	1.528	1,978	1.593	2,125	1.650	2,32	1.723	2,485	1.785	2,65	1.845	2,82	1.900	3,015	1.964
3.500	1,71	1.478	1,877	1.550	2,06	1.627	2,23	1.689	2,395	1.752	2,545	1.805	2,715	1.868	2,915	1.932	3,095	1.988
3.600	1,738	1.490	1,905	1.562	2,095	1.638	2,29	1.715	2,43	1.765	2,61	1.829	2,765	1.885	2,955	1.948	3,14	2.010

\* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

TABLA 6. DIMENSIONES DE CONDUCTOS, ÁREA DE LA SECCIÓN, DIÁMETRO EQUIVALENTE, Y TIPO DE CONDUCTO \* (Cont.)

MEDIDAS DEL CONDUCTO (mm)	1.050		1.100		1.150		1.200		1.250		1.300		1.350		1.400		1.450	
	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m²)	Diám. equiv. (mm)
1.050	1,065	1.165																
1.100	1,109	1.190	1,165	1.222														
1.150	1,155	1.215	1,21	1.248	1,276	1.278												
1.200	1,2	1.240	1,265	1.275	1,32	1.302	1,395	1.336										
1.250	1,248	1.265	1,322	1.300	1,378	1.327	1,452	1.361	1,505	1.389								
1.300	1,302	1.290	1,368	1.325	1,432	1.352	1,497	1.388	1,57	1.418	1,598	1.444						
1.350	1,349	1.316	1,42	1.350	1,486	1.378	1,55	1.413	1,625	1.443	1,69	1.469	1,773	1.508				
1.400	1,395	1.339	1,468	1.375	1,542	1.403	1,605	1.435	1,68	1.468	1,745	1.495	1,81	1.523	1,894	1.555		
1.450	1,45	1.363	1,525	1.398	1,588	1.426	1,66	1.460	1,735	1.495	1,81	1.523	1,885	1.555	1,948	1.582	2,03	1.612
1.500	1,495	1.388	1,57	1.418	1,645	1.451	1,718	1.485	1,8	1.519	1,875	1.550	1,948	1.579	2,014	1.608	2,075	1.634
1.600	1,597	1.432	1,67	1.467	1,755	1.489	1,828	1.531	1,912	1.565	1,995	1.595	2,07	1.630	2,145	1.658	2,028	1.698
1.700	1,69	1.473	1,782	1.511	1,855	1.545	1,95	1.578	2,026	1.609	2,115	1.646	2,195	1.679	2,28	1.709	2,355	1.735
1.800	1,792	1.515	1,875	1.552	1,975	1.591	2,05	1.621	2,135	1.655	2,235	1.692	2,315	1.723	2,41	1.756	2,505	1.790
1.900	1,885	1.555	1,975	1.592	2,07	1.629	2,16	1.668	2,265	1.702	2,355	1.738	2,44	1.769	2,54	1.802	2,67	1.850
2.000	1,975	1.592	2,07	1.630	2,17	1.668	2,27	1.708	2,374	1.745	2,475	1.782	2,595	1.825	2,66	1.848	2,78	1.885
2.100	2,07	1.629	2,17	1.670	2,28	1.708	2,385	1.748	2,485	1.785	2,595	1.825	2,69	1.858	2,79	1.892	2,91	1.932
2.200	2,15	1.660	2,26	1.702	2,375	1.745	2,485	1.785	2,595	1.825	2,715	1.863	2,825	1.900	2,93	1.938	3,02	1.970
2.300	2,245	1.698	2,365	1.740	2,475	1.702	2,595	1.825	2,705	1.862	2,815	1.900	2,95	1.944	3,055	1.978	3,155	2.010
2.400	2,33	1.727	2,47	1.778	2,55	1.805	2,715	1.865	2,79	1.892	2,935	1.940	3,065	1.980	3,13	2.002	3,295	2.050
2.500	2,405	1.755	2,505	1.790	2,675	1.850	2,79	1.891	2,915	1.935	3,02	1.968	3,12	1.998	3,28	2.050	3,38	2.085
2.600	2,505	1.790	2,625	1.832	2,715	1.878	2,873	1.916	3,02	1.968	3,145	2.008	3,305	2.055	3,425	2.095	3,555	2.135
2.700	2,59	1.821	2,725	1.870	2,83	1.900	2,985	1.955	3,075	1.982	3,26	2.045	3,38	2.085	3,555	2.132	3,675	2.172
2.800	2,695	1.859	2,79	1.892	2,95	1.942	3,06	1.982	3,225	2.030	3,48	2.085	3,51	2.120	3,675	2.170	3,775	2.195
2.900	2,775	1.885	2,955	1.945	3,02	1.968	3,145	2.008	3,315	2.060	3,505	2.120	3,68	2.170	3,79	2.200	3,92	2.240
3.000	2,835	1.905	3,02	1.968	3,105	1.992	3,31	2.055	3,455	2.105	3,635	2.155	3,775	2.200	3,87	2.225	4,025	2.270
3.100	2,91	1.930	3,105	1.993	3,175	2.027	3,37	2.075	3,555	2.135	3,755	2.188	3,835	2.215	4,0	2.265	4,12	2.295
3.200	2,97	1.952	3,14	2.005	3,345	2.070	3,465	2.110	3,62	2.144	3,825	2.210	3,965	2.250	4,12	2.295	4,33	2.350
3.300	3,065	1.980	3,22	2.030	3,405	2.090	3,58	2.140	3,755	2.190	3,935	2.248	4,075	2.285	4,24	2.332	4,43	2.385
3.400	3,14	2.008	3,285	2.050	3,51	2.120	3,665	2.165	3,85	2.220	4,05	2.275	4,14	2.305	4,375	2.370	4,58	2.425
3.500	3,26	2.045	3,415	2.090	3,58	2.145	3,74	2.190	3,915	2.235	4,14	2.305	4,29	2.345	4,49	2.395	4,64	2.443
3.600	3,305	2.060	3,49	2.115	3,695	2.175	3,82	2.210	4,07	2.285	4,22	2.325	4,42	2.375	4,58	2.425	4,76	2.470

\* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.



TABLA 6. DIMENSIONES DE CONDUCTOS, ÁREA DE LA SECCIÓN, DIAMETRO EQUIVALENTE Y TIPO DE CONDUCTO \* (Cont.)

MEDIDAS DEL CONDUCTO (mm)	1.500		1.600		1.700		1.800		1.900		2.000		2.100		2.200		2.300	
	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)	Sec. (m <sup>2</sup> )	Diám. equiv. (mm)
1.050																		
1.100																		
1.150																		
1.200																		
1.250																		
1.300																		
1.350																		
1.400																		
1.450																		
1.500	2,17	1.670																
1.600	2,31	1.720	2,47	1.780														
1.700	2,45	1.770	2,62	1.833	2,79	1.890												
1.800	2,59	1.823	2,76	1.883	2,94	1.941	3,12	2.005										
1.900	2,73	1.872	2,92	1.934	3,09	1.992	3,3	2.057	3,48	2.115								
2.000	2,87	1.913	3,07	1.985	3,25	2.043	3,46	2.105	3,66	2.165	3,85	2.222						
2.100	3,0	1.960	3,22	2.028	3,42	2.094	3,62	2.156	3,82	2.215	4,04	2.275	4,25	2.332				
2.200	3,14	2.008	3,35	2.073	3,57	2.138	3,83	2.207	4,02	2.265	4,22	2.325	4,43	2.385	4,67	2.445		
2.300	3,29	2.055	3,5	2.115	3,73	2.185	3,96	2.255	4,18	2.315	4,41	2.380	4,63	2.435	4,87	2.495	5,1	2.552
2.400	3,42	2.100	3,68	2.170	3,89	2.240	4,12	2.300	4,38	2.370	4,6	2.430	4,78	2.480	5,1	2.554	5,34	2.615
2.500	3,55	2.130	3,81	2.210	4,08	2.292	4,38	2.370	4,64	2.440	4,78	2.485	4,92	2.510	5,24	2.605	5,56	2.670
2.600	3,72	2.185	3,96	2.250	4,27	2.335	4,46	2.385	4,76	2.520	4,96	2.525	5,29	2.605	5,49	2.655	5,76	2.715
2.700	3,85	2.225	4,08	2.285	4,33	2.355	4,63	2.435	4,89	2.505	5,14	2.555	5,41	2.630	5,64	2.685	5,98	2.770
2.800	3,91	2.235	4,18	2.315	4,52	2.405	4,78	2.470	5,02	2.530	5,3	2.605	5,44	2.640	5,88	2.750	6,21	2.805
2.900	4,07	2.285	4,4	2.375	4,73	2.455	4,96	2.520	5,27	2.595	5,56	2.665	5,85	2.735	6,12	2.800	6,4	2.860
3.000	4,2	2.320	4,59	2.425	4,78	2.475	5,16	2.570	5,44	2.640	5,76	2.715	6,05	2.785	6,37	2.855	6,66	2.920
3.100	4,36	2.360	4,6	2.427	4,97	2.515	5,24	2.590	5,56	2.685	5,88	2.740	6,12	2.800	6,4	2.862	6,77	2.945
3.200	4,4	2.372	4,74	2.464	5,12	2.555	5,42	2.635	5,71	2.703	6,05	2.780	6,3	2.830	6,68	2.930	7,05	3.000
3.300	4,58	2.422	4,9	2.490	5,2	2.575	5,56	2.665	5,93	2.754	6,32	2.838	6,64	2.905	6,9	2.980	7,26	3.046
3.400	4,64	2.440	5,07	2.536	5,44	2.640	5,75	2.710	5,98	2.766	6,44	2.852	6,74	2.935	7,08	3.010	7,53	3.105
3.500	4,84	2.490	5,14	2.565	5,57	2.675	5,89	2.745	6,26	2.830	6,59	2.890	6,98	2.990	7,32	3.055	7,64	3.130
3.600	5,0	2.530	5,34	2.615	5,65	2.692	5,97	2.765	6,39	2.858	6,77	2.928	7,21	3.035	7,5	3.100	7,87	3.175

\* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

## ANEXO 24

Tabla anexo 24 rozamiento en los elementos de un sistema de conductos rectangulares

TABLA 10. ROZAMIENTO EN LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE CONDUCTOS RECTANGULARES

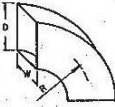
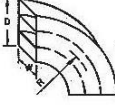
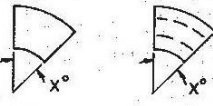

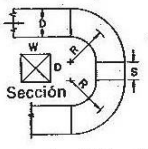
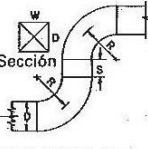
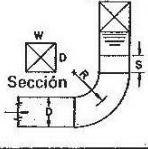
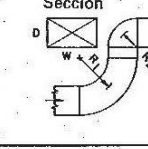
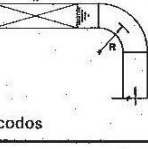
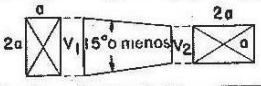
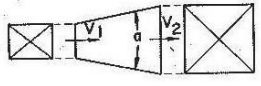
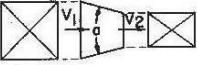
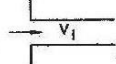
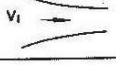
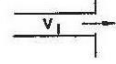

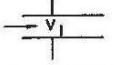
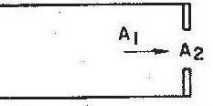
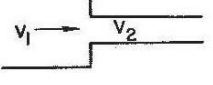

