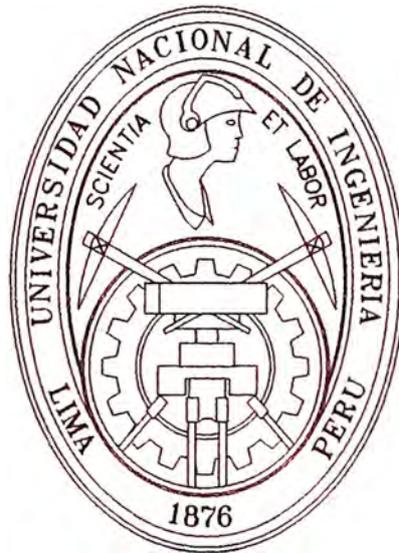


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“CONVERSION DE UN EQUIPO DE AIRE  
ACONDICIONADO ESTANDAR DE EXPANSION  
DIRECTA A 100% AIRE EXTERIOR”**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:**

**INGENIERO MECANICO**

***JOSE LUIS ROJAS CARBONERO***

***PROMOCION 1986-I***

**LIMA – PERU**

**2006**

*A mi esposa y mis hijos Eliana, Yesenia,  
Xiomara y Brian, razones para seguir  
escalando espiritual y profesionalmente.*

## *AGRADECIMIENTOS*

*Estoy muy agradecido a mis padres por su constante apoyo moral; a mi esposa por estar siempre pendiente del presente trabajo, a la empresa donde trabajo Iredi International S.R.L, por la información técnica brindada y a mi asesor el Ing. Jorge Sifuentes por su gran ayuda, sin la cual este trabajo no hubiera sido posible.*

*El autor.*

## **RESUMEN**

*El presente trabajo trata sobre la conversión de un equipo de aire acondicionado estándar de expansión directa a equipo 100% aire exterior, para la sala de operaciones de emergencia del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen.*

*El Hospital solicitó, a la empresa donde trabajo, la evaluación y estudio del sistema de acondicionamiento de aire de las salas de operaciones y de emergencia, con los requerimientos técnicos para ambientes totalmente asépticos (100% aire exterior), y ser lo más económico debido a las limitaciones presupuestales en que se encontraba dicho centro asistencial. La empresa me encargó llevar adelante el estudio completo de lo solicitado por el Hospital.*

*Para acondicionar el ambiente, se podía utilizar dos tipos de equipos: el especial 100% aire exterior y el estándar convertido. Para elegir entre uno y otro equipo se utilizó el método de evaluación económica VAN.*

*La utilización del equipo estándar requiere la selección de partes, modificación y adición de algunos componentes; disponer de mano de obra calificada y la confianza del cliente en la capacidad de la empresa para la instalación y el mantenimiento a que haya lugar, a pesar de la garantía que es usual extender en estos tipos de trabajos.*

*El costo total del equipo estándar convertido, es menor que el costo del equipo especial 100% aire exterior, por lo que ha sido seleccionado.*

*Se calcularon y seleccionaron los otros componentes del sistema de aire acondicionado, tales como ductos, distribución de aire, filtros de aire y elementos del sistema de control de temperatura y humedad; asimismo, el sistema de envío de señales indicadoras de filtros saturados y señales de baja de presión en el local, para que técnicamente sea igual que el equipo 100% aire exterior.*

*La presente tesis, propone un procedimiento lógico y racional para la conversión de equipo estándar a equipo 100% aire exterior. Involucra además de componentes seleccionados y modificados, la instalación y la puesta en marcha de todo el sistema, hasta lograr las especificaciones técnicas requeridas para el servicio y obtenidas al más bajo costo.*

*El protocolo de pruebas y recepción del sistema de acondicionamiento se detalla en la sección de anexos. Los detalles de cómo se lleva a cabo la calibración del sistema, figuran también en los anexos.*

*Los planos de distribución de equipos y especificaciones se adjuntan al presente informe de tesis, en número suficiente como para servir de guía para futuros trabajos de esta índole.*

## INDICE GENERAL

	Página
<b>1. Introducción</b>	2
1.1 Antecedentes	2
1.2 Objetivos	3
1.3 Descripción	4
<b>2. Cálculo de las cargas térmicas y estudio psicrométrico</b>	7
2.1 Descripción del local	8
2.2 Cargas térmicas	11
2.2.1 Las fuentes externas	12
2.2.2 Las fuentes internas	12
2.2.3 Cargas térmicas en verano	13
2.2.3.1 Carga térmica por transmisión en paredes, techo y piso	23
2.2.3.2 Carga térmica por personas dentro del local	33
2.2.3.3 Carga térmica por iluminación	37
2.2.3.4 Carga térmica por utensilios	39
2.2.3.5 Carga térmica por aire exterior	40
2.2.3.6 Cargas suplementarias	46
2.2.3.7 Balance térmico total, coeficiente de seguridad	53
2.2.4 Cargas térmicas en invierno	54
2.2.4.1 Pérdidas de calor por transmisión	56
2.2.4.2 Pérdidas de calor por renovación de aire exterior	59
2.2.4.3 Balance térmico de cargas en invierno.	59
2.3 Estudio psicrométrico	60
2.3.1 Definición de términos procesos y factores	61
2.3.2 Cálculo del flujo de aire: equipo especial 100% aire exterior.	75

	Página
2.3.3 Capacidades del equipo para su selección	83
2.3.4 Análisis psicrométrico con equipo estándar	89
2.3.4.1 Inyección del caudal nominal de aire	89
2.3.4.2 Inyección con un flujo de recirculación en el equipo	94
<b>3. Equipos de aire acondicionado</b>	<b>98</b>
3.1 Equipo especial para 100% aire exterior	100
3.1.1 Características técnicas del equipo	101
3.1.2 Selección de marca de equipo	103
3.1.2.1 Equipo seleccionado	114
3.1.2.2 Eficiencia real	114
3.1.3 Costo del equipo	115
3.2 Equipo estándar convertido	116
3.2.1. Características técnicas del equipo	116
3.2.2. Selección de marca de equipo	118
3.2.2.1 Equipo seleccionado para la conversión	124
3.2.3 Costo del equipo	124
3.3 Evaluación de equipos	126
<b>4. Conversión del equipo de aire acondicionado estándar</b>	<b>127</b>
4.1 Consideraciones preliminares	128
4.2 Performance del equipo con un flujo de aire de recirculación	135
4.2.1 Capacidad total	136
4.2.2 Capacidad sensible	138
4.2.2.1 Construcción de las líneas de capacidad sensible	145
4.2.3 Tablas de performance	154
4.2.4 Caudales de aire de trabajo	158

	Página
4.2.4.1 Condiciones finales del ambiente acondicionado para diferentes caudales de aire	185
4.2.4.2 Selección de los caudales de aire de trabajo	189
4.2.4.3 Performance del equipo a los caudales de aire de trabajo	190
4.2.4.4 Eficiencia real	191
<b>4.3 Conversión del equipo</b>	<b>192</b>
4.3.1 Reducción del caudal de aire de inyección	193
4.3.2 Control de la capacidad del compresor	195
4.3.2.1 Circuito de refrigeración	196
4.3.2.2 Circuito de control	214
4.3.3 Adición de elemento para controlar la humedad relativa y tener calefacción	217
4.3.3.1 Para deshumidificación	218
4.3.3.2 Para calefacción	218
4.3.3.3 Selección	221
<b>5. Cálculo y selección de los componentes del sistema de aire acondicionado</b>	<b>228</b>
5.1 Sistema de ductos y distribución de aire	229
5.1.1 Consideraciones generales	229
5.1.2 Selección de difusores y rejillas de extracción	239
5.1.3 Cálculo de ductos de aire acondicionado	249
5.1.4 Ductos de extracción de aire	261
5.1.5 Selección del extractor de aire	264
5.2 Sistema de filtrado de aire	266
5.2.1 Contaminantes del aire	266
5.2.2 Requerimientos y normas de salubridad	268
5.2.3 Filtros de aire acondicionado	268

	Página
5.2.3.1 Selección	272
5.2.3.2 Caja portafiltros	279
5.3 Circuito de refrigeración	280
5.3.1 Tuberías de refrigeración	280
5.3.1.1 De succión	281
5.3.1.2 De líquido	285
5.3.1.3 De desviación de gas caliente	287
5.3.2 Carga de refrigerante del sistema	290
5.3.3 Aislamiento de tuberías	292
5.4 Elemento adicional de protección	294
5.4.1 Protector de voltaje	294
5.4.1.1 Descripción de funcionamiento	295
5.4.1.2 Selección	295
5.5 Sistema de control	298
5.5.1 Control de temperatura	299
5.5.1.1 Termostato de ambiente	300
5.5.1.2 Descripción de funcionamiento	301
5.5.1.3 Selección	301
5.5.2 Control de humedad	304
5.5.2.1 Humidistato de ambiente	304
5.5.2.2 Descripción de funcionamiento	304
5.5.2.3 Selección	305
5.6 Sistema de señalización	307
5.6.1 Indicadores de saturación de los filtros	307
5.6.1.1 Manómetros indicadores de presión diferencial	307

5.6.1.2	Interruptor de presión diferencial	Página 308
5.6.1.3	Selección.	309
5.6.2	Medidor de velocidad del aire	311
5.6.2.1	Selección.	311
5.6.3	Manómetro interruptor de presión diferencial	312
5.6.3.1	Descripción de funcionamiento	312
5.6.3.2	Selección	313
5.6.4	Puntos calibración del sistema de señalización	314
5.6.4.1	Para los filtros de aire	314
5.6.4.2	Para la presión de la sala de operaciones	315
5.7	Diagrama eléctrico de control	316
5.7.1	Tablero eléctrico de la unidad de condensación	316
5.7.2	Tablero eléctrico de la unidad de evaporación	317
5.7.3	Tablero eléctrico del extractor de aire	317
5.7.4	Tablero eléctrico de la resistencia eléctrica	318
5.7.5	Tablero de control y señalización	318
5.7.6	Tablero señalización del prefiltro y filtro de alta eficiencia	319
5.7.7	Tablero de señalización de presión ambiental	319
5.7.8	Descripción de funcionamiento del circuito eléctrico de control	322
<b>6.</b>	<b>Costo del sistema de aire acondicionado</b>	<b>327</b>
	<b>Observaciones</b>	<b>339</b>
	<b>Conclusiones</b>	<b>342</b>
	<b>Recomendaciones</b>	<b>343</b>
	<b>Material de referencia</b>	<b>344</b>
	<b>Planos</b>	<b>350</b>
	<b>Anexos</b>	

## INDICE DE TABLAS

N°		Página
2.1	Temperatura máxima absoluta mensual en verano para la ciudad de Lima. °C	14
2.2	Humedad relativa mínima media mensual en verano para la ciudad de Lima. % HR	14
2.3	Condiciones recomendadas para acondicionamiento - verano e invierno	17
2.4	Resistencia térmica y peso específico de materiales de construcción	18
2.5	Peso de pared. Lado Este	19
2.6	Peso por área de paredes, techo y piso	19
2.7	Máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo (Btu/hr pie <sup>2</sup> )	20
2.8	Máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo, para la sala de operaciones de emergencia. Btu/hr pie <sup>2</sup>	21
2.9	Diferencia equivalente de temperatura (°F). Techo soleado o en sombra	22
2.10	Diferencia equivalente de temperatura (°F). Paredes soleadas o en sombra	27
2.11	Correcciones de las diferencias equivalentes de temperaturas (°F)	28
2.12	Resistencia térmica: aire y materiales del techo en verano	30
2.13	Resumen de cargas térmicas por transmisión en paredes techo y piso en verano	33
2.14	Carga térmica por personas	35
2.15	Carga térmica por personas a 74 °F	36
2.16	Carga térmica debida al alumbrado	38
2.17	Caudales de aire exterior requeridos	43
2.18	Ventilación y relaciones de presión en ciertas áreas del Hospital	44
2.19	Carga térmica debida al ventilador de insuflación. Ventilador situado antes y después del serpentín	47
2.20	Resumen de cargas sensible del local en verano	47
2.21	Perfomance del ventilador centrífugo.	49
2.22	Carga térmica debida a los motores eléctricos. Funcionamiento continuo	49
2.23	Balance térmico total en verano, caudal de aire exterior 920 CFM	53

*Tabla:*

N°	Página
2.24 Temperatura mínima mensual en invierno para la ciudad de Lima. °C	55
2.25 Humedad relativa máxima media mensual en invierno para la ciudad de Lima %HR	55
2.26 Resistencia térmica: aire y materiales del techo en invierno	57
2.27 Resumen: cargas térmicas por transmisión en paredes techo y piso en invierno	58
2.28 Valores usuales de los factores de bypass de los serpentines con aletas	71
2.29 Valores usuales de los factores de bypass para diferentes aplicaciones	71
2.30 Balance térmico total en verano, caudal de aire exterior 775 CFM	82
2.31 Capacidades y condiciones de temperatura, del estudio psicrométrico, para la selección del equipo de aire acondicionado	87
2.32 Entalpía de saturación (Btu/lb de aire seco)	88
2.33 Capacidad y condiciones finales del ambiente acondicionado para inyección directa del caudal de aire de un equipo estándar de 6.5 Ton	92
2.34 Performance de un equipo de aire acondicionado estándar, del tipo split de 6.5 Ton	93
2.35 Parámetros de diseño y capacidades calculadas	97
3.1 Parámetros de diseño y capacidades del equipo para su selección	98
3.2 Costos y eficiencias de equipos de aire acondicionado 100% aire exterior	103
3.3 Valor presente de los equipos de aire acondicionado 100% aire exterior	105
3.4 Capacidad nominal del equipo split 100% aire exterior, marca: Addison.	106
3.5 Performance de condensador RCA071E	107
3.6 Interpolación de performance a 77°F de bulbo húmedo	108
3.7 Extrapolación de performance a condiciones de diseño del local	108
3.8 Interpolación de performance al caudal de diseño	109
3.9 Capacidad del equipo y del local.	110
3.10 Capacidad y condiciones finales del ambiente acondicionado para equipo 100% aire exterior	113

*Tabla:*

Nº		Página
3.11	Costos y eficiencias de equipos de aire acondicionado estándares	119
3.12	Valor presente de equipos de aire acondicionado estándar	120
3.13	Perfomance del equipo de aire acondicionado estándar tipo Split de 6.5 Ton de refrigeración, 2600 CFM	121
4.1	Perfomance del equipo de aire acondicionado estándar tipo Split de 6.5 Ton de refrigeración, 2600 CFM	128
4.2	Capacidad nominal de equipo de aire acondicionado estándar	129
4.3	Capacidad total y potencia para diferentes caudales de aire vs. temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador	137
4.4	Condiciones del aire a la salida del evaporador, aplicando los factores de corrección de capacidad sensible, para un caudal de 1800 CFM	146
4.5	Temperatura de rocío del evaporador y factor de bypass para procesos a 1800 CFM	150
4.6	Capacidad sensible a 1800 CFM	154
4.7	Capacidad sensible a diferente caudal de aire	155
4.8	Perfomance del equipo de aire acondicionado a diferente caudal de aire	156
4.9	Perfomance del equipo de aire acondicionado a 86°F de temperatura exterior, a diferente caudal de aire, para el proyecto	157
4.10	Resultados de la primera iteración, para el cálculo de las condiciones a la salida del evaporador	168
4.11	Resultados hasta la segunda iteración, para el cálculo de las condiciones a la salida del evaporador	171
4.12	Resultados hasta la tercera iteración, para el cálculo de las condiciones a la salida del evaporador	184
4.13	Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección y el caudal total manejado por el equipo	185
4.14	Combinación de caudales que cumplen con acondicionar el ambiente a las condiciones interiores del proyecto	189
4.15	Capacidades y condiciones del aire con los caudales de aire de trabajo	190