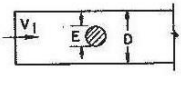
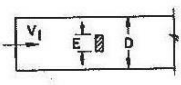
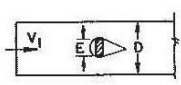
ELEMENTO	CONDICIONES	RELACION L/D **																																									
Codo de radio de sección rectangular 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">W/D</th> <th colspan="5">R/D</th> </tr> <tr> <th>0,5</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> <th>1,25 *</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td colspan="5">Relación L/D</td> </tr> <tr> <td>0,5</td> <td>33</td> <td>14</td> <td>9</td> <td>5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>45</td> <td>18</td> <td>11</td> <td>7</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>80</td> <td>30</td> <td>14</td> <td>8</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>125</td> <td>40</td> <td>18</td> <td>12</td> <td>7</td> </tr> </tbody> </table>	W/D	R/D					0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50		Relación L/D					0,5	33	14	9	5	4	1	45	18	11	7	4	3	80	30	14	8	5	6	125	40	18	12	7	
W/D	R/D																																										
	0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50																																						
	Relación L/D																																										
0,5	33	14	9	5	4																																						
1	45	18	11	7	4																																						
3	80	30	14	8	5																																						
6	125	40	18	12	7																																						
Codo de radio de sección rectangular con guías 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Número de guías</th> <th colspan="4">R/D</th> </tr> <tr> <th>0,50</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td colspan="4">Relación L/D</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>18</td> <td>10</td> <td>8</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>12</td> <td>8</td> <td>7</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>10</td> <td>7</td> <td>7</td> <td>6</td> </tr> </tbody> </table>	Número de guías	R/D				0,50	0,75	1,00	1,50		Relación L/D				1	18	10	8	7	2	12	8	7	7	3	10	7	7	6													
Número de guías	R/D																																										
	0,50	0,75	1,00	1,50																																							
	Relación L/D																																										
1	18	10	8	7																																							
2	12	8	7	7																																							
3	10	7	7	6																																							
Codo de X° 	Codo de radio con o sin guías	X/90 multiplicado por el valor correspondiente a codo análogo de 90°																																									
Codo recto rectangular 	Sin guías Guías de cambio de dirección de simple espesor Guías de cambio de dirección de doble espesor	60 15 10																																									
Doble codo  W/D = 1, R/D = 1,25 *	S = O	15																																									
Doble codo  W/D = 1, R/D = 1,25 *	S = O S = D	10 20 22																																									
Doble codo  W/D = 1, R/D = 1,25 * para ambos	S = O S = D	15 16																																									
Doble codo  W/D = 2, R <sub>1</sub> /D = 1,25 *, R <sub>2</sub> /D = 0,5	Dirección de la flecha Dirección inversa	45 40																																									
Doble codo  W/D = 4, R/D = 1,25 * para ambos codos	Dirección de la flecha Dirección inversa	17 18																																									

TABLA 10. ROZAMIENTO EN LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE CONDUCTOS RECTANGULARES (Cont.)

ELEMENTO	CONDICIONES	VALOR DE $n^{***}$																												
Transformación 	$V_2 = V_1$ Pérdida p. e. = $nhv_1$	0,04																												
Expansión 	« n » Ángulo « a »																													
	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>v_2/v_1</math></th> <th>5°</th> <th>10°</th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,20</td> <td>0,25</td> <td>0,22</td> <td>0,20</td> <td>0,18</td> <td>0,15</td> <td>0,13</td> </tr> <tr> <td>0,40</td> <td>0,27</td> <td>0,25</td> <td>0,23</td> <td>0,22</td> <td>0,20</td> <td>0,19</td> </tr> <tr> <td>0,60</td> <td>0,28</td> <td>0,26</td> <td>0,25</td> <td>0,24</td> <td>0,24</td> <td>0,23</td> </tr> </tbody> </table>	$v_2/v_1$	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13	0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,60	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23	
$v_2/v_1$	5°	10°	15°	20°	30°	40°																								
0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13																								
0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19																								
0,60	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23																								
	Ganancia p. e. = $n(hv_1 - hv_2)$																													
Contracción 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>a</th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>60°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,311 ****</td> <td>0,317</td> <td>0,326</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $n(hv_2 - hv_1)$	a	30°	45°	60°	n	0,311 ****	0,317	0,326	**** Pendiente 25 %																				
a	30°	45°	60°																											
n	0,311 ****	0,317	0,326																											
Entrada abrupta 	Pérdida p. e. = $nhv_1$	0,10																												
Entrada suave 		0,009																												
Salida abrupta 	Pérdida p. e. o ganancia consideradas nulas																													
Salida suave 																														
Entrada reentrante 	Pérdida p. e. = $nhv_1$	0,25																												
Orificio redondo de borde agudo 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>A_2/A_1</math></th> <th>0</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,76</td> <td>0,70</td> <td>0,57</td> <td>0,33</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $nhv_2$	$A_2/A_1$	0	0,25	0,50	0,75	1,00	n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																	
$A_2/A_1$	0	0,25	0,50	0,75	1,00																									
n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																									
Contracción abrupta 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_1/V_2</math></th> <th>0</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> <th>0,75</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,40</td> <td>0,37</td> <td>0,29</td> <td>0,15</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $nhv_2$	$V_1/V_2$	0	0,25	0,50	0,75	n	0,40	0,37	0,29	0,15																			
$V_1/V_2$	0	0,25	0,50	0,75																										
n	0,40	0,37	0,29	0,15																										
Expansión abrupta 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_2/V_1</math></th> <th>0,20</th> <th>0,40</th> <th>0,60</th> <th>0,80</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,09</td> <td>0,14</td> <td>0,14</td> <td>0,09</td> </tr> </tbody> </table> Ganancia p. e. = $nhv_1$	$V_2/V_1$	0,20	0,40	0,60	0,80	n	0,09	0,14	0,14	0,09																			
$V_2/V_1$	0,20	0,40	0,60	0,80																										
n	0,09	0,14	0,14	0,09																										
Tubería que atraviesa el conducto 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,08</td> <td>0,16</td> <td>0,60</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $nhv_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,08	0,16	0,60																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,08	0,16	0,60																											
Barra que atraviesa el conducto 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,21</td> <td>0,42</td> <td>1,21</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $nhv_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,21	0,42	1,21																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,21	0,42	1,21																											
Allivio sobre la obstrucción 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,02</td> <td>0,07</td> <td>0,27</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $nhv_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,02	0,07	0,27																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,02	0,07	0,27																											

Véanse las notas en la página siguiente.

# ANEXO 25

Tabla anexo 25 rozamiento en codos rectangulares

TABLA 12. ROZAMIENTO EN CODOS RECTANGULARES


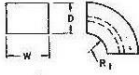


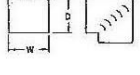
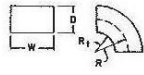

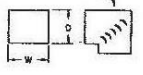
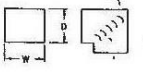
DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***			
								
W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	Rt = 150 mm (Recomendado)	Rt = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	Guías cambio dirección Simple espesor		
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)								
				Deflec- tores	Deflec- tores			
240	120	9,22	13,40	2	12,60	3	11,80	17,70
	90	7,38	10,82	2	9,22	3	8,85	13,40
	75	6,51	9,22	2	11	2	7,30	10,95
	60	5,65	9,84	1	8,36	2	5,90	8,85
	50	4,67	8,23	1	7,30	2	5	7,30
180	120	8,25	13,04	2	11,92	3	10,45	17,70
	90	6,90	9,80	2	8,65	3	8,56	13,40
	75	6,20	8,40	2	9,80	2	7,43	10,95
	60	5,05	8,48	1	7,31	2	6,33	8,85
	50	4,42	6,76	1	5,75	2	5,31	7,30
	40	3,80	5,30	1	4,72	2	4,42	5,95
	30	3,56			4,50	1	3,20	4,50
150	120	8	12,17	2	11,43	3	9,74	17,70
	90	6,51	9,10	2	8,06	3	8,56	13,40
	75	5,65	7,50	2	9,20	2	6,88	10,95
	60	4,77	8,06	1	7,75	2	5,98	8,85
	50	4,18	6,44	1	6,17	2	5,01	7,30
	40	3,56	4,67	1	4,47	2	3,80	5,95
	30	2,95			4,21	1	2,95	4,50
120	240	13,31	10,48	3	9,96	3	8,65	17,70
	120	7,67	10,38	2	6,60	3	6,88	13,40
	90	5,90	7,67	2	8,40	2	6,20	10,95
	75	5,28	6,88	2	6,20	2	5,28	8,85
	60	4,42	7,13	1	5,03	2	4,46	7,30
	50	4,18	5,65	1	4,18	2	3,59	5,95
	40	3,26	4,42	1	3,80	1	2,95	4,50
	30	2,62			3,24	1	2,38	3,56
	25	2,40			2,67	1	2,08	2,98
	20	2,39						
105	105	6,81	8,23	2	7,57	3	7,17	15,55
	90	5,90	7,05	2	6,31	3	6,56	13,40
	75	5,03	6,30	2	7,74	2	5,92	10,95
	60	4,42	6,26	1	5,64	2	4,75	8,85
	50	3,87	5,28	1	4,70	2	4,18	7,30
	40	3,25	4,11	1	3,85	2	3,54	5,95
	30	2,66			3,80	1	2,66	4,50
	25	2,40			2,99	1	2,36	3,56
	20	2,08			2,33	1	1,72	2,98
90	180	10,04	8,04	3	5,69	3	5,90	13,40
	90	5,60	6,59	2	6,64	2	5,28	10,95
	75	4,79	5,70	2	6,47	2	4,42	8,85
	60	4,14	5,95	1	4,42	2	3,80	7,30
	50	3,53	5,03	1	3,62	2	3,25	5,95
	40	2,98	3,82	1	3,56	1	2,70	4,50
	30	2,70			2,65	1	2,33	3,56
	25	2,36			2,36	1	1,72	2,98
	20	2,08						
80	80	5,00	5,53	2	5,10	3	5,09	11,98
	75	4,76	5,45	2	6,20	2	5,03	10,95
	60	4,11	5,69	1	5,00	2	4,39	8,85
	50	3,54	4,67	1	4,18	2	3,56	7,30
	40	2,95	3,52	1	3,56	2	3,19	5,95
	30	2,33			3,51	1	2,33	4,50
	25	2,08			2,66	1	2,08	3,56
	20	1,72			2,38	1	1,72	2,98

TABLA 12. ROZAMIENTO EN CODOS RECTANGULARES (Cont.)

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***	
						
W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	Rt = 150 mm (Recomendado)	Rt = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	Guías cambio dirección Simple espesor
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)						
70	70	4,40	4,22	5,03	4,16	10,33
	60	3,84	5,10	4,45	3,84	8,85
	50	3,54	4,40	3,80	3,54	7,30
	40	2,95	3,19	3,26	2,95	5,95
	30	2,33		3,21	2,33	4,50
	25	2,08		2,66	2,08	3,56
20	1,72		2,38	2,38	1,72	2,98
60	240*	11,28	5,65		6,82	23,83
	180*	9,46	5,13		6,26	21,46
	120*	6,55	6,02		5,32	18,30
	60	3,74	4,75	5,96	4,17	8,85
	50	3,26	3,84	4,17	3,54	7,30
	40	2,91	3,25	2,92	2,92	5,95
	30	2,33		2,99	2,34	4,50
	25	2,05		2,33	2,06	3,56
	20	1,75		2,08	2,08	2,98
	15	1,47			1,73	2,36
50	200*	9,47	4,88		5,65	19,83
	150*	7,75	5,65		5,03	17,41
	100*	6,50	4,50	4,13	4,13	14,57
	50	3,25	3,52	2,95	2,95	7,30
	40	2,66	2,61	2,70	2,37	5,95
	30	2,05		2,66	2,05	4,50
	25	1,80		2,37	1,80	3,56
	20	1,47		2,08	1,47	2,98
	15	1,17			1,17	2,36
	40	160*	7,72	2,76		4,18
120*		6,22	3,63	3,52	3,56	12,87
80*		4,43	3,26	2,67	3,25	11,24
40		2,66	2,36	2,40	2,08	5,95
30		2,05		2,34	1,76	4,50
25		1,76		1,77	1,49	3,56
20		1,47		1,81	1,47	2,98
15		1,17			1,17	2,36
30	120*	5,64	2,34	2,34	2,95	9,84
	90*	4,71	2,10	2,10	2,67	8,95
	60*	3,25	2,42	2,42	2,32	7,74
	30	2,05		2,01	1,49	4,50
	25	1,76		1,49	1,47	3,56
	20	1,47		1,47	1,16	2,98
	15	1,15			0,88	2,36
25	100*	5,53	1,79	1,88	2,33	7,99
	75*	3,81	1,79	2,36	2,07	7,18
	50*	2,85	2,08	1,78	1,78	6,25
	25	1,47		1,49	1,19	3,56
	20	1,19		1,49	1,16	2,98
	15	1,19			0,88	2,36
20	80*	3,82	1,53	1,23	1,79	6,26
	60*	3,21	1,77	1,49	1,79	5,65
	40*	2,33	1,15	1,47	1,47	4,73
	20	1,16		1,17	0,89	2,98
	15	0,88			0,89	2,36
15	60*	2,95	1,17	1,19	1,19	4,45
	45*	2,37	0,88	1,19	1,17	3,83
	30*	1,72		1,19	0,89	3,01
	15	0,88			0,89	2,36

\* Dobladuras difíciles como la representada.  
Dobladura difícil



Dobladura fácil



\*\* Para otras relaciones de radio, véase tabla 10.

\*\*\* Para otras dimensiones, véase tabla 10.

Los deflectores deben estar colocados como muestra el gráfico 6 página 29, para obtener estas mínimas pérdidas.

## ANEXO 26

Tabla anexo 26 porcentaje de área de sección recta en ramas

TABLA 13. PORCENTAJE DE ÁREA DE SECCIÓN RECTA EN RAMAS PARA CONSERVAR CONSTANTE EL ROZAMIENTO

% CAUDAL m <sup>3</sup> /h	% ÁREA CONDUCTO	% CAUDAL m <sup>3</sup> /h	% ÁREA CONDUCTO	% CAUDAL m <sup>3</sup> /h	% ÁREA CONDUCTO	% CAUDAL m <sup>3</sup> /h	% ÁREA CONDUCTO
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5
14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	23,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0
20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,0
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100,0



## ANEXO 27

Figuras anexo 27 catálogo de filtros a utilizar en el proyecto

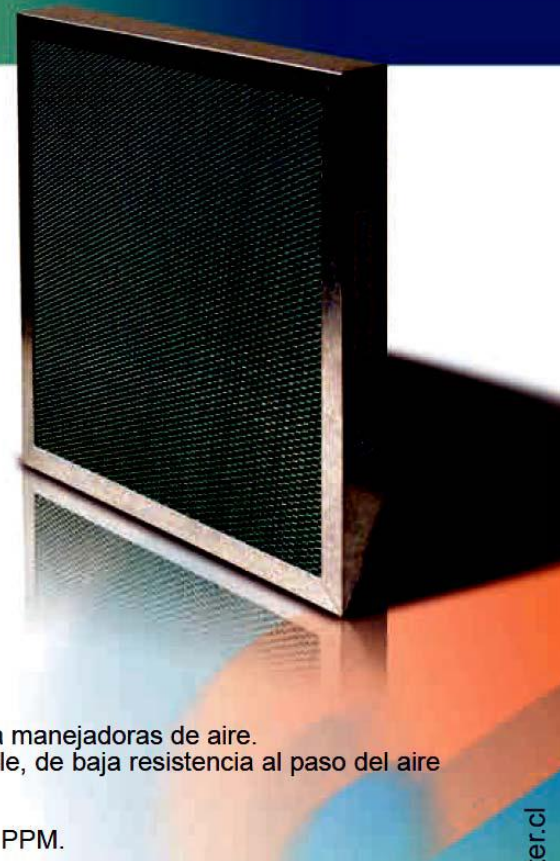
### Filtro metálico lavable:

- **Aluminio / Fibra Natural**
- **Baja Resistencia**
- **Alta Arrestancia**
- **Alta Durabilidad**

#### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

El filtro para aire modelo M-052 es un filtro metálico para manejadoras de aire. El modelo M-052 es un filtro robusto, permanente, lavable, de baja resistencia al paso del aire y alta capacidad de retención de polvo.

Está diseñado para trabajar a velocidades hasta de 625 PPM.



Por su construcción totalmente metálica; ya sea galvanizado o totalmente de aluminio, se puede lavar con agua a presión o sopletear con aire en sentido contrario al flujo normal.

**Construcción (M-052):**

Construido en marco de lámina galvanizada zincalum y 6 mallas de aluminio como tela filtrante.

Dos mallas de protección al cartucho filtrante en mallas aluminio de 10x6x1.5x05mm ó la alternativa en malla galvanizada soldada a cuadros de 10x10 mm. remachado en una de las esquinas.

M-052	Tela Filtrante Aluminio		1"	2"
	Caída Presión Inicial ("C.A.)		.1	.14
	Caída Presión Final ("C.A.)		1.00	1.00
	Promedio de Arrestancia		73%	75%
	Capacidad Retención de Polvo (gms)		250	395

M-052	Tela Filtrante Fibra Natural			P5 (1/2")	P1 (1")	P2 (2")
	Caída Presión Inicial ("C.A.)		.05	.06	.07	
	Caída Presión Final ("C.A.)		1.00	1.00	1.00	
	Promedio de Arrestancia		63%	64%	67%	
	Capacidad Retención de Polvo (gms)		92	119	232	

**Tela Filtrante Fibra Abrasiva**

FLA	Modelo TF-M	Medidas Nominales	Medidas Reales			Resistencia Inicial (Pulg.Col.Agua)		
		Ancho x Alto x Espesor	Ancho	Alto	Espesor	300 PPM	500 PPM	625 PPM
1"		16 x 20 x 1"	15 1/2	19 1/2	7/8"	.03	.09	.13
		16 x 25 x 1"	15 1/2	24 1/2	7/8"			
		20 x 20 x 1"	19 1/2	19 1/2	7/8"			
		20 x 25 x 1"	19 1/2	24 1/2	7/8"			
		24 x 24 x 1"	23 1/2	23 1/2	7/8"			
		24 x 24 x 1"	23 1/2	23 1/2	7/8"			
2"		16 x 20 x 2"	15 1/2	19 1/2	3/4"	.04	.10	.16
		16 x 25 x 2"	15 1/2	24 1/2	3/4"			
		20 x 20 x 2"	19 1/2	19 1/2	3/4"			
		20 x 25 x 2"	19 1/2	24 1/2	3/4"			
		24 x 24 x 2"	23 1/2	23 1/2	3/4"			
		24 x 24 x 2"	23 1/2	23 1/2	3/4"			



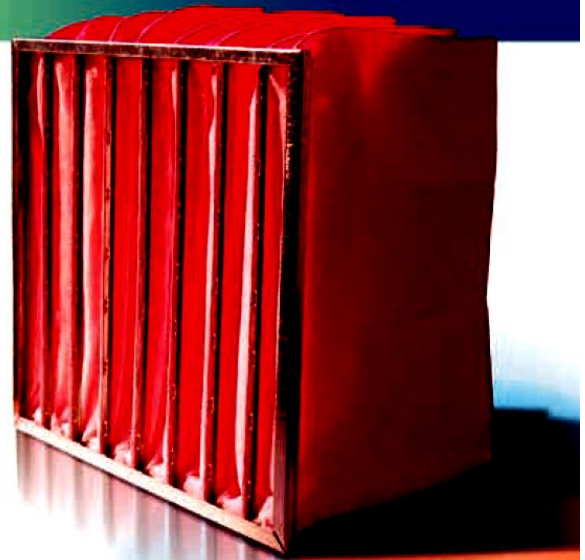
## Filtro de bolsa:

Filtros Metálicos Lavables  
Filtros Absolutos  
● Filtros Bolsa  
Filtros Desechables  
Gabinete Porta Filtros  
Filtro Tipo Laberinto

## Filtros de Bolsas



- Alta Eficiencia en Filtros de Bolsas
- 65% 85% y 95%
- Eficiencia ASHRAE



### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO MODELOS INTERCAMBIABLES

Ya no es necesario invertir mucho dinero para mejorar la calidad de aire en su sistema de purificación; basta reemplazar sus filtros corrientes por Filtros de Bolsas **TF-B**.

Los filtros **TF-B** son usados en una amplia variedad de instalaciones; desde una sala de operaciones a una industria manufacturera, desde una sala de computación a una fábrica, en definitiva, en instalaciones de gran caudal, prefiltración y como sustituto de filtros rotativos. No importa el área que quiera purificar, usted encontrará en el filtro **TF-B** las eficiencias, medidas y capacidades correctas.

## Certificación de Fábrica TF-B

La "media filtrante" de los filtros **TF-B** ha sido probada y certificada por Laboratorios Norteamericanos bajo la estricta norma ASHRAE 52-76 e importada directamente de la fábrica en Estados Unidos por TECNOFILTER.

Esta media filtrante está fabricada especialmente con una costura interna en cada una de las bolsas, lo cual no permite que se unan entre si al estar "infladas" producto del flujo de aire. Cada bolsillo cuenta, además, con una doble costura externa en su estructura, lo que asegura su forma y evita que se dañe con la presión de aire.

### TECNOFILTER TF-B 13 SERIE 95

	Tamaño	Número de Bolsillos	C.F.M. Capacidad			Resistencia (Pulg.Col.Agua)			Area Media (Pie)
			Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	
90-95% Promedio Eficiencia	Alto x Ancho x Prof.								
	24 x 24 x 29"	8	2000	2500	3000	0.45	0.60	0.78	84
	24 x 24 x 22"	8	1500	2000	2500	0.40	0.56	0.74	62
	24 x 24 x 15"	8	1000	1500	2000	0.40	0.62	0.83	42
	20 x 24 x 29"	6	1675	2100	2500	0.45	0.60	0.78	61
	20 x 24 x 22"	6	1250	1675	2100	0.40	0.56	0.74	46
	20 x 24 x 15"	5	675	850	1050	0.32	0.42	0.52	27
	20 x 20 x 29"	5	1050	1400	1750	0.32	0.47	0.62	45
	20 x 20 x 22"	5	850	1250	1675	0.25	0.42	0.60	33
	20 x 20 x 15"	5	850	1250	1675	0.32	0.42	0.52	25
	12 x 24 x 29"	3	750	1000	1250	0.32	0.47	0.62	33
	12 x 24 x 22"	3	500	750	1000	0.25	0.42	0.60	24
	12 x 24 x 15"	3	400	500	625	0.32	0.42	0.52	17

### TECNOFILTER TF-B 12 SERIE 85

	Tamaño	Número de Bolsillos	C.F.M. Capacidad			Resistencia (Pulg.Col.Agua)			Area Media (Pie)
			Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	
80-85% Promedio Eficiencia	Alto x Ancho x Prof.								
	24 x 24 x 29"	8	2000	2500	3000	0.34	0.44	0.53	84
	24 x 24 x 22"	8	1500	2000	2500	0.27	0.40	0.53	62
	24 x 24 x 15"	8	1000	1500	2000	0.30	0.42	0.55	42
	20 x 24 x 29"	6	1675	2100	2500	0.34	0.44	0.53	61
	20 x 24 x 22"	6	1250	1675	2100	0.27	0.40	0.53	46
	20 x 24 x 15"	5	675	850	1050	0.25	0.42	0.56	27
	20 x 20 x 29"	5	1050	1400	1750	0.28	0.38	0.48	45
	20 x 20 x 22"	5	850	1250	1675	0.21	0.35	0.46	33
	20 x 20 x 15"	5	850	1250	1675	0.25	0.42	0.55	25
	12 x 24 x 29"	3	750	1000	1250	0.28	0.38	0.48	33
	12 x 24 x 22"	3	500	750	1000	0.21	0.35	0.46	24
	12 x 24 x 15"	3	500	750	1000	0.25	0.42	0.56	17