*Tabla:*

Nº	Página
4.16 Ductos de aire acondicionado y caudales de aire.	193
4.17 Dimensiones y capacidad del acumulador de succión	200
4.18 Capacidad del acumulador de succión en toneladas de refrigeración	201
4.19 Capacidad de la válvula solenoide para gas refrigerante caliente en toneladas de refrigeración	209
4.20 Capacidades en invierno	220
4.21 Capacidades y condiciones del aire del equipo estándar convertido	226
5.1 Ductos y caudales respectivos	229
5.2 Velocidades máximas recomendadas en ductos para sistemas de baja velocidad en pies/min	231
5.3 Calibres o espesores de planchas metálica recomendados para ductos a baja presión	233
5.4 Velocidades del aire en la zona ocupada de la habitación	234
5.5 Niveles de ruido aceptables	236
5.6 Velocidades promedio recomendadas en rejillas de extracción o retorno	237
5.7 Niveles de ruido y velocidades recomendadas en rejillas de retorno o extracción para cada tipo de aplicación	238
5.8 Performance de difusores de aire acondicionado rectangulares de un tiro	243
5.9 Performance de difusores de aire acondicionado rectangulares de dos tiros	244
5.10 Performance de rejillas de extracción	247
5.11 Factores de corrección de rejillas de extracción con regulador de caudal (Damper)	248
5.12 Ducto rectangular equivalente al circular para igual fricción y capacidad	256
5.13 Caída de presión estática en ductos y accesorios del sistema de aire acondicionado - peso de ductos.	259
5.14 Caída de presión estática en ductos y accesorios del sistema extracción de aire acondicionado – peso de ductos	263
5.15 Performance de extractor centrífugo de simple entrada	265

*Tabla:*

Nº	Página
5.16 Pre filtros de superficie extendida	276
5.17 Características técnicas de filtros de alta eficiencia 95% D.O.P.	278
5.18 Dimensiones y propiedades del tubo de cobre	280
5.19 Tuberías de refrigeración recomendadas para líneas de líquido y succión	283
5.20 Longitud equivalente en pies, como tubería de cobre tipo “L”, de válvulas no ferrosas y accesorios soldados.	283
5.21 Tuberías de descarga recomendadas	289
5.22 Carga básica de refrigerante R22 del sistema	291
5.23 Carga de refrigerante R22 requerida por pie de tubo, en onzas	291
5.24 Carga de refrigerante R22 en tubería de descarga del compresor al condensador.	291
5.25 Caída de presión en filtros de aire	315
5.26 Caídas de presión permisible en filtros de aire	315

## INDICE DE CUADROS

N°	Página
2.1 Fecha de máximas aportaciones solares en verano	20
2.2 Equivalencias: Hemisferio Norte-Hemisferio Sur	28
3.1 Condiciones estándares de enfriamiento, según normas Ari Standard 210	115
3.2 Interpretación del modelo de la Unidad de Condensación	122
3.3 Interpretación del modelo de la Unidad Manejadora de Aire	122
3.4 Costo estimado del equipo de aire acondicionado estándar convertido	125
3.5 Resumen de aspectos tomados en cuenta para la evaluación técnica	126
4.1 Capacidad y principales características técnicas del equipo de aire acondicionado estándar seleccionado	129
4.2 Capacidad y principales características técnicas del equipo 100% aire exterior	130
4.3 Requerimientos del ambiente a acondicionar	131
4.4 Comparación de capacidad y condiciones del aire requeridos: equipo de aire acondicionado estándar y el especial 100% aire exterior.	132
4.5 Características técnicas y elementos que no traen el equipo de aire acondicionado estándar respecto al especial 100% aire exterior	132
4.6 Manómetro diferencial de tubo inclinado	195
4.7 Nomenclatura para selección del acumulador de succión	201
4.8 Selección de válvulas de desviación de gas caliente, R22	206
4.9 Nomenclatura de válvula solenoide	209
4.10 Características técnicas del termostato exterior de bulbo y capilar	216
4.11 Capacidad eléctrica de los contactos del termostato exterior	216
4.12 Información de pedido de resistencia eléctrica para ducto	224
4.13 Dimensiones de resistencias para ducto a pedido, pulgadas	225
4.14 Máxima y mínima potencia por etapas en las resistencias eléctricas	226
4.15 Elementos utilizados para la conversión del equipo	227

*Cuadro:*

Nº		Página
5.1	Eficiencia de filtros, para sistemas de ventilación y aire acondicionado de Hospitales	268
5.2	Espesores recomendados de aislamiento para el control de condensación en tuberías	293
5.3	Voltajes máximo y mínimo para motocompresores herméticos Copeland	296
5.4	Manómetro diferencial de tubo inclinado	310
5.5	Interruptor de presión diferencial serie 1638	310
5.6	Rangos de presión del manómetro interruptor de presión diferencial.	313
6.1	Detalle del costo del sistema de aire acondicionado	330
6.2	Costo del sistema de aire acondicionado por rubros	337

**INDICE DE FIGURAS**

Nº	Página
2.1 Sala de operaciones de emergencia	9
2.2 Materiales de construcción empleados en la sala de operaciones de emergencia (a) Pared exterior e interior, (b) Techo y (c) Piso	10
2.3 Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia	38
2.4 Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes	38
2.5 Relación entre la temperatura equivalente de superficie, el aire impulsado y el refrigerante.	68
2.6 Variación de la recta GSHF en función del factor de bypass	70
2.7 Rectas RSHF, GSHF y ESHF de un sistema 100% aire exterior	73
2.8 Mezcla de dos corrientes de aire (a) Disposición esquemática y (b) Proceso en la carta psicrométrica	74
2.9 Distribución en porcentaje de las cargas térmicas en verano, caudal de aire exterior: 775 CFM	82
2.10 Sistema de aire acondicionado 100% aire exterior con equipo estándar inyectando el caudal de aire nominal	92
2.11 Sistema de aire acondicionado 100% aire exterior con flujo de aire de recirculación, en un equipo estándar.	95
4.1 Sistema de aire acondicionado 100% aire exterior con un flujo de aire de recirculación, en un equipo estándar.	134
4.2 Esquema de un caudal de aire de recirculación en equipo de aire acondicionado estándar.	163
4.3 Nomenclatura usada en esquema de caudal de aire de recirculación en equipo de aire acondicionado estándar, con resistencia eléctrica de deshumidificación	184
4.4 Esquema de reducción de caudal de aire de inyección al local	194
4.5 Caja de mezcla	195
4.6 Esquema del circuito de refrigeración de equipo estándar	196
4.7 Acumulador de succión	200
4.8 Diagrama esquemático de la instalación de la válvula de desviación de gas caliente	202

*Figura:*

Nº		Página
4.9	Corte esquemático de válvula de desviación de gas caliente	203
4.10	Válvula de desviación de gas caliente con regulador de operación directa	206
4.11	Válvula solenoide de dos vías	207
4.12	Esquema del circuito de refrigeración modificado.	210
4.13	Ciclos de compresión de vapor real y teórico a condiciones de máxima carga.	213
4.14	Efecto de la válvula de desviación de gas caliente a condiciones de carga parcial.	213
4.15	Termostato exterior de bulbo y capilar	215
4.16	Ubicación de la resistencia eléctrica de deshumidificación y calefacción	217
4.17	Resistencia eléctrica de inserción para ducto	225
5.1	Esquema de ductos de aire acondicionado y extracción	230
5.2	Difusor y rejilla de descarga de aire acondicionado	234
5.3	Descripción de los términos que se usan en la distribución de aire	235
5.4	Rejilla de extracción	237
5.5	Distribución de equipos hospitalarios y otros	239
5.6	Ubicación de difusores en sala de operaciones	240
5.7	Ubicación de rejillas de extracción en sala de operaciones	245
5.8	Esquema de recorrido de ductos de aire acondicionado	250
5.9	Rozamiento en los elementos de un sistema de ductos rectangulares	257
5.10	Conexiones de descarga de ventilador	258
5.11	Dimensiones de unidad de evaporación	258
5.12	Esquema de recorrido de ductos de extracción de aire	262
5.13	Sección de un filtro de malla de aluminio	270
5.14	Filtro de aire de media eficiencia.	270
5.15	Filtro de alta eficiencia	271

*Figura:*

N°	Página
5.16 Ubicación de la caja portafiltros	274
5.17 Protector de voltaje de estado sólido	294
5.18 Acción de control de dos posiciones. a) Enfriamiento, b) Calefacción	299
5.19 Termostato electrónico de ambiente de aire acondicionado	301
5.20 Humidistato Electromecánico	304
5.21 Esquema de instalación de manómetro diferencial	307
5.22 Interruptor de presión diferencial (a) Vista normal, (b) Corte esquemático	308
5.23 Manómetro medidor de presión de velocidad	311
5.24 Manómetro interruptor diferencial de presiones	312
5.25 Diagrama eléctrico de fuerza y control de equipo de aire acondicionado tipo Split	320
5.26 Diagrama eléctrico del termostato electrónico	321
5.27 Diagrama eléctrico de conexión del protector de voltaje de estado sólido	321
5.28 Diagrama típico de la resistencia eléctrica	321
6.1 Costo del sistema de aire acondicionado por rubros en porcentajes del total	338

## INDICE DE GRAFICOS

N°		Página
2.1	Variación horaria de temperatura de bulbo seco (°C) vs. la humedad relativa (%HR)	15
2.2	Carga térmica debida al calentamiento de los ductos de inyección de aire, expresadas en porcentaje de las ganancias sensibles del local	52
2.3	Esquema de la carta psicrométrica	60
2.4	Recta de factor de calor sensible del local en la carta psicrométrica	64
2.5	Recta de factor de calor sensible total en la carta psicrométrica	65
2.6	Rectas de factor de calor sensible: total y del local en la carta psicrométrica	67
2.7	Recta ESHF = 0.79 dibujada en la carta psicrométrica	79
2.8	Proceso de aire acondicionado 100% aire exterior y rectas RSHF, ESHF y GSHF en la carta psicrométrica.	86
2.9	Proceso de aire acondicionado 100% aire exterior con equipo estándar inyectando el caudal de aire nominal.	93
2.10	Proceso de aire acondicionado 100% aire exterior con flujo de aire de recirculación, en un equipo estándar.	96
3.1	Performance vs. temperatura de bulbo seco de entrada	109
3.2	Performance vs caudal de aire de inyección	110
3.3	Proceso de aire acondicionado con equipo 100% aire exterior	113
3.4	Performance del ventilador centrífugo, con serpentín evaporador húmedo.	123
4.1	Capacidad total vs. temperatura de bulbo húmedo de entrada al evaporador	137
4.2	Análisis de procesos de aire acondicionado con caudal y temperatura de bulbo húmedo iguales, de entrada al evaporador.	140
4.3	Procesos de aire acondicionado con caudal y temperatura de bulbo húmedo iguales, de entrada al evaporador.	142
4.4	Procesos de aire acondicionado a 1800 CFM, con temperaturas de bulbo húmedo de entrada de: (a) 59°F y (b) 63°F	147
4.5	Procesos de aire acondicionado a 1800 CFM, con temperaturas de bulbo húmedo de entrada de: (c) 67°F y (d) 71°F	148

*Gráfico:*

Nº		Página
4.6	Procesos posible del equipo de aire acondicionado a 1800 CFM, con temperatura de bulbo húmedo de entrada: (a) 59°F y (b) 63°F	152
4.7	Procesos posibles del equipo de aire acondicionado a 1800 CFM, con temperatura de bulbo húmedo de entrada: (c) 67°F y (d) 71°F	153
4.8	Perfomance a 1800 CFM y 86°F de temperatura exterior	167
4.9	Proceso de aire acondicionado con recirculación, primera iteración	169
4.10	Proceso de aire acondicionado con recirculación, segunda iteración	172
4.11	Proceso de aire acondicionado con recirculación, tercera iteración	175
4.12	Proceso de aire acondicionado con recirculación, para caudal total de 1800 CFM e inyectado de 850 CFM	178
4.13	Proceso de aire acondicionado con recirculación, para caudal total de 1800 CFM e inyectado de 850 CFM, con calentamiento sensible al final.	182
4.14	Proceso de aire acondicionado con recirculación, para caudal total de 1800 CFM e inyectado de 850 CFM, con calentamiento sensible a la descarga.	183
4.15	Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección, para un caudal total de 1800 CFM	186
4.16	Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección, para un caudal total de 2200 CFM	187
4.17	Condiciones finales del local acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección, para un caudal total de 2600 CFM	188
4.18	Proceso de calefacción	220
4.19	Mínimo flujo de aire para la resistencia eléctrica de ducto	226
5.1	Costo de un ducto rectangular en función de la relación de forma. a) Costos de Instalación; b) Costos de operación	231
5.2	Ganancia de calor en el ducto en función de la relación de forma	232
5.3	Pérdidas por rozamiento en ducto redondo.	255
5.4	Aplicación de los filtros	267
5.5	Caída de presión vs. Velocidad para un filtro de malla de aluminio limpio.	273
5.6	Capacidad vs. resistencia de filtro de alta eficiencia 95% D.O.P.	278

*Gráfico*

N°		Página
5.7	Pérdida de capacidad en línea de succión por cada 100 pies de longitud equivalente	284
5.8	Caída de presión en línea de líquido por cada 100 pies de longitud equivalente.	284

## GLOSARIO

- |      |                                       |  |
|------|---------------------------------------|--|
| 1.-  | Asepsia del local                     | Local, libre de gérmenes.  |
| 2.-  | Capacidad del equipo para el proyecto | Capacidad del equipo a las condiciones exteriores del proyecto y las condiciones de la mezcla de aire de entrada al evaporador.  |
| 3.-  | Capacidad nominal                     | Capacidad del equipo a las condiciones estándares de enfriamiento según las normas ARI STANDARD 210  |
| 4.-  | Caudal nominal                        | Caudal de aire del equipo a las condiciones de capacidad nominal   |
| 5.-  | Caudales de aire de trabajo           | Para el equipo de aire acondicionado estándar convertido: es el caudal de aire total manejado por el equipo y el caudal de aire de inyección que logran acondicionar el local a las condiciones de diseño.   |
| 6.-  | Condiciones exteriores                | Condiciones del aire exterior: Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, que se toman como parámetros de diseño para realizar la estimación de la carga térmica.   |
| 7.-  | Condiciones interiores                | Condiciones de diseño en el interior del local a acondicionar: Temperatura de bulbo seco y húmedo, que se toman como parámetros de diseño para la estimación de la carga térmica.  |
| 8.-  | Día del proyecto                      | Es un día en el cual se alcanzan las condiciones más desfavorables y ocurren simultáneamente los siguientes factores: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Las temperaturas de bulbo seco y húmedo alcanzan un valor máximo, simultáneamente. En el caso de invierno se considera como el promedio de las temperaturas mínimas de junio, julio y agosto.</li> <li>- Apenas existe niebla en el aire que reduzca la radiación solar, para el invierno no hay restricciones.</li> <li>- Todas las cargas internas son normales, es decir las de diseño, tanto para verano o invierno.</li> </ul> |
| 9.-  | Disponibilidad de presión estática    | Es la presión disponible que tiene el ventilador del evaporador a la salida del equipo, incluye las pérdidas en gabinete y el serpentín evaporador húmedo.   |
| 10.- | Eficiencia nominal                    | Eficiencia energética del equipo a las condiciones de capacidad nominal  |

- |      |                      |    |  |
|------|----------------------|----|--|
| 11.- | Eficiencia real      |    | Eficiencia energética del equipo a las condiciones exteriores del proyecto.                                |
| 12.- | Factor de bypass     |    | Es el porcentaje de aire que pasa a través del serpentín evaporador sin sufrir ningún cambio               |
| 13.- | Local ó sala         |    | Es el ambiente acondicionado   |
| 14.- | Punto de calibración | de | Valor fijado para que actúe el control de protección o de señalización.                                    |
| 15.- | Regulador de caudal  | de | Elemento que se usa en los ductos de aire acondicionado para balancear el caudal de aire                   |
| 16.- | Split                |    | Se usa para clasificar los equipos de aire acondicionado de expansión directa, que vienen en dos gabinetes |

## ABREVIATURAS

1.-	“ de c.a.	Pulgadas de columna de agua.
2.-	ADP	Punto de rocío del evaporador ( <i>apparatus dewpoint</i> )
3.-	BF	Factor de bypass ( <i>Bypass factor</i> )
4.-	CFM	Flujo o caudal de aire ( <i>Cubic feet per minute</i> ) pies <sup>3</sup> /min.
5.-	ERLH	Calor latente efectivo del local ( <i>Effective room latent heat</i> )
6.-	ERSH	Calor sensible efectivo del local ( <i>Effective room sensible heat</i> )
7.-	ERTH	Calor total efectivo del local ( <i>Effective room total heat</i> )
8.-	ESHF	Factor de calor sensible efectivo ( <i>Effective sensible heat factor</i> )
9.-	FPM	Velocidad del aire ( <i>feet per minute</i> ) pies/min
10.-	GSHF	Factor de calor sensible total ( <i>Grand sensible heat factor</i> )
11.-	GTH	Calor total ( <i>Grand total heat</i> )
12.-	LH	Calor latente ( <i>Latent heat</i> )
13.-	OALH	Carga latente por aire exterior ( <i>Outdoor air latent heat</i> )
14.-	OASH	Carga sensible por aire exterior ( <i>Outdoor air sensible heat</i> )
15.-	OATH	Carga total por aire exterior ( <i>Outdoor air total heat</i> )
16.-	PSIG	Unidad de presión manométrica. Libras por pulgada cuadrada
17.-	RLH	Calor latente del local ( <i>Room latent heat</i> )
18.-	RLHS	Calor latente suplementario del local ( <i>Room latent heat supplement</i> )
19.-	RPM	Revoluciones por minuto
20.-	RSH	Calor sensible del local ( <i>Room sensible heat</i> )
21.-	RSHF	Factor de calor sensible del local ( <i>Room sensible heat factor</i> )
22.-	RSHS	Calor sensible suplementario del local ( <i>Room sensible heat supplement</i> )
23.-	RTH	Calor total del local ( <i>Room total heat</i> )

- 24.- SH                    Calor sensible (*Sensible heat*)
- 25.- SHF                Factor de calor sensible (*Sensible heat factor*)
- 26.- TH                 Calor total (*Total heat*)
- 27.- TLH                Calor latente total (*Calor latente total*)
- 28.- TSH                Calor sensible total (*Calor sensible total*)

## **PROLOGO**

El presente trabajo de tesis, se desarrolla en seis capítulos:

Capítulo 1: Antecedentes, objetivos y descripción del trabajo

Capítulo 2: Cálculo de las cargas térmicas del local y un estudio psicrométrico para obtener las capacidades para la selección del equipo.

Capítulo 3: Tipos de equipos que pueden ser utilizados. Estudio técnico económico y selección de la mejor alternativa.

Capítulo 4: Conversión del equipo estándar seleccionado, dicha conversión consistió en: Reducción del caudal de aire de inyección, modificación y adición de elementos en el circuito de refrigeración y de mando para el control de la capacidad del compresor, y adición de resistencia eléctrica para el control de la humedad relativa y tener calefacción.

Capítulo 5: Cálculo y selección de los otros componentes del sistema de aire acondicionado, y el sistema control y señalización.

Capítulo 6: Metrado y estimación de los costos del sistema propuesto.

Quiero manifestar mi reconocimiento y agradecimiento a la empresa Iredi Internacional S.R.L, por las facilidades brindadas en el suministro de la información técnica de equipos y accesorios, así como una especial deferencia al Ing. Jorge Sifuentes, por su gran ayuda sin la cual este trabajo no hubiera sido posible.

El autor.

# **CAPITULO 1**

## **INTRODUCCION**

El país posee técnicos de calidad comparable a técnicos de los países desarrollados, al igual que en el campo de los ingenieros, lo que hace posible que en el Perú se pueda mejorar, modificar, ensamblar, adaptar y finalmente fabricar equipos o parte de ellos, con el propósito de tener el equipo ó máquina que brinde el servicio con características similares o superiores que el especial pero a menor costo. De esto trata el presente trabajo de tesis.

### **1.1 ANTECEDENTES**

Realizando visitas técnicas, por mantenimiento, a las instalaciones de sistemas de aire acondicionado para salas de operaciones hospitalarias, pude observar sistemas de aire acondicionado del tipo 100% aire exterior con equipos especiales para ese fin y también sistemas que trabajaban con equipos estándares. Muchos de estos equipos presentaban problemas, que no sucedían en los equipos especiales, tales como:

Formación de hielo en el evaporador.

Válvulas del compresor deterioradas.

Condiciones de temperatura y humedad en el ambiente acondicionado muy por encima de los valores de diseño.

Observando las instalaciones, los equipos estándares que inyectaban el caudal de aire nominal al ambiente, nunca alcanzaban las condiciones de diseño que solicitaba el área usuaria, a pesar de tener la capacidad suficiente para acondicionar dicho ambiente, y en condiciones de temperatura exterior baja, presentaban problemas de formación de hielo en el evaporador. En otros casos habían reducido el caudal de aire de inyección, logrando el equipo alcanzar las condiciones de diseño, pero continuamente presentaban también problemas de formación de hielo en el evaporador.

En otras instalaciones, observé que habían instalado un ducto de recirculación en el equipo, con la cual reducían el caudal de aire de inyección, siendo estos equipos los que alcanzaban las condiciones de diseño en el ambiente y funcionaban regularmente, pero en épocas de verano. En otoño y en invierno, presentaban problemas de formación de hielo y hasta rotura de la válvula del compresor. Al tratar de resolver estos problemas, empiezo a recopilar información para establecer un procedimiento de conversión, desde el punto de vista de ingeniería.

## **1.2 OBJETIVOS**

- ✚ Obtener un equipo de aire acondicionado 100% aire exterior, a partir de un equipo estándar.

Diseño y calculo de los componentes del sistema de aire acondicionado  
100% aire exterior.

### **1.3 DESCRIPCION**

Mediante carta N° 189-DMYE-OM y SG-HNGAI-ESSALUD-03, el Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen solicita la evaluación y estudio del sistema de acondicionamiento de aire de las salas de operaciones y de emergencia ubicadas en el quinto piso del pabellón de hospitalización "A". El cliente pide cumplir con los requerimientos técnicos para ambiente totalmente asépticos (100% aire exterior), y ser lo más económico debido a las limitaciones presupuestales en que se encuentra dicho centro asistencial.

La empresa Iredi internacional S.R.L., donde presto servicios me encarga realizar el estudio respectivo, con carta N° 322-03. Después de estimar las cargas térmicas de la sala de operaciones, indagar los equipos disponibles en el mercado nacional así como sus costos; indagar las conversiones de equipos estándar a 100% aire exterior, que ya había visto, al resolver los problemas de instalaciones existentes; llegué a la conclusión de que, efectivamente la conversión del equipo estándar cumple con los requisitos técnicos que el equipo 100% aire exterior y con costo menor.

Realizada esta pequeña investigación, comuniqué a mi empresa que podía realizarse el trabajo e indiqué el monto del mismo, para que se contestara a la solicitud del Hospital Nacional Guillermo Almenara, el cual aceptó nuestra oferta de

trabajo. El equipo convertido, se instaló en febrero del 2004 y hasta la fecha sigue funcionando a satisfacción del cliente, encargándose del mantenimiento, en el periodo de garantía, mi empresa.

En la realización del trabajo, pude observar la necesidad de darle un procedimiento eficaz para llevar a cabo los trabajos de conversión; es decir, realizarlos de manera profesional con resultados previsibles y por lo tanto, garantizados. De esto trata el presente trabajo, cuya propuesta de sistematización es la siguiente:

- Cálculo de las cargas térmicas y estudio psicrométrico.- Se realizó utilizando el procedimiento del manual de aire acondicionado CARRIER y el manual de la ASHRAE.
- Equipos de aire acondicionado.- Los equipos usados en salas de operaciones hospitalarias son: los especiales para 100% aire exterior y el estándar convertido. Con las capacidades de refrigeración y un análisis económico, utilizando el método del valor presente, se seleccionan ambos equipos y la alternativa más económica, resultando ser el equipo estándar convertido.
- Conversión del equipo de aire acondicionado estándar.- La conversión del equipo consistió en: Reducción del caudal de aire de inyección, estableciendo un caudal de recirculación; modificación y adición de elementos en el circuito de refrigeración y de mando para el control de la capacidad del compresor, y adición de resistencia eléctrica para el control de la humedad relativa y tener calefacción.

Para establecer los caudales de aire de trabajo, se elaboraron las tablas de performance del equipo a las condiciones exteriores del proyecto (temperatura de bulbo seco: 86°F y temperatura de bulbo húmedo: 77°F) y de la mezcla de aire al ingreso del evaporador, basadas en la información del fabricante y un procedimiento establecido por el autor. Las condiciones finales del ambiente fueron calculadas con las tablas de performance elaboradas, las cargas térmicas calculadas, mediante un procedimiento iterativo.

La adición de elementos en el circuito de refrigeración y de mando, así como la resistencia eléctrica, fue de acuerdo a las recomendaciones del fabricante de cada elemento utilizado.

- Cálculo y selección de los componentes del sistema de aire acondicionado.- Se realizó según el procedimiento del manual de aire acondicionado CARRIER y el manual de la ASHRAE.
- Determinación del costo del sistema de aire acondicionado.- Se realizó de acuerdo a los costos del mercado nacional e internacional proporcionados por la empresa Iredi International S.R.L, empresas especializadas y catálogos de distribuidores internacionales tales como: Grainger y Gemaire distributors, Inc.

En vista que la información obtenida está en unidades inglesas, se optó por trabajar en éstas, a fin de no perder precisión en los cálculos, sin embargo, se presenta los resultados de interés, en el sistema inglés como en el Sistema Internacional de Unidades.

## **CAPITULO 2**

### **CALCULO DE LAS CARGAS TERMICAS Y ESTUDIO PSICROMETRICO**

El sistema de aire acondicionado requerido, es para la sala de operaciones de emergencia del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen; los requerimientos son de enfriamiento, en verano, con control de temperatura y humedad relativa y en invierno, control de humedad relativa o calefacción. Para poder determinar la capacidad del equipo de aire acondicionado y su posterior selección, es necesario estimar las cargas térmicas.

Para la estimación de las cargas térmicas y el estudio psicrométrico se utilizó el procedimiento establecido en el manual de aire acondicionado CARRIER<sup>[1]</sup>, y las Normas ASHRAE<sup>[2]</sup>.

---

<sup>[1]</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 1-1 al 1-113

<sup>[2]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning. Applications*. p. 163 al 176

## 2.1 DESCRIPCION DEL LOCAL

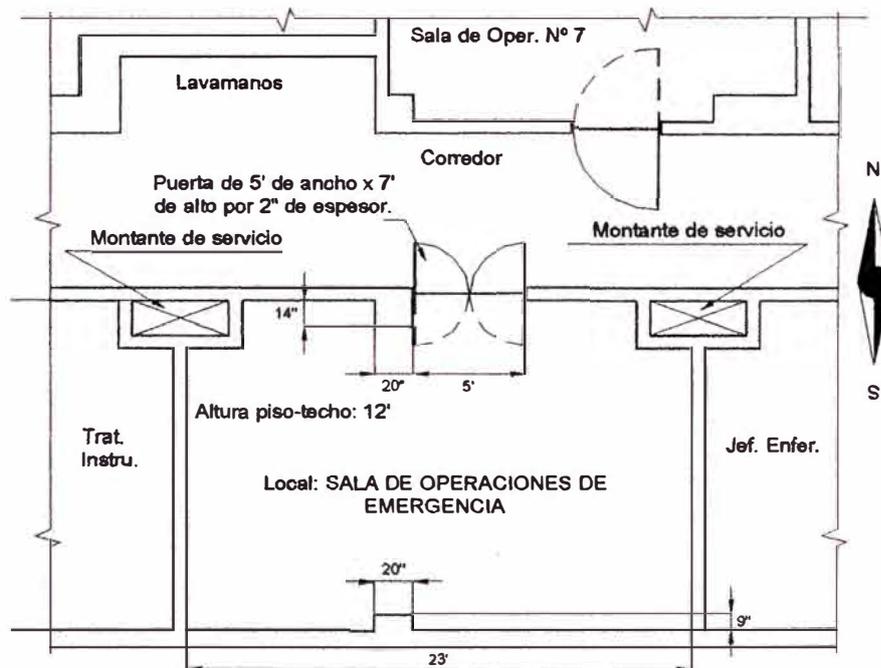
Para la estimación de las cargas térmicas, es necesario conocer del local a acondicionar (veáse figura 2.1): su orientación, su uso (destino), caudal de aire de renovación (aire fresco), dimensiones físicas, materiales de construcción, condiciones circundantes, ventanas, puertas, alumbrado, utensilios, etc.

- **Orientación:** está ubicado en la ciudad de Lima en el 5<sup>to</sup> piso del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen, bloque A lado Oeste, su ubicación geográfica es de latitud 12° 05' y longitud 77° 02'<sup>[3]</sup>. Tiene una pared exterior al SUR y las otras tres son interiores, el techo da a la azotea (techo soleado).
- **Destino:** es una sala de operaciones de emergencia, en la cual se trabaja las 24 horas del día, los 365 días del año. La cantidad de personas son 7 (el paciente, dos médicos cirujanos, un anesestesiólogo, un técnico de controles vitales y dos enfermeras).
- **Aire de renovación necesario:** es del 100%, puesto que el ambiente se enrarece por el uso de anestesia (puede crear riesgo de explosión) alcohol, formol y otros productos volátiles, asimismo, el paciente libera microbios y bacterias, los cuales es necesario evacuar, no pudiéndose recircular el aire como en los sistemas de acondicionamiento de confort.
- **Dimensiones:** mide 16' de ancho por 23' de largo con una altura piso techo de 12'.