### TECNOFILTER TF-B 11 SERIE 65

	Tamaño	Número de Bolsillos	C.F.M. Capacidad			Resistencia (Pulg.Col.Agua)			Area Media (Pie)
			Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	
60-65% Promedio Eficiencia	Alto x Ancho x Prof.								
	24 x 24 x 29"	8	2000	2500	3000	0.30	0.42	0.48	84
	24 x 24 x 22"	8	1500	2000	2500	0.23	0.33	0.46	62
	24 x 24 x 15"	8	1000	1500	2000	0.25	0.36	0.50	42
	20 x 24 x 29"	6	1675	2100	2500	0.30	0.42	0.58	61
	20 x 24 x 22"	6	1250	1675	2100	0.23	0.33	0.46	46
	20 x 24 x 15"	5	675	850	1050	0.22	0.34	0.46	27
	20 x 20 x 29"	5	1050	1400	1750	0.22	0.32	0.46	45
	20 x 20 x 22"	5	850	1250	1675	0.19	0.30	0.42	33
	20 x 20 x 15"	5	850	1250	1675	0.22	0.34	0.46	25
	12 x 24 x 29"	3	750	1000	1250	0.22	0.32	0.46	33
	12 x 24 x 22"	3	500	750	1000	0.19	0.30	0.42	24
	12 x 24 x 15"	3	400	500	1250	0.22	0.34	0.46	17

## Filtros absolutos



- **Áreas Estériles, Salas de Cirugía, Laboratorios**
- **Sistemas de Ventilación de Computadores**
- **Salas de Terapia**
- **Áreas de Productos Alimenticios**
- **Eliminación de Microorganismos Patógenos y Esporas**
- **Eliminación de Partículas Tóxicas o Radioactivas**



### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Los Filtros Absolutos, garantizan una eficiencia mínima de 99,97%, de acuerdo a las pruebas DOP, la cual indica una penetración máxima de 0,03% de partículas de 0,3 micrones.

La pérdida máxima de presión inicial es de 25 mm.columna agua (1 pulg.column.agua), dependiendo de las características del ventilador.

DIMENSIONES DEL FILTRO					
Nº	Caudal PCM	M3 / H	Alto (A)	Ancho (B)	Espesor (C)
1	135	229,5	12	12	5
2	800	1020	24	24	5
3	1100	1870	24	24	11
4	1375	2237	24	30	11
5	225	382,5	12	12	11
6	500	850	24	12	11
7	750	1375	24	30	5

**ANEXO 28**

Figuras anexo 28 Equipo de aire acondicionado a utilizar en el proyecto



6-1/2 THROUGH 10 TON

**R-410A**  
**XP SERIES**  
**6-1/2 - 12-1/2 TON**  
**60 Hertz**

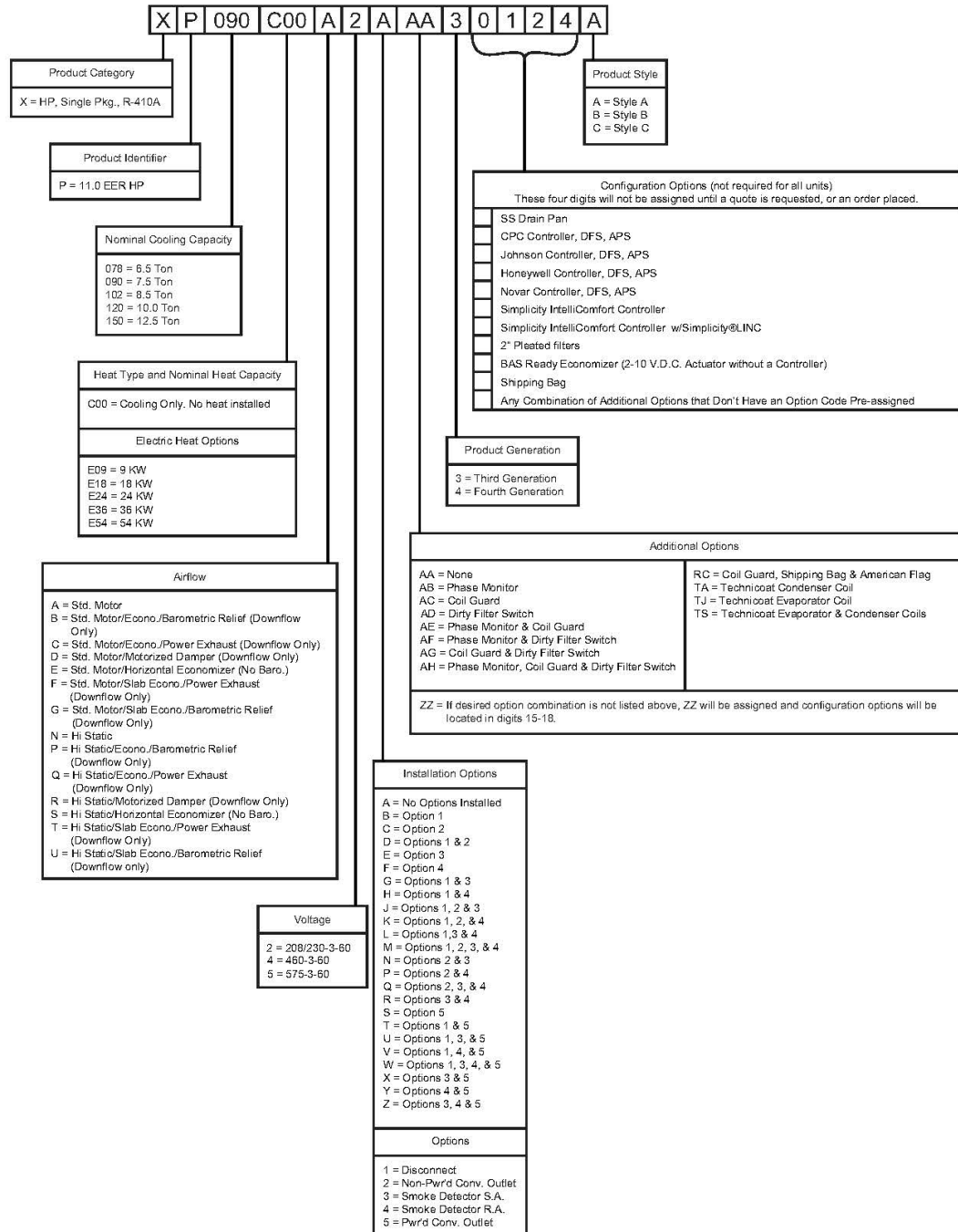


12-1/2 TON

## 5.6.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO

### Nomenclature

#### 6.5-12.5 Ton York® Model Number Nomenclature



## Physical Data

### XP078-150 Physical Data

Component	Models				
	XP078	XP090	XP102	XP120	XP150
<b>Nominal Tonnage</b>	<b>6.5</b>	<b>7.5</b>	<b>8.5</b>	<b>10</b>	<b>12.5</b>
<b>ARI COOLING PERFORMANCE</b>					
Gross Capacity @ ARI A point (Mbh)	80000	94000	104000	122000	156000
ARI net capacity (Mbh)	78000	90000	100000	118000	150000
EER	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0
SEER	-	-	-	-	-
IPLV	12.4	12.4	12.4	12.4	11.9
Nominal CFM	2600	3000	3400	4000	5000
System power (KW)	7.10	8.15	9.10	10.70	13.60
Refrigerant type	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A
Refrigerant charge (lb-oz)					
System 1	9-0	9-8	13-8	14-0	16-0
System 2	9-4	9-0	13-0	14-0	16-0
<b>ARI HEATING PERFORMANCE</b>					
47°F capacity rating (Mbh)	78.0	90.0	94.0	110.0	144.0
System power (KW) / COP	6.5 / 3.50	7.6 / 3.30	7.8 / 3.50	9.2 / 3.50	13.2 / 3.20
17°F capacity rating (Mbh)	48.0	55.0	57.0	66.0	90.0
System power (KW) / COP	6.2 / 2.30	7.0 / 2.20	7.3 / 2.30	8.3 / 2.30	11.9 / 2.20
HSPF (Btu/Watts-hr)	-	-	-	-	-
<b>DIMENSIONS (inches)</b>					
Length	89	89	89	89	119-7/16
Width	59	59	59	59	59
Height	42	42	50-3/4	50-3/4	50-3/4
<b>OPERATING WT. (lbs.)</b>	<b>920</b>	<b>920</b>	<b>1135</b>	<b>1135</b>	<b>1400</b>
<b>COMPRESSORS</b>					
Type	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
Quantity	2	2	2	2	2
Unit Capacity Steps (%)	50 / 100	50 / 100	50 / 100	50 / 100	50 / 100
<b>CONDENSER COIL DATA</b>					
Face area (Sq. Ft.)	23.8	23.8	29.0	29.0	47.5
Rows	2	2	2	2	2
Fins per inch	20	20	20	20	15
Tube diameter (in.)	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Circuitry Type	Split-face	Split-face	Split-face	Split-face	Split-face
Refrigerant control	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
<b>EVAPORATOR COIL DATA</b>					
Face area (Sq. Ft.)	10.6	10.6	13.2	13.2	13.2
Rows	3	3	4	4	4
Fins per inch	15	15	15	15	15
Tube diameter	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Circuitry Type	Split-face	Split-face	Split-face	Split-face	Split-face
Refrigerant control	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV

XP078-150 Physical Data (Continued)

Component	Models									
	XP078		XP090		XP102		XP120		XP150	
Nominal Tonnage	6.5		7.5		8.5		10		12.5	
<b>CONDENSER FAN DATA</b>										
Quantity of Fans	2		2		2		2		4	
Fan diameter (Inch)	24		24		24		24		24	
Type	Prop		Prop		Prop		Prop		Prop	
Drive Type	Direct		Direct		Direct		Direct		Direct	
Quantity of motors	2		2		2		2		4	
Motor HP each	1/3		1/3		1/3		1/3		1/3	
No. speeds	1		1		1		1		1	
RPM	850		850		850		850		850	
Nominal total CFM	6800		6800		6800		6800		14000	
<b>BELT DRIVE EVAP FAN DATA</b>										
Quantity	1		1		1		1		1	
Fan Size (Inch)	12 x 12		12 x 12		15 x 15		15 x 15		15 x 15	
Type	Centrifugal		Centrifugal		Centrifugal		Centrifugal		Centrifugal	
Motor Sheave	1VM50	1VM50	1VM50	1VM50	1VM50	1VM50	1VM50	1VM50	1VM50	1VP56
Blower Sheave	AK74	AK64	AK74	AK61	AK89	AK74	AK84	AK74	AK74	BK77
Belt	A49	A49	A49	A49	A56	A54	A56	A54	A54	BX55
Motor HP each	1-1/2	2	1-1/2	3	2	3	2	3	3	5
RPM	1725	1725	1725	1725	1725	1725	1725	1725	1725	1725
Frame size	56	56	56	56	56	56	56	56	56	184T
<b>FILTERS</b>										
Quantity - Size	4 - (25 x 16 x 2)		4 - (25 x 16 x 2)		4 - (25 x 16 x 2)		4 - (25 x 16 x 2)		4 - (25 x 16 x 2)	
	4 - (25 x 16 x 4)		4 - (25 x 16 x 4)		4 - (25 x 16 x 4)		4 - (25 x 16 x 4)		4 - (25 x 16 x 4)	