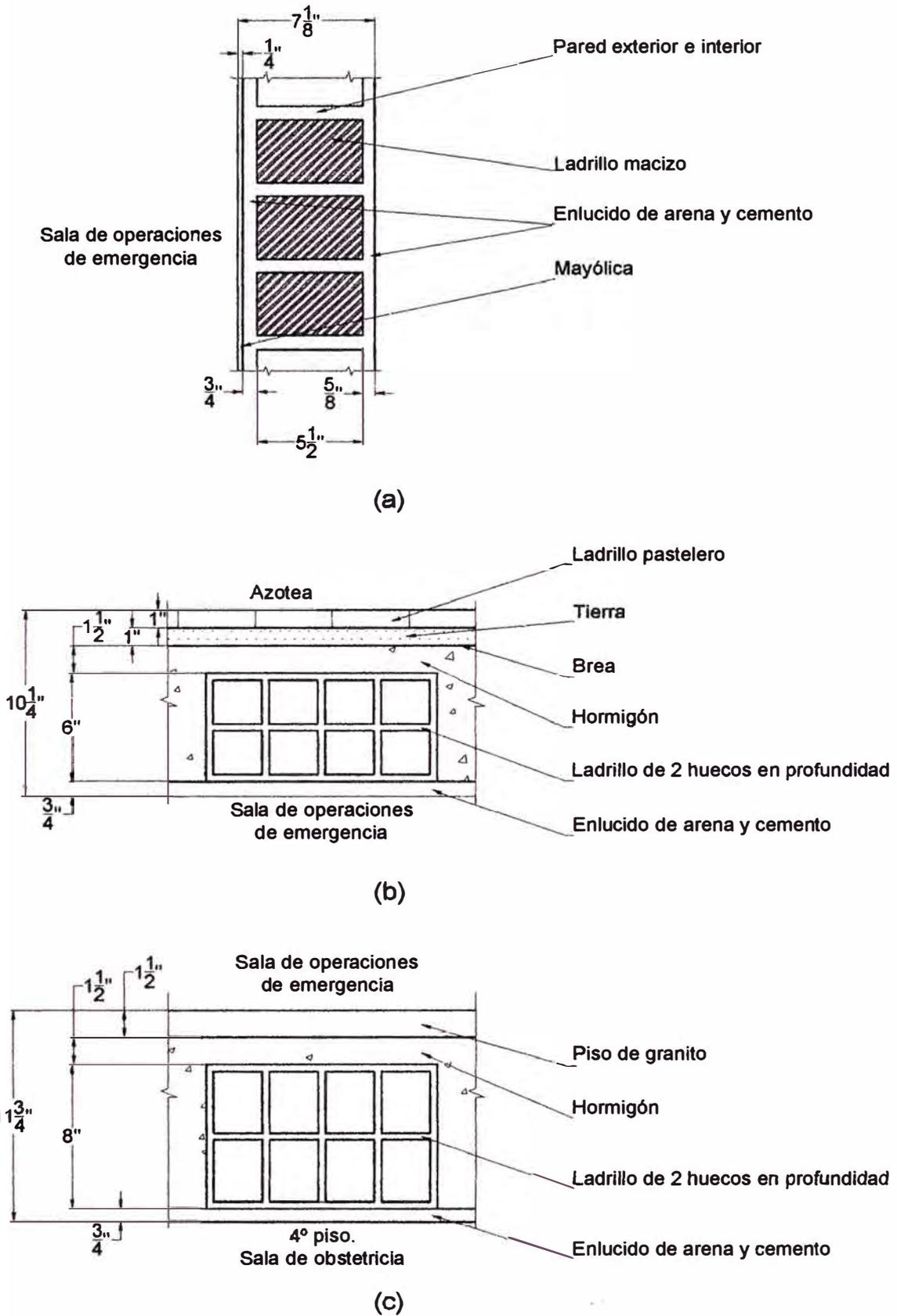
---

<sup>[3]</sup> SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Enero 2004. Figura 1. p. 42.*

- **Materiales de construcción:** es de material noble, todas las paredes están recubiertas con mayólica, para mantener la asepsia del local, los espesores de paredes, techo y piso se pueden apreciar en la figura 2.2.
- **Condiciones circundantes:** las paredes son de color claro, el techo da a la azotea, los ambientes aledaños y piso inferior no son acondicionados.
- **Ventanas:** no hay ventanas.
- **Puertas:** una puerta de dos hojas que abre en ambos sentidos, cuyas dimensiones son de 5' de ancho x 7' de alto, la puerta da al corredor.
- **Alumbrado:** 6 equipos de iluminación, compuesto por 3 fluorescentes rectos de 32 W c/u y 2 lámparas cialíticas con un foco de 150 W c/u.
- **Utensilios:** un electro bisturí de 800 W, una máquina de anestesia con monitor de 50W y una mesa electromecánica, con motor de 3/4 HP.



**Fig. 2.1**  
**Sala de operaciones de emergencia**



**Fig. 2.2**

**Materiales de construcción empleados en la sala de operaciones de emergencia**  
**(a) Pared exterior e interior, (b) Techo y (c) Piso**

## 2.2 CARGAS TERMICAS

Son las ganancias o pérdidas de calor que resultan de las diversas fuentes de calor del local a acondicionar. En verano nos determina la carga de refrigeración y en invierno, la de calefacción, que el equipo de aire acondicionado debe neutralizar para alcanzar las condiciones de diseño.

Las ganancias de calor pueden ser sensibles, si ocasionan un aumento de temperatura de bulbo seco y latentes, si aumenta la humedad del local.

Para la estimación de la carga se consideró las situaciones más críticas, a fin de obtener un sistema apto para funcionar a cualquier régimen.

Considerando la estación de verano o invierno, un día determinado en el cual se alcanzan las condiciones más desfavorables, se le denomina día del proyecto, en el cual ocurren simultáneamente los siguientes factores:

- Las temperaturas de bulbo seco y húmedo alcanzan un valor máximo, simultáneamente. En el caso de invierno se considera como el promedio de las temperaturas mínimas de junio, julio y agosto<sup>[4]</sup>.
- Apenas existe niebla en el aire que reduzca la radiación solar, para el invierno, no hay restricciones.
- Todas las cargas internas son normales, es decir las de diseño, tanto para verano o invierno.

---

<sup>[4]</sup> SANGUINETTI REMUSGO, Ernesto. Curso de refrigeración y aire acondicionado dictado en la Universidad Nacional de Ingeniería.

En la estimación de la carga térmica se consideró las fuentes externas e internas de calor, siendo las fuentes externas las que tienen su origen fuera del local, tales como: radiación solar, temperatura del aire exterior, aire exterior de renovación y las fuente internas, las que tienen origen en el interior del local, tales como: personas, alumbrado, utensilios. Además de las fuentes internas y externas de calor, se tomó en cuenta el propio equipo de aire acondicionado, con sus motores, ventiladores y ductos, los cuales constituyen fuentes adicionales de ganancia de calor, a los que se consideró como cargas suplementarias.

### **2.2.1 LAS FUENTES EXTERNAS**

**Radiación solar:** el sol es fuente principal de calor.

**Temperatura del aire exterior:** al existir una diferencia de temperaturas entre dos puntos de un mismo cuerpo, se establece un flujo de calor desde el punto caliente hacia el punto de menor temperatura.

**Aire exterior necesario para la renovación de aire:** 100% aire exterior, es la fuente de calor más representativa, por la necesidad de traer aire atmosférico de las condiciones exteriores a las condiciones interiores del local.

### **2.2.2 LAS FUENTES INTERNAS**

- **Personas:** el cuerpo humano, en razón de su metabolismo, genera calor en su interior y lo cede por radiación, convección y evaporación desde su superficie, y por convección y evaporación a través del sistema

respiratorio. La cantidad de calor generado y disipado depende de la temperatura ambiente y del grado de la actividad de la persona.

- **Alumbrado:** los elementos de iluminación convierten la energía eléctrica en calor y en luz. La sala de operaciones cuenta con fluorescentes y lámparas cialíticas para su iluminación.
- **Utensilios:** se refiere a los diversos equipos eléctricos, de gas o vapor que desprenden calor.

### 2.2.3 CARGAS TERMICAS EN VERANO

Las fuentes externas e internas de calor, se reagrupan en:

- Carga térmica por transmisión en paredes, techo y piso.
- Carga térmica por personas dentro del local.
- Carga térmica por iluminación.
- Carga térmica por utensilios.
- Carga térmica por aire exterior.
- Carga térmica suplementaria.

para facilitar el cálculo de las cargas térmicas.

Los parámetros de diseño (Condiciones exteriores e interiores de diseño), los pesos de paredes, techo y piso del local, el mes, día y hora de cálculo, se determinaron previamente, porque sirven de base para los cálculos de las cargas térmicas, los que fueron los siguientes:

### Condiciones exteriores:

Son las condiciones externas de temperatura y humedad relativa en el “día del proyecto”.

En las tablas 2.1 y 2.2 se muestran las temperaturas máximas absolutas y humedades relativas mínimas medias mensuales para los meses de verano en la ciudad de Lima, proporcionados por el SENAMHI<sup>[5]</sup>.

**Tabla 2.1**  
**Temperatura máxima absoluta mensual en verano**  
**para la ciudad de Lima. °C**

Año	Enero	Febrero	Marzo
1,995	28.3	30.2	29.9
1,996	28.1	29.6	30.1
1,997	26.6	28.2	30.0
1,998	30.8	30.3	31.3
1,999	26.0	29.0	28.4
2,000	26.4	29.6	30.1
2,001	27.2	29.6	29.9
2,002	28.2	30.3	29.6
2,003	27.0	29.0	30.4
2,004	27.0	26.8	28.2

Fuente: SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Años: 1995-2004.*

**Tabla 2.2**  
**Humedad relativa mínima media mensual en verano**  
**para la ciudad de Lima. %HR**

Año	Enero	Febrero	Marzo
1,995	74.0	70.0	69.0
1,996	73.4	68.0	70.0
1,997	68.0	60.5	63.6
1,998	68.8	70.0	62.7
1,999	82.3	80.0	82.0
2,000	79.5	69.0	68.0
2,001	67.6	60.0	56.9
2,002	72.0	57.0	55.1
2,003	65.0	65.0	54.5
2,004	56.4	55.3	51.8

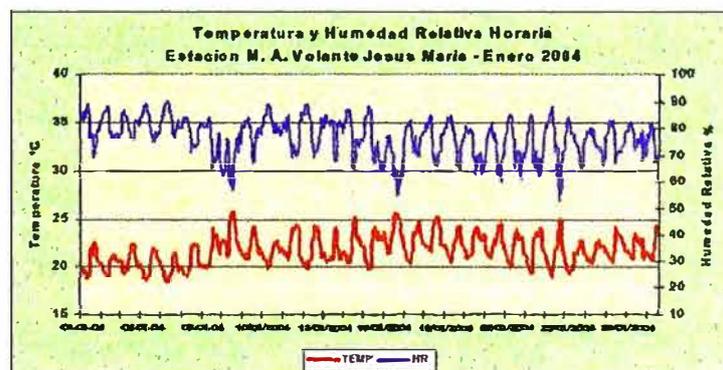
Fuente: SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Años: 1995-2004.*

<sup>[5]</sup> SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Años: 1995-2004.*

La temperatura exterior de bulbo seco del proyecto, se obtiene del promedio de las máximas temperaturas absolutas en cada período de verano, en los últimos 10 años, siendo:  $\cong 30\text{ }^{\circ}\text{C} \diamond 86\text{ }^{\circ}\text{F}$ , ver tabla 2.1.

La humedad relativa del proyecto, se obtiene de las humedades relativas mínimas medias mensuales para los meses de verano durante los últimos 10 años, la cual fue:  $\cong 67\%$ , ver tabla 2.2. La razón de escoger las humedades mínimas mensuales y no las máximas, se debe a que si realizamos mediciones de temperatura seca y humedad relativa en forma horaria a lo largo del día, notamos que mientras la temperatura seca se hace máxima, la humedad relativa se hace mínima, ver gráfico 2.1, al darse estas condiciones simultáneamente se tomaron estos valores.

En el gráfico 2.1 se tienen las variaciones horarias de temperatura seca y humedad relativa para el mes de enero del 2004, donde se puede apreciar el comportamiento de la temperatura y humedad relativa.



**Gráfico 2.1**  
**Variación horaria de la temperatura de bulbo seco ( $^{\circ}\text{C}$ )**  
**vs. la humedad relativa ( $\%HR$ )**

Fuente: SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGÍA E HIDROLOGÍA DEL PERÚ (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Enero 2004. p. 48.*

Sobre la base de lo arriba mencionado, se ha tenido en cuenta lo siguiente:

Condiciones exteriores del proyecto:

- Temperatura de bulbo seco : 86 °F  $\triangleleft$  30 °C
- Temperatura de bulbo húmedo : 77 °F  $\triangleleft$  25 °C
- Humedad relativa : 67%

### Condiciones interiores

El manual de la ASHRAE<sup>[6]</sup>, recomienda las siguientes condiciones para una sala de operaciones hospitalaria:

- Temperatura de bulbo seco : entre 68°F a 76°F
- Humedad relativa : 50%

El manual Carrier<sup>[7]</sup>, da una tabla de condiciones interiores recomendadas en verano e invierno para hospitales y otros, las cuales se muestran en la tabla 2.3. Se ha consultado también a proyectistas de la especialidad y como resultado de estas recomendaciones se ha tomado lo siguiente:

Condiciones interiores del proyecto:

- Temperatura de bulbo seco : 74 °F  $\triangleleft$  23,3 °C
- Humedad relativa : 50%
- Fluctuación\*
  - Temperatura de bulbo seco : +/- 2°F  $\triangleleft$  1.1 °C
  - Humedad relativa : +/- 5%

<sup>[6]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning. Applications.* p. 173.

<sup>[7]</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design.* Tabla 4. p. 1-20

\* Se refiere a la máxima y mínima temperatura de bulbo seco y humedad relativa permitida en el ambiente acondicionado, durante la máxima carga térmica en verano.

**Tabla 2.3**  
**Condiciones recomendadas para acondicionamiento\*-verano e invierno**

Tipo de aplicación	Verano					Invierno				
	De lujo		Práctica comercial			Con humectación			Sin humectación	
	Temperatura bulbo seco (°F)	Humedad relativa (%)	Temperatura bulbo seco (°F)	Humedad relativa (%)	Variación de temperatura (°F)**	Temperatura bulbo seco (°F)	Humedad relativa (%)	Variación de temperatura (°F)***	Temperatura bulbo seco (°F)	Variación de temperatura (°F)
Confort general Departamento, casa, hotel oficina, colegio, hospital, etc.	74 – 76	50 – 45	77 – 79	50 – 45	2 a 4	74 – 76	35 – 30	-3 a -4	75 – 77	-4
Tiendas comerciales (Ocupación de corta duración) Bancos, barbero y peluquería, grandes almacenes, supermercados, etc.	76 – 78	50 – 45	78 – 80	50 – 45	2 a 4	72 – 74	35 – 30 ****	-3 a -4	73 – 75	-4
Aplicaciones de bajo factor de calor sensible (Carga latente elevada). Auditorio, iglesia, bar, restaurante, cocina, etc.	76 – 78	55 – 50	78 – 80	60 – 50	1 a 2	72 – 74	40 – 35	-2 a -3	74 – 76	-4
Confort industrial Secciones de montaje, salas de máquina, etc.	77 – 80	55 – 45	80 – 85	60 – 50	3 a 6	68 – 72	35 – 30	-4 a -6	70 – 74	-6

\* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquéllos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo.

Un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son paneles fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.

\*\* La variación de temperatura es por encima de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en verano

\*\*\* La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones solares).

\*\*\*\* La humectación durante el invierno se recomienda para tiendas de confección, para conservar la calidad del género.

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 4. p. 1-20

## Determinación de los pesos de paredes, techo y piso

Es necesario determinar estos valores por área del local, puesto que el calor específico de la mayoría de los materiales de construcción es similar y la capacidad térmica proporcional a su peso por unidad de área. Las tablas para calcular las cargas térmicas por transmisión, están basadas entre otros factores, en estos datos.

Los materiales de construcción, revestimiento, peso específico y resistencia térmica de la sala de operaciones de emergencia, se muestran en la tabla 2.4.

**Tabla 2.4**  
**Resistencia térmica y peso específico de materiales de construcción**

Material	Peso específico Lb/pie <sup>3</sup>	Resistencia hr pie <sup>2</sup> °F/Btu
Enlucido de cemento y arena fina	116	0.20/pulg de espesor
Hormigón de arena y piedra	140	0.08/pulg de espesor
Ladrillo macizo	120	0.20/pulg de espesor
Mayólica	130	0.11/pulg de espesor
Madera pino	32	1.25/pulg de espesor
Revestimiento de suelo (granito)	140	0.08/pulg de espesor
Revestimiento de terraza o azotea (Tierra + ladrillo pastelero)	70	0.88/pulg de espesor
Ladrillo de techo de dos huecos en profundidad espesor: 6"	50	1.52
Ladrillo de techo de dos huecos en profundidad espesor: 8"	45	1.85
Aire		
Resistencia superficial exterior, viento de 7.5 Mph (12Km/hr). Todas las posiciones en verano		0.25
Resistencia superficial exterior, viento de 15 Mph (24Km/hr). Todas las posiciones en invierno		0.17
Resistencia superficial interior vertical, con flujo de calor horizontal.		0.68
Resistencia superficial interior horizontal con flujo de calor ascendente		0.61
Resistencia superficial interior horizontal con flujo de calor descendente		0.92

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Extracto de tabla 34. p. 1-79

Cálculo del peso de la pared interior este:

Datos:

- Ubicación : Este.
- Dimensiones : 16' de largo x 12' de alto <> 4,87m x 3,66m, ver figura 2.1
- Color : Medio

De la tabla 2.4, y con los espesores y volúmenes correspondientes, ver figura 2.2, se obtiene el peso de la pared interior “Este”, cuyos resultados se ven en la tabla 2.5. De manera análoga se realizaron los cálculos para el techo, piso y otras paredes, cuyos resultados se muestran en la tabla 2.6.

**Tabla 2.5**  
**Peso de pared. Lado Este**

Materiales	Espesor pulgadas	Area pie <sup>2</sup>	Volumen pie <sup>3</sup>	Peso específico Lb/pie <sup>3</sup>	Peso Lb
Enlucido de cemento y arena	1.38	192	22.10	116	2563.6
Ladrillo macizo	5.50	192	88.00	120	10560.0
Mayólica	0.25	192	4.00	130	520.0
Peso pared interior “Este”:					13643.6

**Tabla 2.6**  
**Peso por área de paredes, techo y piso**

Designación	Ubicación	Color	Area pie <sup>2</sup>	Peso Lb	Peso / área Lb/pie <sup>2</sup>
Pared interior	Este	Medio	192	13643.6	71.1
Pared interior	Oeste	Medio	192	13643.6	71.1
Pared interior	Norte	Medio	241	20374.2	84.5
Pared exterior	Sur	Medio	276	21696.0	78.6
Techo exterior	--	Medio	368	22599.0	61.4
Piso interior	--	Oscuro	368	26586.5	72.3

En la tabla 2.5 y 2.6 se muestran los resultados del cálculo del peso de las paredes del local.

### **Determinación del mes y día de cálculo**

Según la ubicación, orientación y condiciones circundantes del local a acondicionar, se seleccionó el mes y día de cálculo de las cargas térmicas. Este día es aquel en el cual las cargas radiantes que incidan en las superficies del local, alcancen en forma simultánea un valor máximo. Las superficies del local sometidas a radiación son: la pared exterior que da al “sur” y el techo, que da a la azotea (véase figura 2.1).

**Tabla 2.7**  
**Máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo (Btu/hr pie<sup>2</sup>)**

Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N*	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	59	156	147	42	14	42	147	156	226	Diciembre	0°
	Julio & Mayo	48	153	152	52	14	52	152	153	233	Nov. & Enero	
	Agosto & Abril	25	141	163	79	14	79	163	141	245	Oct. & Febrero	
	Sep. & Marzo	10	118	167	118	14	118	167	118	250	Sep. & Marzo	
	Oct. & Febrero	10	79	163	141	34	141	163	79	245	Agosto & Abril	
	Nov. & Enero	10	52	152	153	67	153	152	52	233	Julio & Mayo	
	Diciembre	10	42	147	156	82	156	147	42	226	Junio	
10°	Junio	40	153	155	55	14	55	155	153	243	Diciembre	10°
	Julio & Mayo	30	148	158	66	14	66	158	148	247	Nov. & Enero	
	Agosto & Abril	13	130	163	94	14	94	163	130	250	Oct. & Febrero	
	Sep. & Marzo	10	103	164	127	28	127	164	103	247	Sep. & Marzo	
	Oct. & Febrero	10	66	155	149	73	149	155	66	230	Agosto & Abril	
	Nov. & Enero	9	37	143	161	106	101	143	37	210	Julio & Mayo	
	Diciembre	9	28	137	163	120	163	137	28	202	Junio	
20°	Junio	26	154	160	73	14	73	160	154	250	Diciembre	20°
	Julio & Mayo	19	138	163	85	14	85	163	138	251	Nov. & Enero	
	Agosto & Abril	11	118	165	113	26	113	165	118	247	Oct. & Febrero	
	Sep. & Marzo	10	87	163	140	65	140	163	87	233	Sep. & Marzo	
	Oct. & Febrero	9	52	147	160	111	160	147	52	208	Agosto & Abril	
	Nov. & Enero	8	26	128	164	141	164	128	26	180	Julio & Mayo	
	Diciembre	8	18	121	167	149	167	121	18	170	Junio	
30°	Junio	20	139	161	90	21	90	161	139	250	Diciembre	30°
	Julio & Mayo	16	131	164	100	30	100	164	131	246	Nov. & Enero	
	Agosto & Abril	11	108	165	129	63	129	165	108	235	Oct. & Febrero	
	Sep. & Marzo	9	90	158	152	105	152	158	90	212	Sep. & Marzo	
	Oct. & Febrero	8	39	135	163	145	163	135	39	179	Agosto & Abril	
	Nov. & Enero	7	16	116	162	159	162	116	16	145	Julio & Mayo	
	Diciembre	6	12	105	162	163	162	105	12	131	Junio	
40°	Junio	17	133	162	111	54	111	162	133	237	Diciembre	40°
	Julio & Mayo	15	127	164	125	69	125	164	127	233	Nov. & Enero	
	Agosto & Abril	11	102	162	146	102	146	162	102	214	Oct. & Febrero	
	Sep. & Marzo	9	58	149	162	140	162	149	58	183	Sep. & Marzo	
	Oct. & Febrero	7	35	122	163	162	163	122	35	129	Agosto & Abril	
	Nov. & Enero	5	12	100	156	166	156	100	12	103	Julio & Mayo	
	Diciembre	5	10	86	148	165	148	86	10	85	Junio	
50°	Junio	16	126	164	135	93	135	164	126	220	Diciembre	50°
	Julio & Mayo	14	117	163	143	106	143	163	117	211	Nov. & Enero	
	Agosto & Abril	11	94	158	157	138	157	158	94	185	Oct. & Febrero	
	Sep. & Marzo	8	58	138	163	158	163	138	58	148	Sep. & Marzo	
	Oct. & Febrero	5	29	105	157	167	157	105	29	94	Agosto & Abril	
	Nov. & Enero	4	9	64	127	153	127	64	9	53	Julio & Mayo	
	Diciembre	3	7	47	116	141	116	47	7	40	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
Orientación (Latitud Sur)												
Coef. de corrección	Marco metálico o ningún marco x 1/0.85 ó 1.17	Limpidez -15% máx.	Altitud +0.7% por 1000 pies	Punto de rocío superior a 67 F -7% por 10 F			Punto de rocío inferior a 67 F +7% por 10 F			Latitud Sur Dic. o Enero +7%		

\*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).

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 6. p. 1-29

**Cuadro 2.1**  
**Fecha de máximas aportaciones solares en verano**

Mes	Día
Enero	21
Febrero	20
Marzo	22

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Extracto de tabla 15. p. 1-45

De la tabla de máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo, ver tabla 2.7, para orientación latitud sur 12° y del cuadro 2.1, se extrajeron estos valores con sus fechas respectivamente, para realizar el análisis de las cargas radiantes que inciden en las superficies de la sala de operaciones de emergencia. Después de interpolar para 12° latitud sur, se elaboró la tabla 2.8.

**Tabla 2.8**  
**Máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo, para la sala de operaciones de emergencia. Btu/hr pie<sup>2</sup>**

Superficie \ Fecha	21 de enero	20 de Febrero	22 de Marzo
Pared exterior "sur"	27.80 x 1.07* = 29.7	12.6	10
Techo	247.80 x 1.07* = 265.1	249.40	244.20

\* El factor 1.07 es por ser mes: Enero y latitud sur (Ver anotaciones tabla 2.7)

De la tabla 2.8 se pudo concluir que el día de cálculo fue el 21 de enero, por tener las superficies del local, simultáneamente la mayor intensidad radiante.

### Elección de la hora de cálculo

Siendo la máxima intensidad radiante a través de la pared "sur", pequeña, comparada con la del techo, ver tabla 2.8, se consideró solamente la superficie del techo para encontrar la hora de cálculo en la cual la carga fue máxima.

La tabla 2.9 nos muestra la diferencia equivalente de temperatura, por cada hora, para un techo soleado o en sombra en función de su peso por unidad de área. Para una máxima diferencia equivalente de temperatura corresponderá también el máximo flujo de calor que ingresa al local, luego para el techo que da a la azotea (soleado) con un peso de 61.4 Lb/pie<sup>2</sup> (veáse tabla 2.6), el flujo de calor al local alcanzó su valor máximo a las 6.00 pm.

**Tabla 2.9**  
**Diferencia equivalente de temperatura (°F)**  
**Techo soleado o en sombra\***

Valedero para techos de color oscuro, 95°F de temperatura exterior, 80°F de temperatura interior, 20°F de variación de la temperatura exterior en 24 horas, mes de julio y 40° latitud Norte\*\*

Condiciones	Peso del techo Lb/pie²	Hora solar																							
		Mañana						Tarde												Mañana					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
Soleado	10	-4	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	35	28	22	16	10	7	3	1	-1	-3
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	30	25	20	15	12	8	6	4	2
	40	4	3	2	3	6	10	16	23	28	33	38	40	41	39	35	32	28	24	20	17	13	11	9	6
	60	9	8	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	36	34	31	28	25	22	18	16	13	11
	80	13	12	11	11	12	13	16	22	26	28	32	35	37	37	35	34	34	32	30	27	23	20	18	14
Cubierto de agua	20	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	6	2	1	1	-1	-2	-3	-4	-5
	40	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	16	15	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3
	60	-1	-2	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0
Rociado	20	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	6	2	1	0	-1	-2	-2	-3	-3
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1
	60	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1
En la sombra	20	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5	-5
	40	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-3	-4	-5
	60	-3	-3	-2	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
		Mañana						Tarde												Mañana					
		Hora solar																							

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (Btu/hr = Area (pie²) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global U)

\* Si las bóvedas 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 de la fórmula [2.4]

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla20. p. 1-63

### 2.2.3.1 Carga térmica por transmisión en paredes, techo y piso

Al existir una diferencia de temperaturas entre dos puntos de un mismo cuerpo, se establece un flujo de calor desde el punto caliente hasta el punto frío. La cantidad de calor transmitida en la unidad de tiempo, depende de la resistencia que ofrezca el cuerpo entre los dos puntos considerados. Las ganancias de calor por las construcciones exteriores e interiores, son sensibles y se calculan de la siguiente manera:

- a) **Estructuras exteriores:** paredes y techo se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no sólo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras exteriores e interiores, sino también al calor solar absorbido.

La insolación y la diferencia de la temperatura exterior y la interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior, es inestable. Se utiliza la "diferencia equivalente de temperatura", a la que considera este flujo de calor inestable, el almacenamiento en la estructura y tiene en cuenta los diferentes tipos de construcción, orientaciones, situación del edificio (Latitud) y las condiciones del proyecto.

El flujo de calor se calcula usando la fórmula [2.1], con la diferencia equivalente de temperatura.

$$q_{s-t,ext} = U \times A \times \Delta t_e \quad [2.1]$$

Donde:

$q_{s-t.ext}$  : Flujo de calor sensible por transmisión paredes y techos exteriores. Btu/hr

$U$  : Coeficiente global de transmisión. Btu/hr pie<sup>2</sup> °F

$A$  : Superficie considerada. pie<sup>2</sup>

$\Delta t_e$  : Diferencia equivalente de temperatura °F

A su vez, el coeficiente global de transmisión "U" puede ser calculado así:

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad [2.2]$$

Donde:

$R_i$  = Resistencia térmica. hr pie<sup>2</sup> °F/Btu

- b) **Estructuras interiores:** paredes, pisos, techos y tabiques, el flujo de calor está originado por la diferencia del aire a ambos lados de la estructura, diferencia que es sustancialmente constante, y por tanto, se puede determinar por las ecuaciones correspondientes al estado estacionario, utilizando las temperaturas reales existentes en ambos lados.

El flujo de calor para estructuras interiores esta dado por:

$$q_{s-t.int} = U \times A \times \Delta t \quad [2.3]$$

Donde:

$q_{s-t.int}$  : Flujo de calor sensible por transmisión en paredes, techos y pisos interiores. Btu/hr

$U$  : Coeficiente global de transmisión.  $Btu/hr\ pie^2\ ^\circ F$

$A$  : Superficie considerada.  $pie^2$

$\Delta t$  : Diferencia de temperatura de ambos lados de la estructura  $^\circ F$

La "diferencia equivalente de temperaturas"  $\Delta t_e$  : de la ecuación [2.1], para techos y paredes exteriores soleados o en sombra, se encuentran tabulados en las tablas 2.9 y 2.10, respectivamente. Las tablas están basadas en las siguientes condiciones:

- Intensidad de la radiación solar en Julio y a 40° de latitud Norte.
- Intervalo de variación de 20 °F de la temperatura seca exterior en 24 horas.
- Temperatura máxima exterior de 95 °F y temperatura interior 80 °F.
- Un coeficiente de absorción de paredes y techos de 0.90. Este coeficiente de absorción, es de 0.50 para paredes de color claro y de 0.70 para los de color medio.
- Las horas indicadas son horas solares.