XP078-150 Unit Limitations

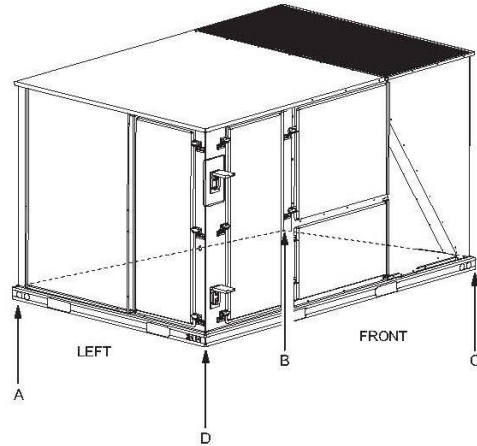
Size (Tons)	Model	Unit Voltage	Unit Limitations		
			Applied Voltage		Outdoor DB Temp
			Min	Max	Max (°F)
078 (6.5)	XP	208/230-3-60	187	252	125
		460-3-60	432	504	125
		575-3-60	540	630	125
090 (7.5)	XP	208/230-3-60	187	252	125
		460-3-60	432	504	125
		575-3-60	540	630	125
102 (8.5)	XP	208/230-3-60	187	252	125
		460-3-60	432	504	125
		575-3-60	540	630	125
120 (10)	XP	208/230-3-60	187	252	125
		460-3-60	432	504	125
		575-3-60	540	630	125
150 (12.5)	XP	208/230-3-60	187	252	125
		460-3-60	432	504	125
		575-3-60	540	630	125



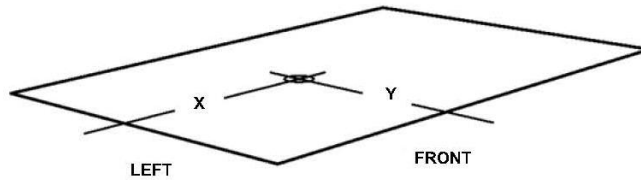
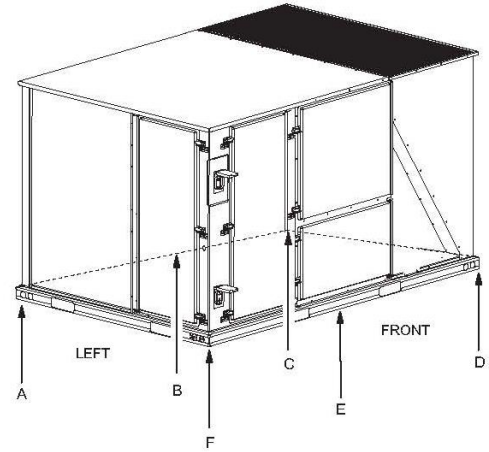
## Weights and Dimensions

### XP078-150 Unit Weights

#### Unit 4 Point Load Weight



#### Unit 6 Point Load Weight



Size (Tons)	Model	Weight (lbs.)		Center of Gravity		4 Point Load Location (lbs.)				6 Point Load Location (lbs.)					
		Shipping	Operating	X	Y	A	B	C	D	A	B	C	D	E	F
078 (6.5)	XP	925	920	38	23	206	153	240	322	144	117	97	152	184	225
090 (7.5)	XP	925	920	38	23	206	153	240	322	144	117	97	152	184	225
102 (8.5)	XP	1140	1135	38	25.5	281	209	275	369	197	160	133	175	211	259
120 (10)	XP	1140	1135	38	25.5	281	209	275	369	197	160	133	175	211	259
150 (12.5)	XP	1405	1400	51	25.5	258	347	456	339	164	198	243	319	260	216

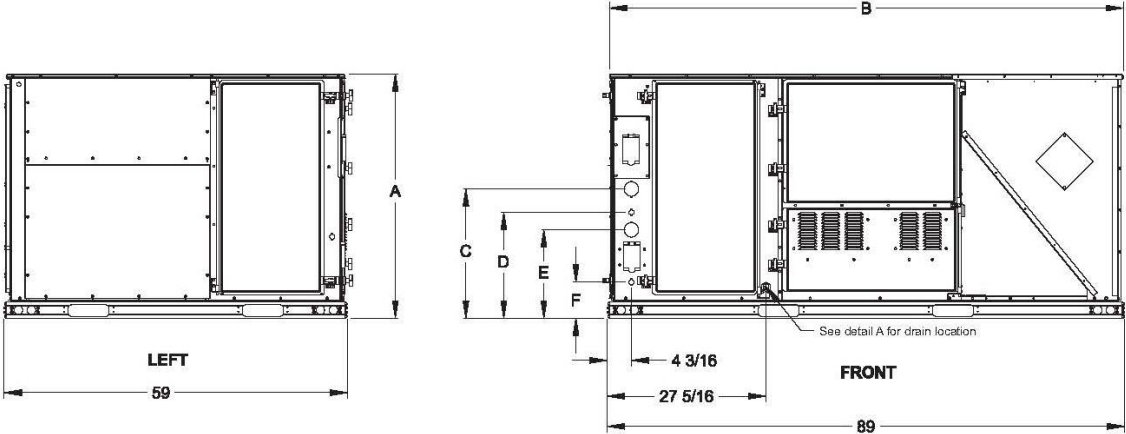
#### XP078-150 Unit Accessory Weights

Unit Accessory	Weight (lbs.)	
	Shipping	Operating
Economizer	90	85
Power Exhaust	40	35
Electric Heat <sup>1</sup>	49	49
Gas Heat <sup>2</sup>	110	110

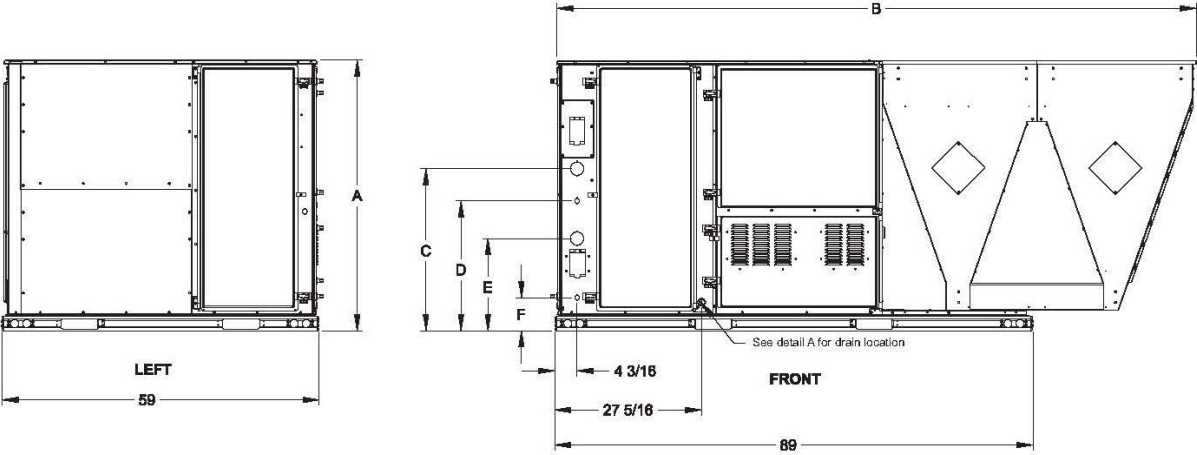
1. Weight given is for the maximum heater size available (54KW).
2. Weight given is for the maximum number of tube heat exchangers available (8 tube).

**XP078-150 Unit Dimensions**

XP078-120



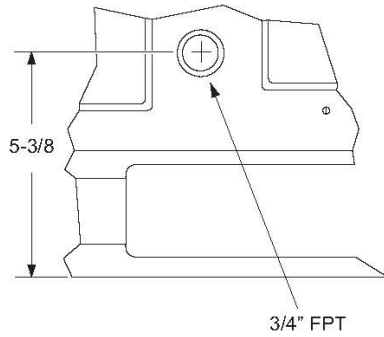
XP150



### XP078-150 Unit Physical Dimensions

Unit Model Number	Dimension (in.)					
	A	B	C	D	E	F
078	42	89	22 1/8	18 3/16	15 3/16	6 3/16
090	42	89	22 1/8	18 3/16	15 3/16	6 3/16
102	50 3/4	89	30 3/16	24 3/16	17 3/16	6 3/16
120	50 3/4	89	30 3/16	24 3/16	17 3/16	6 3/16
150	50 3/4	119 1/2	30 3/16	24 3/16	17 3/16	6 3/16

### Detail A

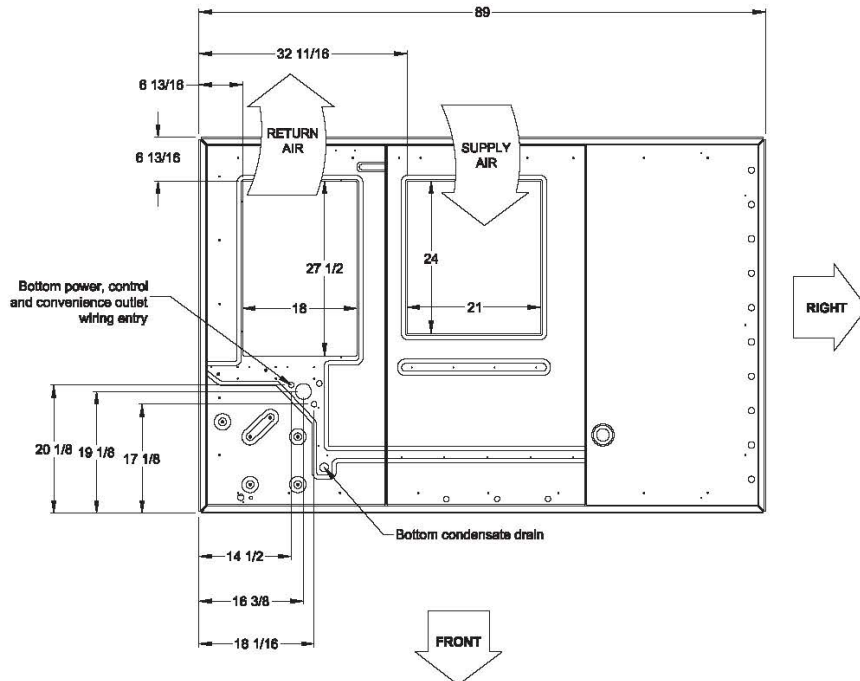


### XP078-150 Unit Clearances

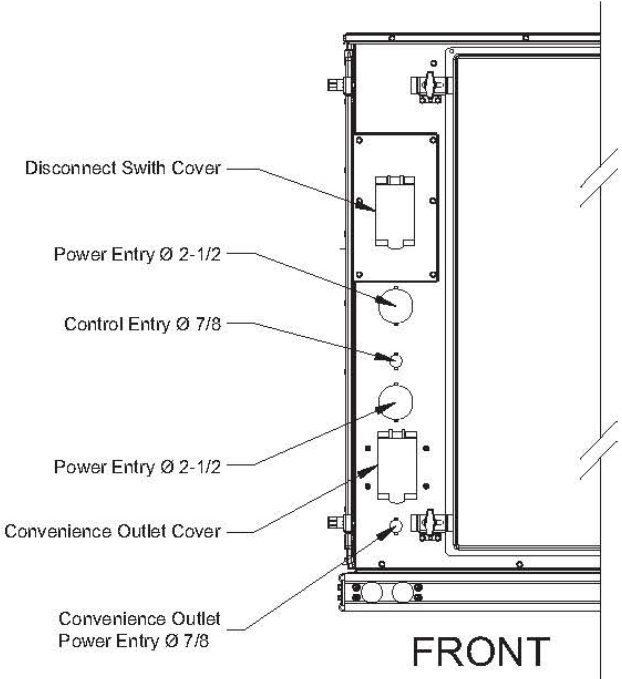
Direction	Distance (in.)	Direction	Distance (in.)
Top <sup>1</sup>	72	Right	12
Front	36	Left	36
Rear	36	Bottom <sup>2</sup>	0

1. Units must be installed outdoors. Over hanging structure or shrubs should not obscure condenser air discharge outlet.
2. Units may be installed on combustible floors made from wood or class A, B or C roof covering materials.