Si las condiciones consideradas son distintas de las que han servido de base a la construcción de las tablas 2.9 y 2.10, la nueva diferencia de temperatura equivalente podrá determinarse por la relación empírica siguiente:

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{e.s} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{e.m} - \Delta t_{e.s}) \quad [2.4]$$

Donde:

$\Delta t_e$  : Diferencia de temperatura equivalente corregida  $^\circ F$

$a$  : Corrección proporcionada por la tabla 2.11 teniendo en cuenta:

- Un incremento distinto de 15 °F entre las temperaturas secas interior y exterior (esta última tomada a las 3 p.m. del mes considerado)
- Una variación de la temperatura seca exterior distinta de 20°F

$\Delta t_{es}$  : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para el techo o pared a la sombra

$\Delta t_{em}$  : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para el techo o pared expuestos al sol. Tabla 2.9 ó 2.10

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

- Color oscuro  $b = 1$  (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.).
- Color medio  $b = 0.78$  (verde, azul o gris claro)
- Color claro  $b = 0.55$  (blanco, crema, etc.)

$R_s$  : Máxima insolación (Btu/hr pie<sup>2</sup>), correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo), tabla 2.7

$R_m$  : Máxima insolación (Btu/hr pie<sup>2</sup>) 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), tabla 2.7

Notas:

1. - Para las paredes a la sombra, cualquiera que sea su orientación:

$$\Delta t_{cm} = \Delta t_{es}, \text{ de donde } \Delta t_e = a + \Delta t_{es}$$

2. - La tabla 2.7, corresponde al hemisferio Norte. Sin embargo, puede utilizarse también en el hemisferio “sur”, teniendo en cuenta las equivalencias que se muestran en el cuadro 2.2.

**Tabla 2.10**  
**Diferencia equivalente de temperatura (°F)**  
**Paredes soleadas o en sombra\***

Valedero para paredes de color oscuro, 95 °F de temperatura exterior, 80 °F de temperatura interior, 20°F de variación de la temperatura exterior en 24 Horas, mes de julio y 40° latitud Norte\*\*

a	b lb/pe <sup>2</sup> ***	Hora solar																							
		Mañana								Tarde												Mañana			
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
NE	20	5	15	22	23	24	19	14	13	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-2
	60	-1	-2	-2	5	24	22	20	15	10	11	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1
	100	4	3	4	4	4	10	16	15	14	12	10	11	12	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	5
	140	5	5	6	6	6	6	6	6	10	14	16	14	12	10	10	10	10	10	10	9	9	8	7	7
E	20	1	17	30	33	36	35	32	20	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3	-3
	60	-1	-1	0	21	30	31	31	19	14	13	12	13	14	13	12	11	10	8	5	4	3	1	1	0
	100	5	5	6	8	14	20	24	25	24	20	18	16	14	14	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6
	140	11	10	10	9	8	9	10	15	18	19	18	17	16	14	12	13	14	14	14	13	13	12	12	12
SE	20	10	6	13	19	26	27	28	26	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2
	60	1	1	0	13	20	14	28	26	25	21	18	15	14	13	12	11	10	8	6	5	4	3	3	2
	100	7	7	6	6	6	11	16	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	9	8	8	7
	140	9	8	8	8	8	7	6	11	14	15	16	18	16	15	14	13	12	12	12	11	11	10	10	9
S	20	-1	-2	-4	1	4	14	22	27	30	28	26	20	16	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0	-1
	60	-1	-3	-4	-3	-2	7	12	20	24	25	26	23	20	15	12	10	8	6	4	2	1	1	0	-1
	100	4	4	2	2	2	3	4	8	12	15	16	18	15	14	11	10	9	8	8	7	6	6	5	5
	140	7	6	6	5	4	4	4	4	4	7	10	13	14	15	16	16	14	12	10	10	9	9	8	7
SO	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	34	40	41	42	30	24	12	6	4	2	1	1	0	-1	-1
	60	2	1	0	0	0	1	2	8	12	24	32	35	36	35	34	20	10	7	6	5	4	4	3	3
	100	7	5	6	5	4	5	6	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7
	140	8	8	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	8	8	8
O	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0	-1	-1
	60	2	1	0	0	0	2	4	7	10	19	26	34	40	41	36	28	16	10	6	5	4	3	3	2
	100	7	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	17	20	25	28	27	26	19	14	12	11	10	9	8
	140	12	11	10	9	8	8	8	9	10	10	10	11	12	14	16	21	22	23	22	20	18	16	15	13
NO	20	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	33	40	37	34	18	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2
	60	-2	-3	-4	-3	-2	0	2	6	8	10	12	21	30	31	32	21	12	8	6	4	3	1	0	-1
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	14	8	7	7	6	6	5
	140	8	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	10	14	18	19	20	16	13	11	10	9
N en la sombra	20	-3	-3	-4	-3	-2	1	4	8	10	12	14	13	12	10	8	6	4	2	0	0	-1	-1	-2	-2
	60	-3	-3	-4	-3	-2	-1	0	3	6	8	10	11	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1	-2	-2
	100	1	1	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	5	8	7	6	5	4	3	3	2	2	1
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	7	6	4	3	2	2	1
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
		Mañana								Tarde												Mañana			
		Hora solar																							

a = Orientación, b = Peso de la pared

Ecuación: Ganancias por transmisión a través de las paredes (Btu/hr)= Area (pie<sup>2</sup>) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global U).

\* Válido tanto si la pared tiene o no aislamiento.

\*\* Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones de la fórmula [2.4]

\*\*\* Para pesos por pie<sup>2</sup> inferiores a 20 lb/pie<sup>2</sup>, tomar los valores correspondientes a 20 lb/pie<sup>2</sup>.

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 19. p. 1-62

**Tabla 2.11**  
**Correcciones de las diferencias equivalentes de temperaturas (°F)**

Temperatura exterior a las 3 p.m. para el mes considerado menos temperatura interior °F	Variación de la temperatura exterior en 24 horas.																
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
-30	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55
-20	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45
-10	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35
0	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25
5	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20
10	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15
15	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
20	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5
25	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0
30	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
35	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10
40	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design.*  
Tabla 20A. p. 1-63

**Cuadro 2.2**  
**Equivalencias: Hemisferio Norte-Hemisferio Sur**

Orientación en el hemisferio Sur	Orientación equivalente en el hemisferio Norte.
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur	Norte (sombra)
Sur oeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte (sombra)	Sur

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design.* p. 1-64

**Ejemplo de cálculo:****Datos:**

- Techo soleado
- Condiciones exteriores:
  - Temperatura de bulbo seco 86°F <> 30°C
  - Temperatura de bulbo húmedo 77°F <> 25°C
  - Humedad relativa 67%
- Condiciones interiores:
  - Temperatura de bulbo seco 74°F <> 23,3°C
  - Temperatura de bulbo húmedo 61.7°F <> 16,5°C
  - Humedad relativa 50%
- Variación de temperatura exterior 10.8°F\* <> 6°C
- Mes, día y hora de cálculo 21 de enero a las 6.00 pm.
- Orientación Horizontal
- Ubicación geográfica 12°05' Latitud Sur; 77°02' Longitud
- Altitud 656' sobre el nivel del mar <> 200m
- Temperatura de punto de rocío 73.7°F <> 23,2°C
- Area de techo 368 pie<sup>2</sup> <> 34,2 m<sup>2</sup>
- Color medio
- Peso por área de techo 61.4 Lb/pie<sup>2</sup>

---

\* Variación de temperatura de bulbo seco exterior promedio en 24 horas en verano, dato proporcionado por SENAMHI

Se procedió a calcular los componentes de fórmula [2.1], de la siguiente manera:

Cálculo de U:

Los materiales del techo y espesores se pueden ver en la figura 2.2b, la resistencia térmica de estos y los de las resistencias superficiales del aire, en la tabla 2.4, luego con estos valores se calculó la resistencia térmica de cada material, los cuales se muestra en la tabla 2.12. Con estos valores se calculó el coeficiente global de transmisión “U” según la fórmula [2.2]:

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} = \frac{1}{(0.25 + 1.76 + 0.12 + 1.52 + 0.15 + 0.92)}$$

$$U = 0.21 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ F$$

**Tabla 2.12**  
**Resistencia térmica: aire y materiales del techo en verano**

Material de construcción ó aire	Resistencia térmica por espesor de material hr pie <sup>2</sup> °F/Btu pulg	Espesor de material pulg	Resistencia Térmica. R, hr pie <sup>2</sup> °F/Btu
Resistencia superficial del aire exterior en verano, viento de 7.5Mph	---	---	0.25
Revestimiento de terraza o azotea (Tierra + ladrillo pastelero)	0.88	2	1.76
Hormigón de arena y piedra	0.08	1.5	0.12
Ladrillo de techo de dos huecos en profundidad. Espesor: 6"	---	6	1.52
Enlucido, de cemento y arena	0.20	0.75	0.15
Resistencia superficial interior horizontal del aire con flujo de calor descendente	---	---	0.92

Fuente: Extracto de tabla 2.4 y datos de espesor de materiales del techo según figura 2.2b.

Cálculo de la diferencia de temperatura equivalente  $\Delta t_e$ :

Como las condiciones del local son diferentes a las que han servido de base para la ejecución de las tablas de diferencia equivalente de temperatura (tablas 2.9 y 2.10), se utilizó la fórmula [2.4], para el cálculo de la temperatura equivalente, ésta a su vez tuvo los siguientes componentes:

Cálculo de a:

Considerando que la temperatura exterior a las 3.00 p.m. sea de 86 °F; de la tabla 2.11, con  $t_{\text{ext}} - t_{\text{int}} = 86 \text{ °F} - 74 \text{ °F} = 12 \text{ °F}$ , y con una variación de temperatura exterior en 24 horas de 10.8 °F, interpolando se obtiene:

$$a = 1.6$$

Cálculo de  $\Delta t_{\text{es}}$ :

De la tabla 2.9, para el techo a la sombra, con un peso de 61.4 Lb/pie<sup>2</sup> y a la hora de cálculo (6.00 p.m.), realizando la extrapolación se obtiene:

$$\Delta t_{\text{es}} = 9.86 \text{ °F}$$

Cálculo de b:

De los componentes de la fórmula [2.4], para superficie de color medio:

$$b = 0.78$$

Cálculo de  $R_g$ :

De la tabla 2.7 se obtiene interpolando la máxima aportación solar a través de cristal sencillo, para el mes de enero, orientación horizontal y 12° Latitud Sur. El valor obtenido es: 247.8 Btu/(hr pie<sup>2</sup>), al cual se le tiene que aplicar los coeficientes de corrección, que están al pie de la tabla 2.7, los cuales son:

- Factor por atmósfera no muy limpia = 0.90 (El rango es de 0.85 a 1, para Lima se ha considerado 0.9)

- Factor por altitud =  $1 + \frac{0.7}{100} \times \frac{656}{1000} = 1.005$

- Factor por punto de rocío =  $1 - \frac{7}{100} \times \frac{(73.7 - 67)}{10} = 0.9531$

- Factor por ubicación geográfica =  $1 + \frac{7}{100} = 1.07$

Luego:

$$R_s = 247.8 \times 0.90 \times 1.005 \times 0.9531 \times 1.07 = 228.58 \text{ Btu/hr pie}^2$$

El valor de  $R_m$ :

De la tabla 2.7, para 40° Latitud Norte, en el mes de Julio para la orientación horizontal, se tiene:

$$R_m = 233 \text{ Btu/hr pie}^2$$

El valor de  $\Delta t_{em}$ :

De la tabla 2.9, para el techo soleado con un peso de 61.4Lb/pie<sup>2</sup> y, a la hora de cálculo (6 p.m.), el valor de  $\Delta t_{em}$  realizando la interpolación es:

$$\Delta t_{em} = 38.86 \text{ °F}$$

entonces la diferencia de temperatura equivalente es:

$$\Delta t_e = 1.6 + 9.86 + 0.78 \times \left( \frac{228.58}{233} \right) \times (38.86 - 9.86) = 33.65 \text{ °F}$$

Finalmente el flujo de calor sensible por transmisión en el techo es:

$$q_{s-t,ext} = 0.21 \text{ Btu/hr.pie}^2 \times 368 \text{ pie}^2 \times 33.65 \text{ °F}$$

$$q_{s-t,ext} = 2600.47 \text{ Btu/hr}$$

El cálculo de las cargas por transmisión en piso y paredes interiores, se hizo aplicando la fórmula [2.3], para lo cual, previamente se han hallado las superficies respectivas, se han calculado los coeficientes globales de transmisión (U) según los materiales de construcción de cada pared y piso y la resistencia térmica de estos materiales. Como los ambientes aledaños a la sala de operaciones y el piso inferior, no están acondicionados, la temperatura de estos ambientes se asumió igual a la

temperatura exterior 86°F, según las recomendaciones del manual de la ASHRAE<sup>[8]</sup>, para los casos en que se desconoce la temperatura de ambientes no acondicionados, pero se sabe que son de material noble y no contienen fuentes interiores de calor.

El resultado de los cálculos de la carga térmica por diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior, para el techo, paredes exteriores e interiores, y el piso se encuentran tabulados en la tabla 2.13.

**Tabla 2.13**  
**Resumen de cargas térmicas por transmisión en paredes techo y piso en verano**

Designación	Orientación	Area pie <sup>2</sup>	U Btu/hr pie <sup>2</sup> °F	Δte °F	Carga térmica Btu/hr	Carga térmica W
Pared interior	Este	192.00	0.36	12	829.44	243,02
Pared interior	Oeste	192.00	0.36	12	829.44	243,02
Pared interior	Norte	241.00	0.36	12	1041.12	305,05
Puerta	Norte	35.00	0.26	12	109.20	32,00
Pared exterior	Sur	276.00	0.43	9.35	1109.66	325,13
Techo exterior	Horizontal	368.00	0.21	33.65	2600.47	761,93
Piso interior	Horizontal	368.00	0.29	12	1280.64	375,22
Carga térmica total por transmisión en paredes, techo y piso					7799.97	2 285,37

De la tabla 2.13, para la sala de operaciones, la carga térmica total en verano, por transmisión en paredes techo y piso es: 7799.97 Btu/hr  $\diamond$  2 285,37 W

### 2.2.3.2 Carga térmica por personas dentro del local

En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad realizada. La temperatura interior más favorable a estas transformaciones es de 98 °F  $\diamond$  37 °C, con una tolerancia muy pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura

<sup>[8]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning .Handbook of fundamentals* p. 413

dentro de variaciones bastantes amplias de la temperatura ambiente, gracias a su facilidad de expulsar hacia el exterior una cantidad importante del calor desarrollado.

El cuerpo humano pierde calor sensible por radiación y convección y calor latente por evaporación en la epidermis y vías respiratorias. Cuando la actividad de una persona se hace mayor, aumenta la cantidad de calor desprendido. En la tabla 2.14 se muestran las cargas térmicas debidas, a los ocupantes, para diferente grado de actividad y tipo de aplicación.

La carga térmica sensible por personas se calcula con la siguiente fórmula:

$$q_{s-p} = N \times F_{s-p} \quad [2.5]$$

*Donde:*

$q_{s-p}$  : Carga térmica sensible por personas. Btu/hr

$N$  : Cantidad de personas

$F_{s-p}$  : Factor de carga térmica sensible por persona. Btu/hr, tabla 2.14

La carga térmica latente por personas se calcula con la siguiente fórmula:

$$q_{l-p} = N \times F_{l-p} \quad [2.6]$$

*Donde:*

$q_{l-p}$  : Carga térmica latente por personas. Btu/hr

$N$  : Cantidad de personas

$F_{l-p}$  : Factor de carga térmica latente por persona. Btu/hr, tabla 2.14

**Tabla 2.14**  
**Carga térmica por personas**

Grado de actividad	Tipo de aplicación	Metabolismo hombre adulto Btu/hr	Metabolismo medio* Btu/hr	Temperatura de bulbo seco del local °F									
				82°F		80°		78°F		75°F		70°F	
				Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr	
				Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentados, en reposo	Teatro escuela primaria	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	475	450	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	550											
Sentado, de pie	Farmacia	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
De pie, marcha lenta	Banco	550											
Sentado	Restaurante**	500	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385
Baile o danza	Sala de baile	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Marcha, 3 mph	Fábrica, trabajo bastante penoso	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Trabajo pesado	Pista de bowling*** Fábrica	1500	1450	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845

\* El "metabolismo medio" corresponde a un grupo compuesto de adultos y de niños de ambos sexos, en las condiciones normales. Estos valores se han obtenido a base de las hipótesis siguientes:

Metabolismo mujer adulta = Metabolismo hombre adulto x 0.85

Metabolismo niño = Metabolismo hombre adulto x 0.75

\*\* Estos valores incluyen 60 Btu/hr (50% calor sensible y 50% calor latente), por ocupante, para tener en cuenta el calor desprendido por los platos.

\*\*\* Bowling. Admitir una persona por pista jugando, y todas las otras sentadas (400 Btu/hr) o de pie (550 Btu/hr)

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 48 p. 1-100

**Ejemplo de cálculo:****Datos:**

Sala de operaciones hospitalaria.

Cantidad de personas : 7

Temperatura interior : 74 °F  $\simeq$  23,3 °C

Grado de actividad : Trabajo ligero

De la tabla 2.14, haciendo similitud del trabajo realizado por el personal médico en una sala de operaciones con un grado de actividad "trabajo ligero" se extraen los valores respectivos, para calcular la carga térmica por persona a 74 °F, y se elaboró la tabla 2.15 con los valores interpolados.

**Tabla 2.15**  
**Carga térmica por personas a 74 °F**

Grado de actividad	Temperatura de bulbo seco del local °C					
	75 °F		74 °F		70 °F	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Trabajo ligero	295	455	*309	*441	365	385

\*Valores interpolados.

Fuente: Extracto tabla 2.14

Luego de las fórmulas [2.5] y [2.6] se tienen:

Carga sensible por personas:

$$q_{s-p} = 7 \times 309 = 2163 \text{ Btu/hr}$$

Carga latente por personas:

$$q_{l-p} = 7 \times 441 = 3087 \text{ Btu/hr}$$

### 2.2.3.3 Carga térmica por iluminación

La iluminación constituye una fuente de calor sensible ( $q_{s-i}$ ). Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación, es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección. En la tabla 2.16, se muestran las cargas térmicas por alumbrado.

#### Ejemplo de cálculo:

##### a) Carga térmica por fluorescentes:

Datos:

- Cantidad de fluorescentes : 18
- Potencia : 32W

De la tabla 2.16, para lámparas fluorescentes se tiene:

$$q_{s-i} = 18 \times 32 \times 1.25 \times 3.4 = 2448 \text{ Btu / hr}$$

##### b) Carga térmica por lámpara cialítica:

Datos:

- Cantidad de focos : 02
- Potencia : 150W

De la tabla 2.16, para lámparas incandescentes se tiene:

$$q_{s-i} = 2 \times 150 \times 3.4 = 1020 \text{ Btu / hr}$$

Por consiguiente la carga térmica sensible por iluminación, es:

$$q_{s-i} = 2448 + 1020 = 3468 \text{ Btu / hr}$$

**Tabla 2.16**  
**Carga térmica debida al alumbrado**

TIPO	CARGA TÉRMICA SENSIBLE* ( $q_{s,v}$ ) Btu/hr
Fluorescentes	Potencia útil (W) x 1.25** x 3.4
Incandescente	Potencia útil (W) x 3.4

\* Ganancias reales debidas al alumbrado de acuerdo a factores de carga de almacenamiento.

\*\* Este 25% suplementario corresponde a la potencia absorbida en la reactancia.

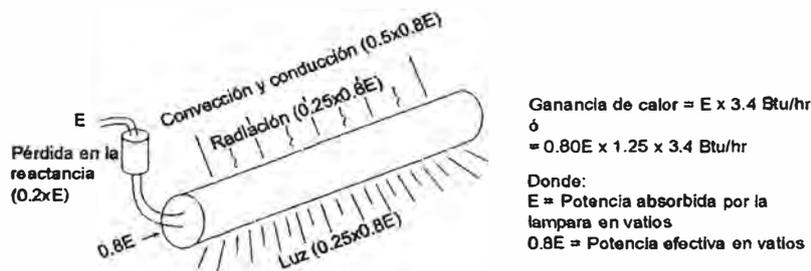
Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 49 p. 1-101



**Fig. 2.3**

**Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Figura 30 p. 1-100



**Fig. 2.4**

**Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Figura 31 p. 1-100

### 2.2.3.4 Carga térmica por utensilios

Es la debida a los aparatos e instrumental quirúrgico, que consumen energía eléctrica, tales como: negatoscopios, electro bisturí, monitor del equipo de anestesia. Para los aparatos eléctricos, se puede estimar igual a 3415 Btu/kW.hr, valor recomendado por Fred Porges<sup>[9]</sup>.

#### Ejemplo de cálculo:

Utensilios de la sala de operaciones:

- 01 Negatoscopio de 4 cuerpos, compuesto por 4 fluorescentes de 32 W c/u.

De la tabla 2.16, la carga térmica sensible es:

$$q_{s-u} = 4 \times 32 \times 1.25 \times 3.4 = 544 \text{ Btu / hr}$$

- 01 Electro bisturí, el cual trabaja un promedio de 20 minutos por cada hora, su potencia es de 800W.

La carga sensible del electro bisturí es:

$$q_{s-u} = \frac{20}{60} \times \frac{800}{1000} \times 3415 = 910.67 \text{ Btu / hr}$$

- 01 Monitor del equipo de anestesia, cuya potencia es de 50W

La carga sensible del monitor es:

$$q_{s-u} = \frac{50}{1000} \times 3415 = 170.75 \text{ Btu / hr}$$

Luego la carga térmica por utensilios es:

$$q_{s-u} = 544 + 910.67 + 170.75 = 1625.42 \text{ Btu / hr}$$

---

<sup>[9]</sup> PORGES, Fred y PORGES, John. *Prontuario de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. Sección VI. p. 16

### 2.2.3.5 Carga térmica por aire exterior

Es la más representativa, puesto que el equipo tiene que traerlo desde las condiciones exteriores hasta las interiores del proyecto. Las cargas son del tipo sensible y latente puesto que hay que bajarle la temperatura y humedad.

El flujo de aire a utilizar, debe ser el que garantice una evacuación de malos olores, gérmenes bacterias y sobre todo evitar el riesgo de explosión por el uso de anestésicos, por otro lado el flujo final a utilizarse, será el que imponga el acondicionador para alcanzar las condiciones de salida en el evaporador para compensar las cargas del local, el cual deberá ser mayor o igual al flujo mínimo recomendado.

Para hallar el flujo mínimo de aire de renovación, se consideró dos fuentes de información especializadas:

- Manual de aire acondicionado de la ASHRAE<sup>[10]</sup> (veáse tabla 2.17), para la sala de operaciones (Quirófano de un hospital) recomienda un flujo mínimo de aire de renovación de  $(2\text{pies}^3/\text{min})/\text{pie}^2$  de superficie de suelo, lo cual es:

$$\text{Flujo mínimo de aire} = 2 \times 23' \times 16' = 736 \text{ pies}^3/\text{min} = 736\text{CFM}$$

- Un estudio realizado por la Cambridge Filter Corporation<sup>[11]</sup>, el cual recomienda que una sala de operaciones debe tener una buena

---

<sup>[10]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning. Handbook of fundamental*. Tabla 33. p. 421

<sup>[11]</sup> CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 711E. *Air filters for hospital and medical facilities*. Tabla 2. p. 6

ventilación con presión positiva con un mínimo de 15 cambios de aire por hora, ver tabla 2.18, el cual es:

$$\text{Flujo mínimo de aire} = \frac{15}{60} \times (23' \times 16' \times 12') = 1104 \text{ CFM}$$

Sobre la base de la información se asumió un flujo de aire de 920 CFM (12.5 cambios por hora) que viene a ser el promedio de flujos mínimos de aire recomendados.

Las cargas térmicas debidas al aire exterior se calculan con las siguientes expresiones:

**a) Sensible**

$$OASH = 1.08 \times CFM \times (t_o - t_r) \quad [2.7]$$

Donde:

*OASH* : Carga sensible por aire exterior (Outdoor air sensible heat). Btu/hr

*CFM* : Caudal o flujo de aire (Cubic feet per minute) pie<sup>3</sup>/min

*t<sub>o</sub>* : Temperatura de bulbo seco del aire exterior. °F

*t<sub>r</sub>* : Temperatura de bulbo seco interior del ambiente acondicionado. °F

**b) Latente**

$$OALH = 0.68 \times CFM \times (W_o - W_r) \quad [2.8]$$

Donde:

*OALH* : Carga latente por aire exterior (Outdoor air latent heat) Btu/hr

$CFM$  : Caudal o flujo de aire (Cubic feet per minute)  $pie^3/min$

$W_o$  : Humedad específica del aire exterior en granos/lb de aire seco

$W_r$  : Humedad específica del aire interior en granos/lb de aire seco

También:

$$OALH = 4840 \times CFM \times (w_o - w_r) \quad [2.9]$$

Donde:

$OALH$  = Carga latente por aire exterior (Outdoor air latent heat)  $Btu/hr$

$CFM$  = Caudal o flujo de aire (Cubic feet per minute)  $pie^3/min$

$w_o$  = Humedad específica del aire exterior en  $lb/lb$  de aire seco

$w_r$  = Humedad específica del aire interior en  $lb/lb$  de aire seco

### c) Total

$$OATH = OASH + OALH \quad [2.10]$$

$$OATH = 4.5 \times CFM \times (h_o - h_r) \quad [2.11]$$

Donde:

$OATH$  : Carga total por aire exterior (Outdoor air total heat)  $Btu/hr$

$CFM$  : Caudal o flujo de aire (Cubic feet per minute)  $pie^3/min$

$h_o$  : Entalpía específica del aire exterior.  $Btu/lb$

$h_r$  : Entalpía específica del aire interior.  $Btu/lb$

### Ejemplo de cálculo:

Datos:

De las condiciones exteriores e interiores del proyecto, el caudal de aire exterior seleccionado y de la carta psicrométrica, ver anexo 1, se tiene:

**Tabla 2.17**  
**Caudales de aire exterior requeridos**

Aplicación		Número de fumadores	CFM por persona		CFM por pie <sup>2</sup> de piso Mínimo*
			Recomendada	Mínima*	
Apartamento	Normal	Pequeño	20	15	-
	Lujo	Muy pequeño	30	25	0.33
Hall de banco		Pequeño	10	7.5	-
Barbería		Grande	15	10	-
Salón de belleza		Muy pequeño	10	7.5	-
Bolsa		Muy grande	50	30	--
Bar		Grande	30	25	--
Corredores (insuflación o extracción)		-	--	--	0.25
Grandes almacenes		Pequeño	7.5	5	0.05
Sala de consejo		Muy grande	50	30	--
Farmacia***		Grande	10	7.5	--
Fábrica** ****		Ninguno	10	7.5	0.10
Precio único		Ninguno	7.5	5	--
Salón de funeraria		Ninguno	10	7.5	--
Garaje**		--	--	--	1.0
Hospital	Quirófano** ****	Ninguno	--	--	2.0
	Habitación privada	Ninguno	30	25	0.33
	Sala común	Ninguno	20	15	--
Habitación de hotel		Grande	30	25	0.33
Cocina	Restaurante***	--	--	--	4.0
	Privada	--	--	--	2.0
Laboratorio***		Pequeño	20	15	--
Sala de conferencias		Muy grande	50	30	1.25
Despacho	Común	Pequeño	15	10	--
	Privado	Ninguno	25	15	0.25
	Privado	Grande	30	25	0.25
Restaurante	Cafetería***	Grande	12	10	--
	Comedor***	Grande	15	12	--
Aula**		Ninguno	--	--	--
Tienda al menudeo		Ninguno	10	7.5	--
Teatro o sala de cine**		Ninguno	7.5	5	--
Teatro o sala de cine		Pequeño	15	10	--
Cuarto de aseo** (Extracción)		--	--	--	2.0

\* Cuando se utilizan los mínimos, adoptar el valor mayor.

\*\* Respetar los reglamentos eventuales.

\*\*\* Puede estar determinado por el caudal extraído.

\*\*\*\* Utilizar estos valores a no ser que los caudales no estén determinados por la presencia de otras fuentes de contaminación o la reglamentación.

\*\*\*\*\* Se recomienda el funcionamiento con aire fresco total para evitar los riesgos de explosión debidos a los anestésicos.

Fuente: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning. Handbook of fundamental.* Tabla 33. p. 421

**Tabla 2.18**  
**Ventilación y relaciones de presión en ciertas áreas del Hospital**

Área	Presión	Mínimos cambios por hora	Máximos cambios por hora	Todo el aire expulsado de la sala	Aire recirculado
Sala de operaciones (100% aire exterior)	P	15	15	Si	No
Sala de lesiones, heridas		5	12	Opcional	No
Sala de tratamiento y examen	E	2	6	Opcional	Opcional
Sala de entrega	P	5	12	Opcional	No
Sala de guardería recién nacidos	P	5	12	Opcional	No
Sala de recuperación	P	2	6	Opcional	No
Sala de cuidados intensivos	P	2	6	Opcional	No
Sala de pacientes	E	2	2	Opcional	Opcional
Corredor de cuartos de pacientes	E	2	2	Opcional	Opcional
Cuarto de aislamiento	E	2	6	Si	No
Alcoba de aislamiento	E	2	10	Si	No
Sala de examen	E	2	6	Opcional	Opcional
Sala de medicación	P	2	4	Opcional	Opcional
Farmacia	P	2	4	Opcional	Opcional
Sala de tratamiento	E	2	6	Opcional	Opcional
Sala de rayos X, fluoroscopia	N	2	6	Si	No
Sala de rayos X, y de diagnósticos	V	2	6	Opcional	Opcional
Sala de terapia física, hidroterapia.	N	2	6	Opcional	Opcional
Taller sucio	N	2	10	Si	No
Taller limpio	P	2	4	Opcional	Opcional
Sala de autopsia	N	2	12	Si	No
Cuarto oscuro	N	2	10	Si	No
Cuarto de sostenimiento	N	Opcional	10	Si	No
Cuarto de retrete	N	Opcional	10	Si	No
Cuarto calentador de cama	N	Opcional	10	Si	No
Baño	N	Opcional	10	Si	No
Armario de conserjes o porteros	N	Opcional	10	Si	No
Sala de equipos de esterilización	N	Opcional	10	Si	No
Cuarto de desecho	N	Opcional	10	Si	No
Laboratorio general	N	2	6	Opcional	Opcional
Laboratorio de transferencia	P	2	4	Opcional	No
Centro de preparación de comida	E	2	10	Si	No
Lavatorio de instrumentos	N	Opcional	10	Si	No
Sala de almacenamiento dietético	V	Opcional	2	Opcional	No
Lavandería general	V	2	10	Si	No
Almacén de ropa sucia	N	Opcional	10	Si	No
Almacén de ropa limpia	P	Opcional	2	Opcional	Opcional
Almacenamiento de anestesia	V	Opcional	8	Si	No
Cuarto de desinfección	N	2	6	Si	No
Almacén de equipos	V	Opcional	2	Opcional	Opcional

P = Positivo, N = Negativo, E = Igual, V =Puede variar

Fuente: CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 711E. *Air filters for hospital and medical facilities*. Tabla 2. p. 6

- Aire exterior
  - Flujo : 920 CFM
  - Temperatura de bulbo seco : 86°F  $\diamond$  30°C
  - Temperatura de bulbo húmedo: 77°F  $\diamond$  25°C
  - Humedad específica : 0.018 Lb/lb de aire seco
  - Entalpía específica : 40.57 Btu/lb
- Aire interior
  - Temperatura de bulbo seco : 74°F  $\diamond$  23,3°C
  - Temperatura de bulbo húmedo: 61.7°F  $\diamond$  16,5°C
  - Humedad específica : 0.00898 Lb/lb de aire seco
  - Entalpía específica : 27.64 Btu/lb

Las cargas por aire exterior son:

- Carga térmica sensible por aire exterior (OASH):

De la fórmula [2.7], reemplazando valores se tiene:

$$OASH = 1.08 \times 920 \times (86 - 74) = 11923.2 \text{ Btu} / \text{hr}$$

- Carga total por aire exterior (OATH):

De la fórmula [2.11], reemplazando valores se tiene:

$$OATH = 4.5 \times 920 \times (40.57 - 27.64) = 53530.2 \text{ Btu} / \text{hr}$$

- Carga latente por aire exterior (OALH):

De la fórmula [2.10], reemplazando valores se tiene:

$$OALH = 53530.2 - 11923.20 = 41607 \text{ Btu} / \text{hr}$$

### 2.2.3.6 Cargas suplementarias

Estas cargas son sensibles y están constituidas por el calor suministrado por los diferentes componentes de la instalación, tales como ventilador de impulsión, motor, y ductos.