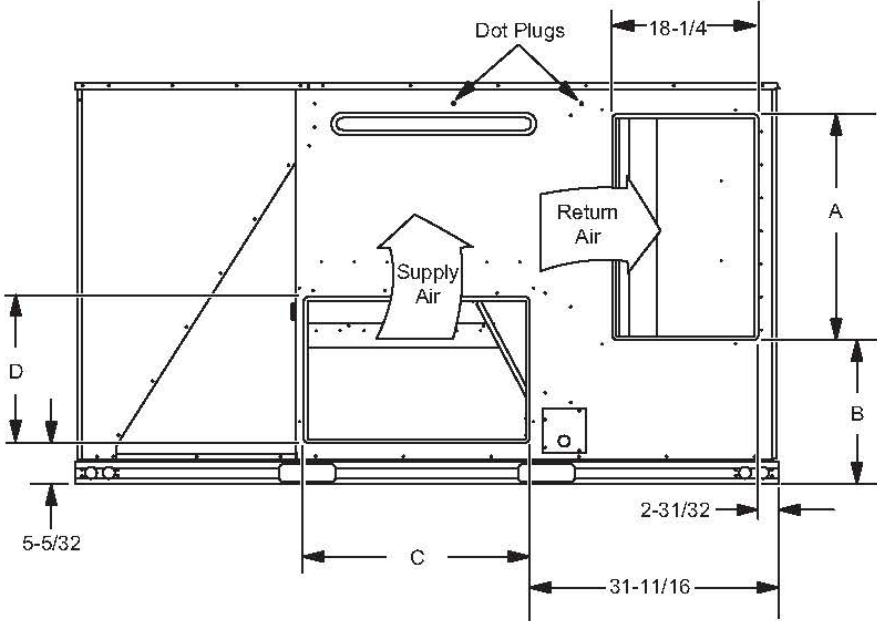
### XP078-150 Unit Bottom Duct Openings



**XP078-150 Unit Electrical Entry**



**XP078-120 Unit Side Duct Openings**



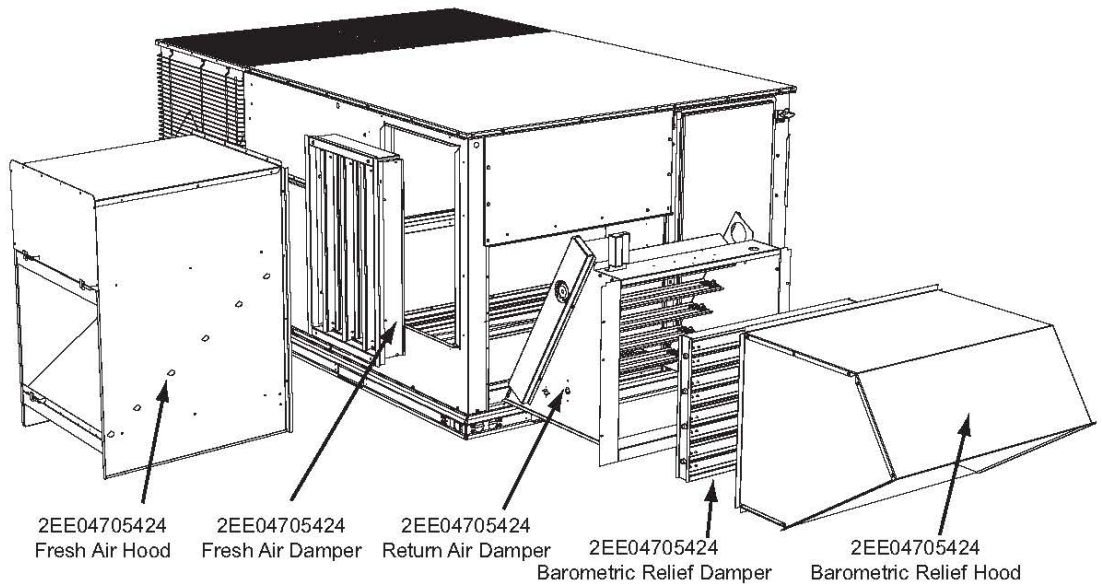
## Economizer Options

### Economizer Usage

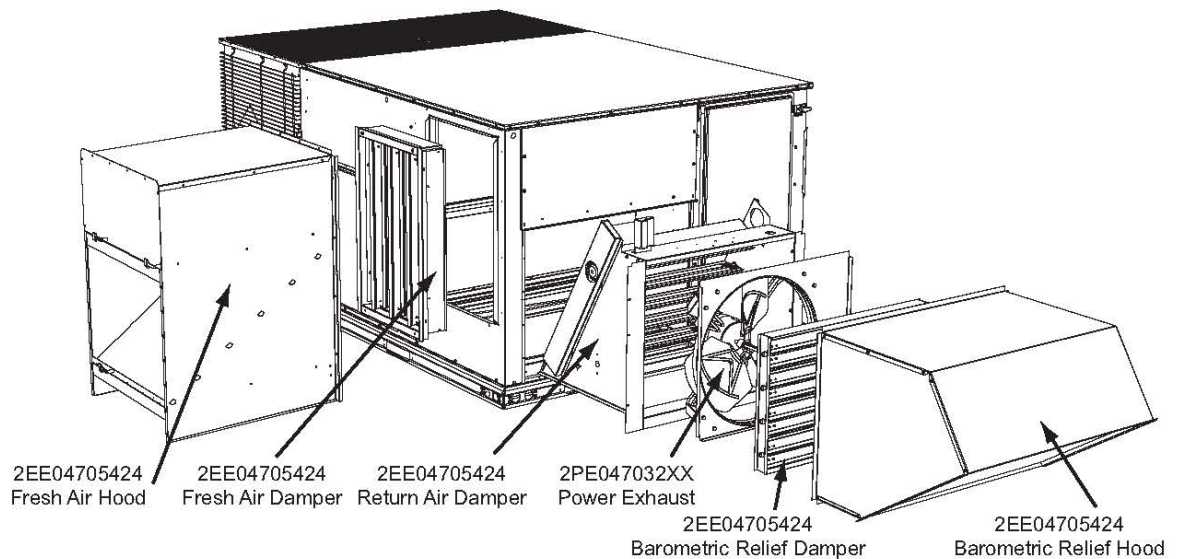
Application	Cabinet Height	Description	Model
Bottom Return	All	Downflow economizer with barometric relief	2EE04705424
Side Return	All	Horizontal economizer without barometric relief	2EE04705524 <sup>1</sup>
ERV or End Return	42"	Slab Economizer, 42" tall cabinet	2EE04705624 <sup>2</sup>
	50"	Slab Economizer, 50" tall cabinet	2EE04705224 <sup>2</sup>

1. Barometric relief must be ordered seperately and installed in duct work.
2. Barometric relief or fresh air hood not included. Must be ordered seperately.

### Factory Installed Downflow Economizer



### Field Installed Downflow Economizer W/Power Exhaust



## ANEXO 29

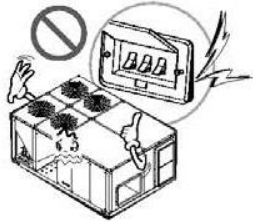
Figuras anexo 29 instrucciones de instalación de equipos de aire acondicionado

# ⚠ ADVERTENCIA

### ■ Instalación

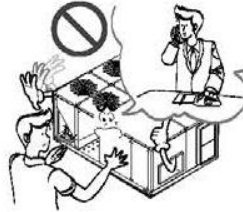
No utilice un interruptor automático defectuoso o de valor nominal inferior al correspondiente. Utilice un circuito específico para este aparato.

- Existe riesgo de incendio o descarga eléctrica.



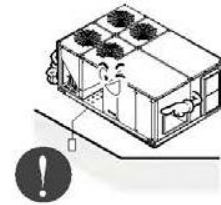
Para trabajos eléctricos, póngase en contacto con el distribuidor, vendedor, técnico cualificado o centro de asistencia técnica autorizado.

- No desmonte ni repare el aparato. Existe riesgo de incendio o descarga eléctrica.



Realice siempre la conexión del aparato a tierra.

- Existe riesgo de incendio o descarga eléctrica.



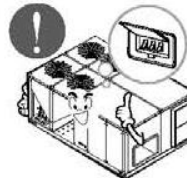
Instale correctamente el panel y la cubierta de la caja de control.

- Existe riesgo de incendio o descarga eléctrica.



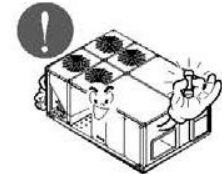
Instale siempre un circuito y un interruptor específico.

- Un cableado o instalación inadecuados pueden provocar un incendio o una descarga eléctrica.



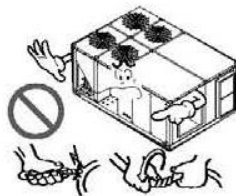
Utilice el interruptor o fusible de valor nominal adecuado.

- Existe riesgo de incendio o descarga eléctrica.



No modifique ni extienda el cable de alimentación.

- Existe riesgo de incendio o descarga eléctrica.



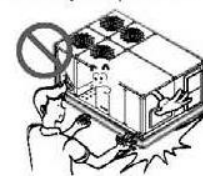
No instale, retire ni vuelva a instalar la unidad por sí mismo (cliente).

- Existe riesgo de incendio, descarga eléctrica, explosión o lesiones.



Tenga cuidado al desembalar e instalar el aparato.

- Los bordes afilados podrían provocar lesiones. Tenga especial cuidado con los bordes de la caja y las aletas del condensador y evaporador.

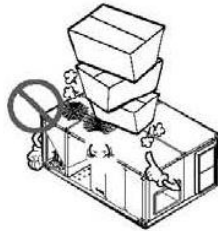


## ANEXO 30

Figuras anexo 30 preparación para el funcionamiento, limpieza y mantenimiento de equipos

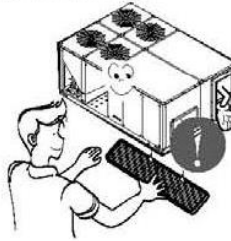
**No se suba ni coloque nada sobre el aparato. (unidades exteriores)**

- Existe riesgo de lesiones personales y avería del aparato.



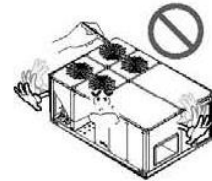
**Inserte siempre el filtro correctamente. Limpie el filtro cada dos semanas o más a menudo, si fuera necesario.**

- Un filtro sucio reduce la eficacia del aire acondicionado y puede producir un funcionamiento defectuoso o daños.



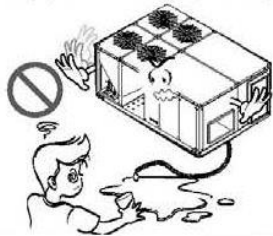
**No introduzca las manos u otros objetos en la entrada o salida del aire acondicionado mientras el aparato esté en funcionamiento.**

- Hay partes afiladas y móviles que podrían producir lesiones personales.



**No beba el agua que drena el aparato.**

- No es potable y podría causar graves problemas en la salud.



**Utilice un taburete o escalera firme cuando limpie o realice el mantenimiento del aparato.**

- Tenga cuidado y evite lesiones personales.



## ***Preparar para el funcionamiento***

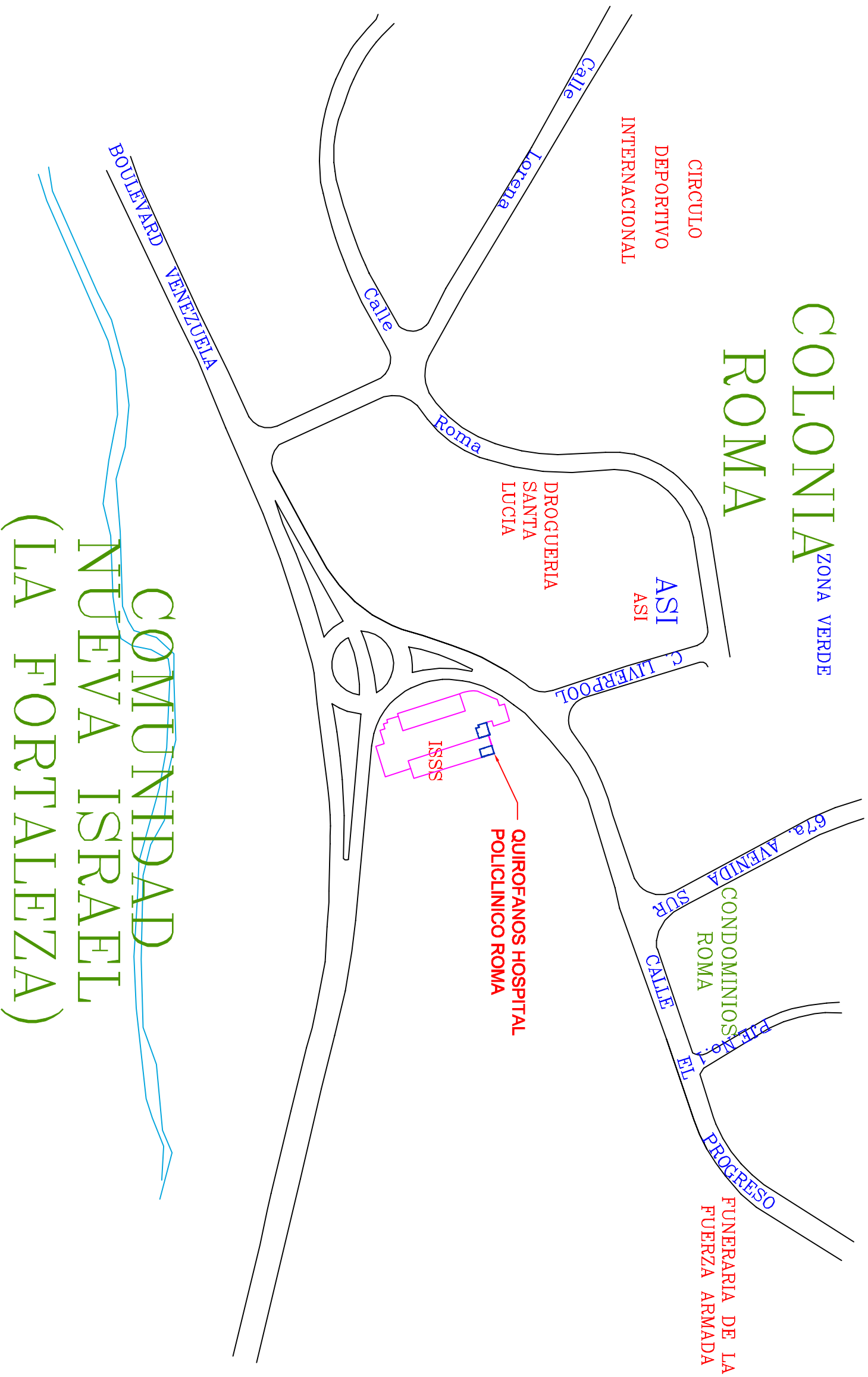
1. Contactar un especialista para la instalación.
2. Coloque el enchufe correctamente.
3. Utilice un circuito dedicado.
4. No use un cable de extensión.
5. No arranque/detenga el funcionamiento enchufando/desenchufando el cable de corriente eléctrica.
6. Si el cable/toma está dañado, cámbielo con una pieza de recambio autorizado únicamente

## ***Limpieza y mantenimiento***

1. No toque las partes de metal de la unidad cuando quite el filtro. Puede lastimarse cuando manipule bordes filosos de metal.
2. No use agua para limpiar adentro del acondicionador. La exposición al agua puede destruir la aislación y esto a su vez provocar una descarga eléctrica.
3. Cuando limpie la unidad, asegúrese que la corriente y el interruptor estén desconectados. El ventilador gira a muy alta velocidad cuando está funcionando. Existe la posibilidad de lesionarse si la energía se conecta accidentalmente cuando esté limpiando las piezas internas de la unidad.



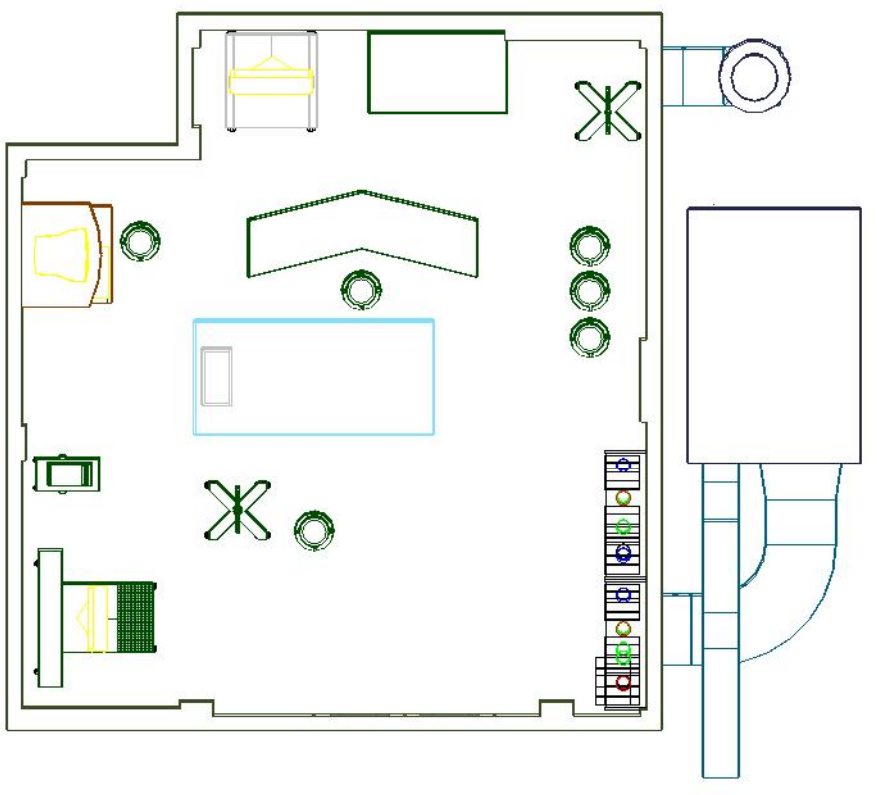
Nºrev	Nota de revisión	Fecha	Firma	Compro bado



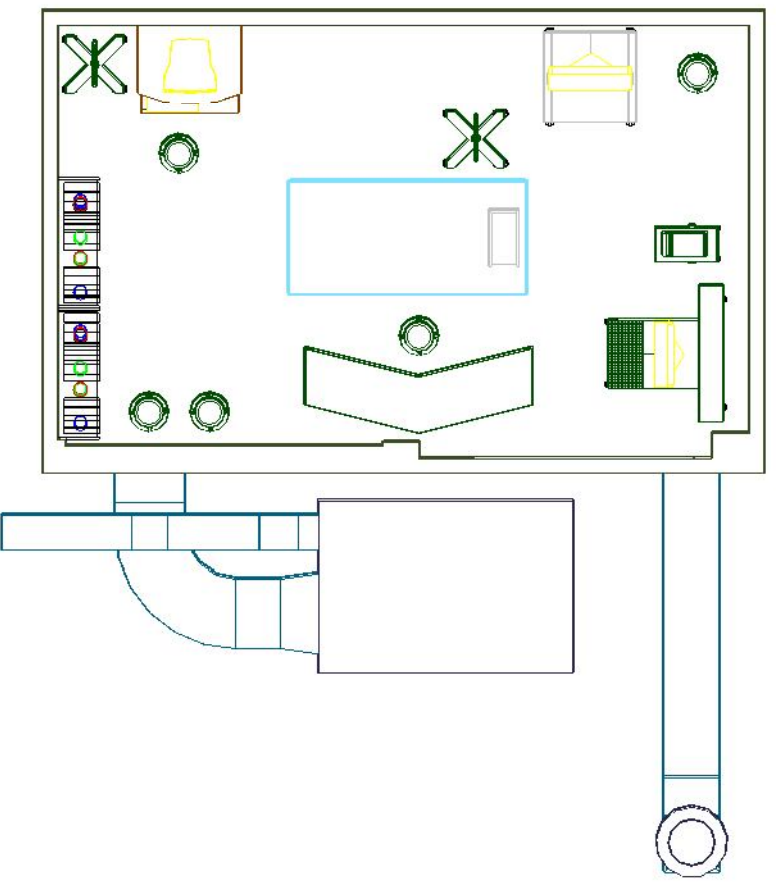
NOMBRE DE ARCHIVO ISSS	Nº FSCM	PLANO 1	ESCALA 1:1
TAM.		Ubicacion Hospital	
DIBUJADO	Ing. Francisco De Leon	Quirofanos ISSS	
COMPROBAR	Ing. Francisco De Leon	Hospital Policlínico Roma	
APROB.	Br. Jose Carlos Bonilla		
REALIZADO			
REV			
CONTRATO Nº			

Nºrev	Nota de revisión	Fecha	Firma	Compro bado

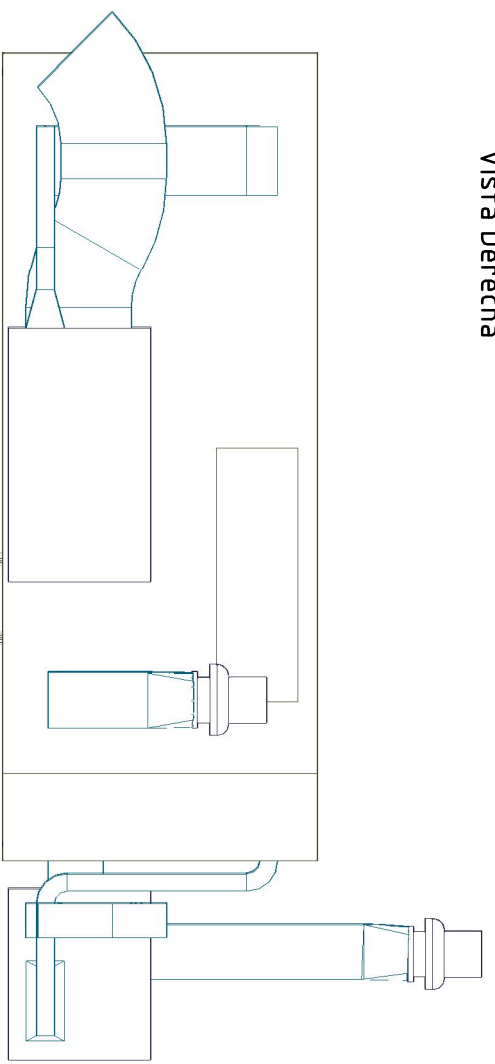
Vista Superior Quirofano 6



Vista Superior Quirofano 5



Vista Derecha



NOMBRE DE ARCHIVO	ISSS	Nº FSCM	PLANO	2	ESCALA	1:150
TAM.	Aire Acondicionado					
DIBUJADO	Ing. Francisco De Leon					
COMPROBAR	Ing. Francisco De Leon					
APROB.	Br. Jose Carlos Bonilla					
REALIZADO	Hospital Policlínico Roma					
REV	Nº DIB					
CONTRATONº	0					
	2					

1 2 3 4 5 6 7 8

4

1 2 3 4 5 6 7 8

F

E

D

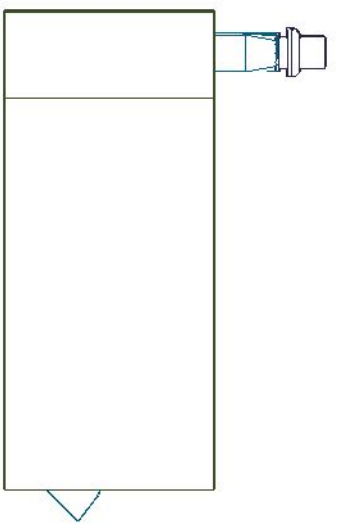
C

B

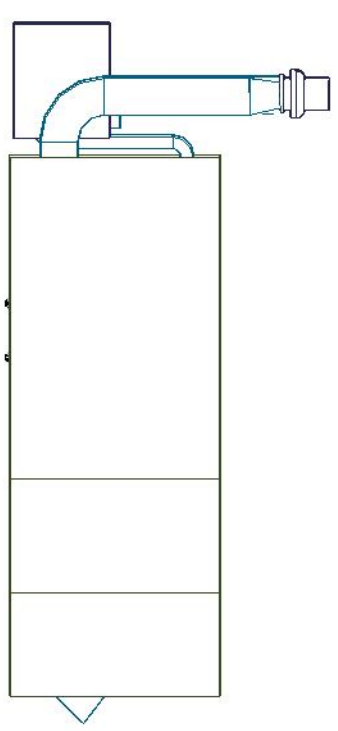
A

Nºrev	Nota de revisión	Fecha	Firma	Compro bado

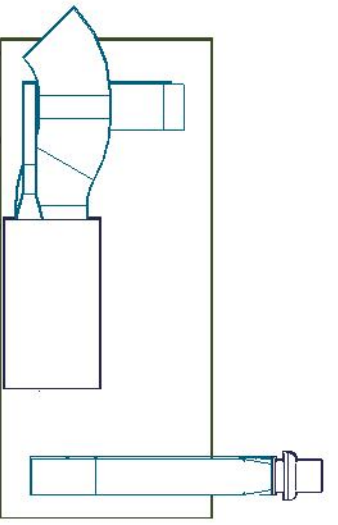
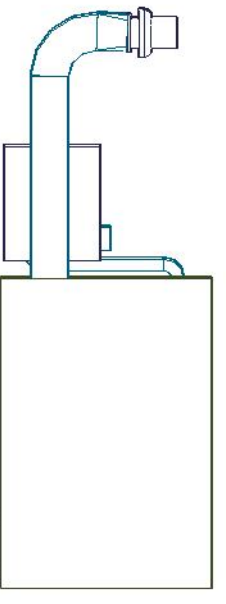
Vista Frontal



Vista Izquierda



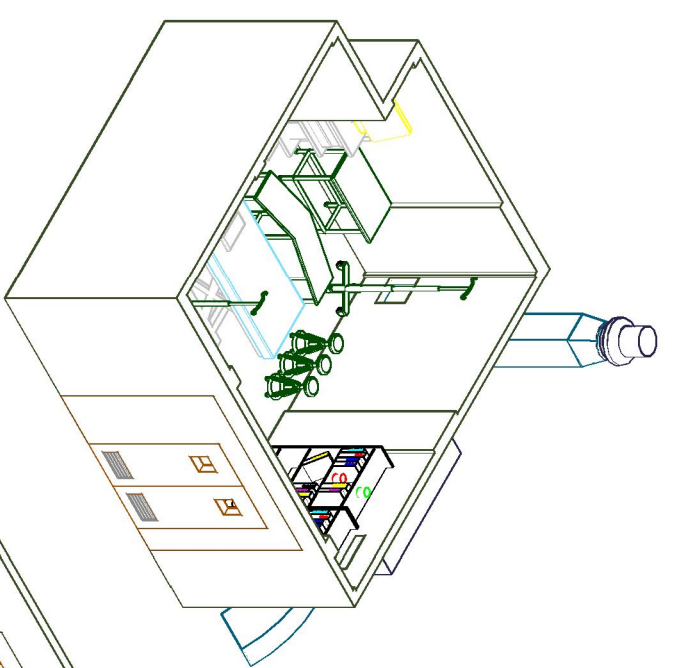
Vista Posterior



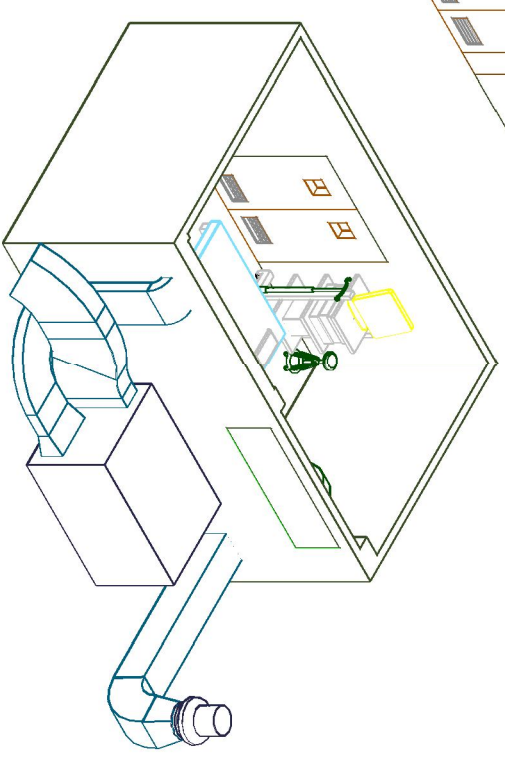
NOMBRE DE ARCHIVO	ISSS	Nº FSCM	PLANO	3	ESCALA	1:100
TAM.	Aire Acondicionado					
DIBUJADO	Ing. Francisco De Leon					
COMPROBAR	Ing. Francisco De Leon					
APROB.	Br. Jose Carlos Bonilla					
REALIZADO	Hospital Policlinico Roma					
REV	Nº DIB					
CONTRATONE	3					

1 2 3 4 5 6 7 8

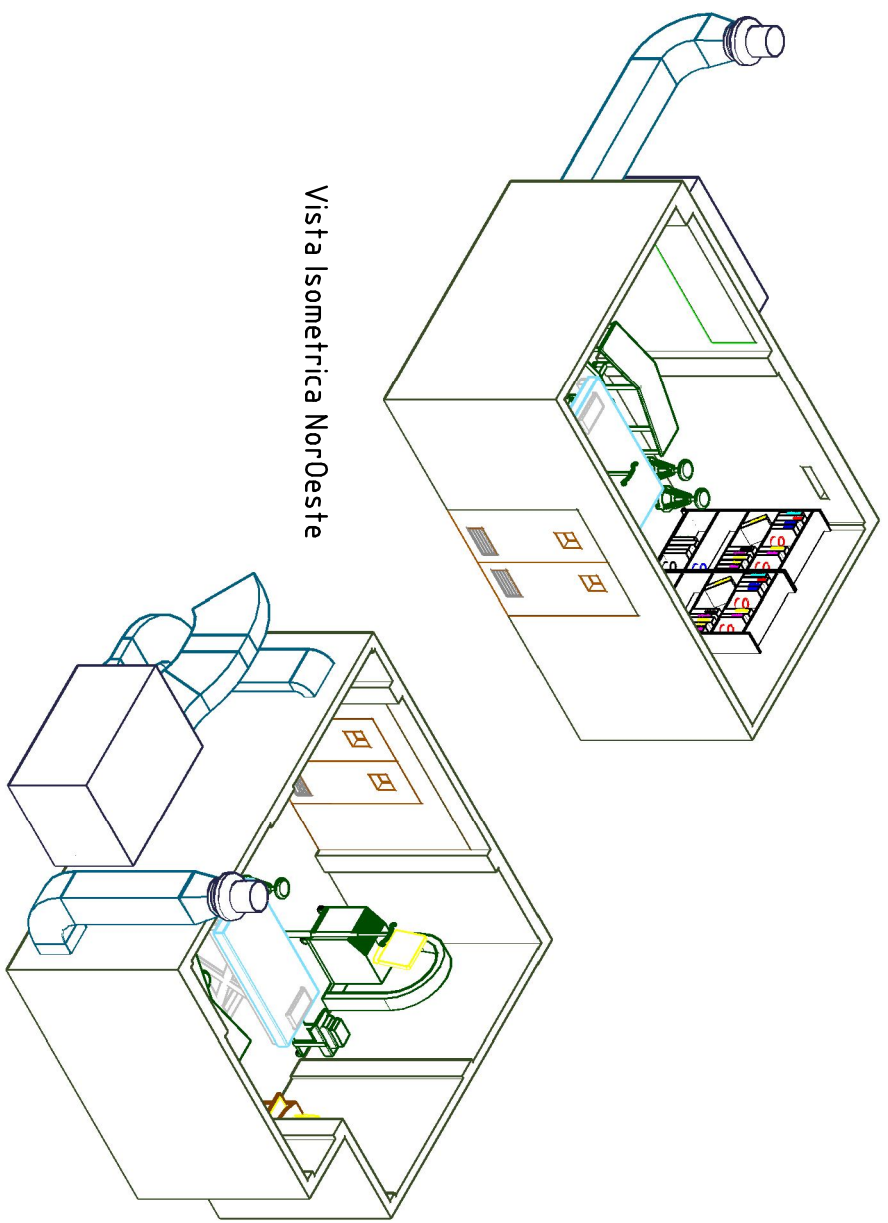
Nºrev	Nota de revisión	Fecha	Firma	Compro bado



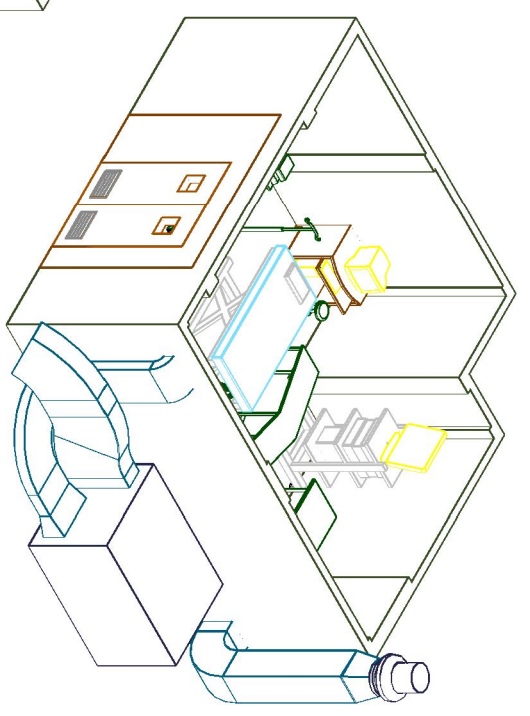
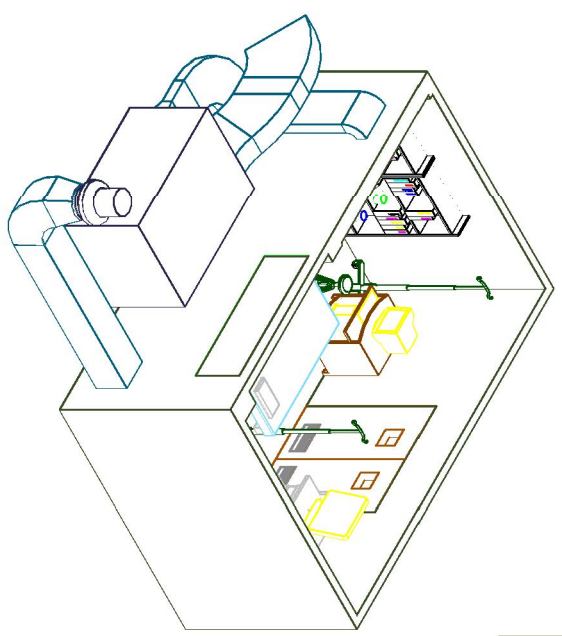
Vista Isometrica Sureste



Vista Isometrica NorOeste



Vista Isometrica NorEste



NOMBRE DE ARCHIVO	ISSS	Nº FSCM		PLANO	4	ESCALA	1:100
TAM.				Aire Acondicionado			
DIBUJADO	Ing. Francisco De Leon			Quirofanos ISSS			
COMPROBAR	Ing. Francisco De Leon			Hospital Policlínico Roma			
APROB.	Br. Jose Carlos Bonilla			Nº DIB			
REALIZADO				4			
REV							
CONTRATONE	0						