- a) **Ventilador de impulsión ( $q_{s-v}$ ):** El rendimiento del ventilador y el calor de compresión implican ganancias de calor sensible en el sistema. La presión estática del ventilador depende del diseño del sistema de ductos y accesorios, que puede estimarse para un sistema considerable de ductos a baja velocidad entre 1.25 a 2 pulgadas de columna de agua<sup>[12]</sup>. Se estimó en 2" de columna de agua.

Las cargas por ventilador de impulsión se muestran en función de las cargas sensibles del local, ver tabla 2.19. En la tabla 2.20 se muestra un resumen de las cargas sensibles del local.

#### Ejemplo de cálculo:

Datos:

- Temperatura del aire impulsado<sup>[13]</sup> : 55 °F
- Temperatura interior del local : 74 °F
- Diferencia de temperatura\* : 19 °F
- Carga sensible del local : 15056.39 Btu/hr, ver tabla 2.20
- Altura manométrica total : 2.0" de c.a.
- Instalación centralizada con red de ductos.

<sup>[12]</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Ganancias de calor debidas al ventilador de impulsión, punto 3, p. 1-112

<sup>[13]</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Cargas suplementarias por ductos. Valor promedio. p. 1-109

Entre el aire impulsado y la temperatura de diseño del local.

**Tabla 2.19**  
**Carga térmica debida al ventilador de insuflación**  
**Ventilador situado antes y después del serpentín\*\*\*\*\***

	Altura manométrica total** pulgada de columna de agua	Instalación centralizada***					Instalación no centralizada****				
		Diferencia de temperatura entre el aire del local y el aire impulsado					Diferencia de temperatura entre el aire del local y el aire impulsado				
		10 °F	15 °F	20 °F	25 °F	30 °F	10 °F	15 °F	20 °F	25 °F	30 °F
Porcentaje de las cargas sensibles del local*											
Motor del ventilador en el exterior del local acondicionado o del circuito de aire	0.50	1.2	0.8	0.6	0.5	0.4	2.2	1.5	1.1	0.9	0.7
	0.75	1.9	1.3	1.0	0.8	0.6	3.5	2.4	1.8	1.4	1.2
	1.00	2.7	1.8	1.4	1.1	0.9	4.8	3.2	2.4	1.9	1.6
	1.25	3.9	2.6	1.9	1.6	1.3	6.5	4.3	3.2	2.6	2.2
	1.50	4.6	3.1	2.3	1.9	1.6	7.8	5.2	3.9	3.1	2.6
	1.75	5.4	3.6	2.7	2.2	1.8	9.1	6.1	4.6	3.6	3.0
	2.00	6.2	4.1	3.1	2.5	2.1	10.4	6.9	5.2	4.2	3.5
	3.00	10.4	6.9	5.2	4.2	3.5	16.7	11.2	8.4	6.7	5.6
	4.00	15.3	10.2	7.7	6.1	5.1					
	5.00	19.2	12.8	9.6	7.7	6.4					
6.00	24.4	16.3	12.2	9.9	8.2						
8.00	38.0	25.4	19	15.2	12.7						
Motor del ventilador en el interior del local acondicionado o del circuito de aire*****	0.50	1.6	1.1	0.8	0.6	0.5	2.7	1.8	1.4	1.1	0.9
	0.75	2.6	1.8	1.3	1.1	0.9	4.2	2.8	2.1	1.7	1.4
	1.00	3.6	2.4	1.8	1.5	1.2	5.8	3.8	2.9	2.3	1.9
	1.25	5.0	3.4	2.5	2.0	1.7	7.6	5.1	3.8	3.1	2.6
	1.50	6.0	4.0	3.0	2.4	2.0	9.2	6.1	4.6	3.7	3.1
	1.75	7.0	4.7	3.5	2.8	2.4	10.7	7.2	5.4	4.3	3.6
	2.00	8.0	5.4	4.0	3.2	2.7	12.2	8.2	6.1	4.9	4.1
	3.00	13.2	8.8	6.6	5.3	4.4	19.5	13.1	9.8	7.8	6.5
	4.00	19.0	12.7	9.5	7.6	6.4					
	5.00	23.8	15.9	11.9	9.5	8.0					
6.00	30.0	20.0	15.0	12.0	10.0						
8.00	45.5	30.3	22.8	18.2	15.2						

\*Estos valores tienen en cuenta que una parte de la energía aplicada al ventilador se disipa en la sala de máquinas.

\*\*La altura manométrica total debe tener en cuenta la presión dinámica en la impulsión, si la velocidad correspondiente es mayor que 1200 FPM.

\*\*\*El rendimiento del ventilador se toma igual al 70%.

\*\*\*\*El rendimiento del ventilador se toma igual al 50%.

\*\*\*\*\*El rendimiento de la transmisión se toma igual al 80%

\*\*\*\*\*Si el ventilador está situado detrás de las baterías, estas ganancias son comunicadas al aire insuflado y se suman a las ganancias sensibles del local.

Si el ventilador está situado delante de las baterías, estas ganancias se suman al balance frigorífico total de la instalación.

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 59. p. 1-111

**Tabla 2.20**  
**Resumen de cargas sensible del local en verano**

Descripción	Carga sensible	
	Btu/hr	W
Transmisión en paredes techo y piso	7799.97	2 285,37
Personas	2163.00	633,75
Iluminación	3468.00	1 016,11
Utensilios	1625.42	476,24
Carga sensible del local	15056.39	4 411,47

- Motor en el interior del circuito de aire detrás del serpentín evaporador.

De la tabla 2.19, con los datos mostrados realizando la interpolación, el porcentaje de ganancia sensible es: 4.3%.

Luego el calor sensible debido al ventilador, es:

$$q_{s-v} = (4.3/100) \times 15056.39 = 647.4 \text{ Btu/hr}$$

- b) Motor del ventilador del evaporador ( $q_{s-m}$ ):** Constituye fuente de carga térmica sensible por el hecho de transformar una parte de la energía absorbida en calor. En la carcasa, el calor sensible por motor que se disipa es:

$$q_{s-m} = \text{Potencia absorbida} \times (1 - \text{rendimiento del motor}).$$

El resto de la potencia absorbida (potencia útil), es utilizada por el ventilador y por la transmisión.

La carga térmica debida a los motores eléctricos, se muestra en la tabla 2.22.

### **Ejemplo de cálculo:**

Datos:

- Caudal de aire      920 CFM  $\simeq$  434,18 l/s
- Presión estática :    2.0" de c.a.  $\simeq$  0,50 kPa

La potencia del motor, se obtiene de la performance de un ventilador centrífugo que cumple con los parámetros requeridos, véase tabla 2.21. Siendo la potencia del motor de 0.5 HP.

Luego de tabla 2.20, para motor de 0.5 HP en el interior del equipo se tiene:

Carga térmica sensible debida a motor eléctrico:

$$q_{s-m} = 1820 \text{ Btu/hr.}$$

**Tabla 2.21**  
**Performance del ventilador centrífugo**

Diámetro de rueda	Caudal de aire (pies <sup>3</sup> /min) a las RPM mostradas												
	0.25" SP	0.5" SP	0.75" SP	1" SP	1.25" SP	1.5" SP	2" SP	2.5" SP	3" SP	RPM	Motor HP	Max. BHP	DBA
10.5"	1220	1140	1060	950	825	520	---	---	---	1865	0.25	0.24	62
	1350	1290	1220	1130	1040	900	---	---	---	2055	0.33	0.33	64
	1565	1510	1450	1385	1325	1230	1015	---	---	2350	0.5	0.49	67
	1810	1760	1710	1660	1610	1550	1400	1225	925	2685	0.75	0.74	69
	2025	1975	1925	1875	1805	1775	1660	1535	1360	2955	1	0.99	72
	2300	2250	2225	2175	2140	2100	2000	1925	1800	3385	1.5	1.48	75

Donde: SP: Presión estática, RPM: Revoluciones por minuto, BHP: Potencia al eje, DBA: Decibel

Fuente: GRAINGER GENERAL Catalog No. 381. *Industrial and commercial equipment and supplies*. Ventilador centrífugo de álabes inclinados hacia atrás, marca: Dayton, modelo: 7H752. p. 2346.

**Tabla 2.22**  
**Carga térmica debida a los motores eléctricos**  
**Funcionamiento continuo\***

Potencia nominal	Rendimiento a plena carga $\rho$	Posición del aparato con respecto al local acondicionado a la corriente de aire**		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior $HP \times 2545/\rho$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el interior $HP \times 2545$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el exterior $HP \times 2545 (1-\rho)/\rho$
		Btu/hr		
1/20	0.40	320	130	190
1/12	0.49	430	210	220
1/8	0.55	580	320	260
1/6	0.60	710	430	280
1/4	0.64	1000	640	360
1/3	0.66	1290	850	440
1/2	0.70	1820	1280	540
3/4	0.72	2680	1930	750
1	0.79	3220	2540	680
1 1/2	0.80	4770	3820	950
2	0.80	6380	5100	1280
3	0.81	9450	7650	1800
5	0.82	15600	12800	2800
7 1/2	0.85	22500	19100	3400
10	0.85	30000	25500	4500
15	0.86	44500	38200	6300
20	0.87	58500	51000	7500
25	0.88	72400	63600	8800
30	0.89	85800	76400	9400
40	0.89	115000	102000	13000
50	0.89	143000	127000	16000
60	0.89	172000	153000	19000
75	0.90	212000	191000	21000
100	0.90	284000	255000	29000
125	0.90	354000	318000	36000
150	0.91	420000	382000	38000
200	0.91	560000	510000	50000
250	0.91	700000	636000	64000

\*En el caso de funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, determinado a ser posible mediante ensayos.

\*\*Para un ventilador o una bomba que impulse el fluido hacia el exterior, utilizar los valores en la última columna.

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 53. p. 1-105

c) **Ductos de distribución de aire ( $q_{s-d}$ ).**- Sirven para transportar el aire a una temperatura entre 50 °F a 60 °F. y se distribuyen en la azotea. Esto origina una ganancia de calor sensible en el ducto antes de que llegue al local acondicionado, y reduce la capacidad de refrigeración del equipo. Para compensarlo debe ser aumentada la capacidad de enfriamiento del equipo.

El gráfico 2.2 se usa para determinar la carga de calor sensible debido al calentamiento del aire en el ducto, como un porcentaje de las cargas sensibles del local. Las curvas del gráfico han sido elaboradas para ciertas condiciones específicas, para el caso de otras, adjunta los coeficientes de corrección aplicables.

### Ejemplo de cálculo:

Datos:

- Temperatura exterior : 86 °F  $\diamond$  30°C
- Temperatura interior : 74 °F  $\diamond$  23,3°C
- Temperatura del aire impulsado : 55 °F  $\diamond$  12,8°C
- Velocidad del aire<sup>[14]</sup> : 1000 FPM  $\diamond$  5,08 m/s
- Aislamiento de ductos : 1" de lana de vidrio \*
- Longitud de ductos : 40<sup>∇</sup> pies
- Carga sensible del local : 15056.39 Btu/hr, ver tabla 2.20

---

<sup>[14]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning. Handbook of fundamental. Velocidad recomendada del aire en ductos principales de edificios públicos.* 1000 FPM a 1300FPM. Tabla 6. p. 481

\*. Espesor de aislamiento de lana de vidrio tipo colchoneta con cubierta de aluminio, recomendado para ductos de aire acondicionado.

<sup>∇</sup> Longitud lineal de los ductos, asumido con cargo a confirmar en capítulo 5, cálculo de ductos de aire acondicionado.

Del gráfico 2.2, con una carga sensible del local de 15056.39 Btu/hr, ducto aislado con lana de vidrio de 1" de espesor y longitud de ducto de 40 pies, se halla un porcentaje de 4.28% de las cargas sensibles del local.

Como las condiciones del presente trabajo fueron diferentes al del gráfico 2.2, se aplicaron los respectivos factores de corrección:

- Factor de corrección por diferencia de temperatura y velocidad del aire en el ducto: Entrando a la curva respectiva del gráfico 2.2 con diferencia de temperatura ( $86^{\circ} - 55^{\circ}\text{F} = 31^{\circ}\text{F}$ ) y velocidad del aire de 1000 pies/min. el factor de corrección es 1.39.
- Factor de corrección por diferente valor de la temperatura en el local acondicionado: Para la temperatura interior de  $74^{\circ}\text{F}$ , extrapolando en la tabla de corrección del gráfico 2.2 se tiene un factor de corrección de 1.14.

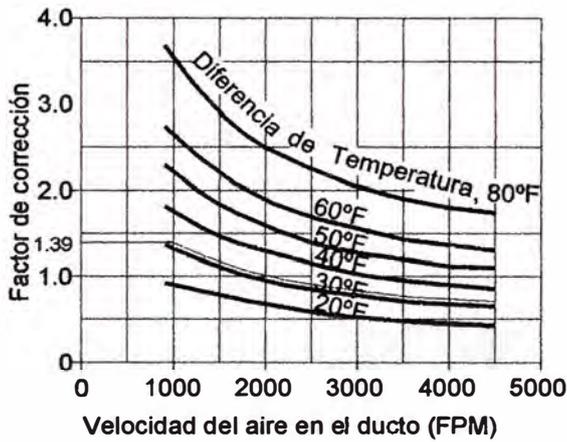
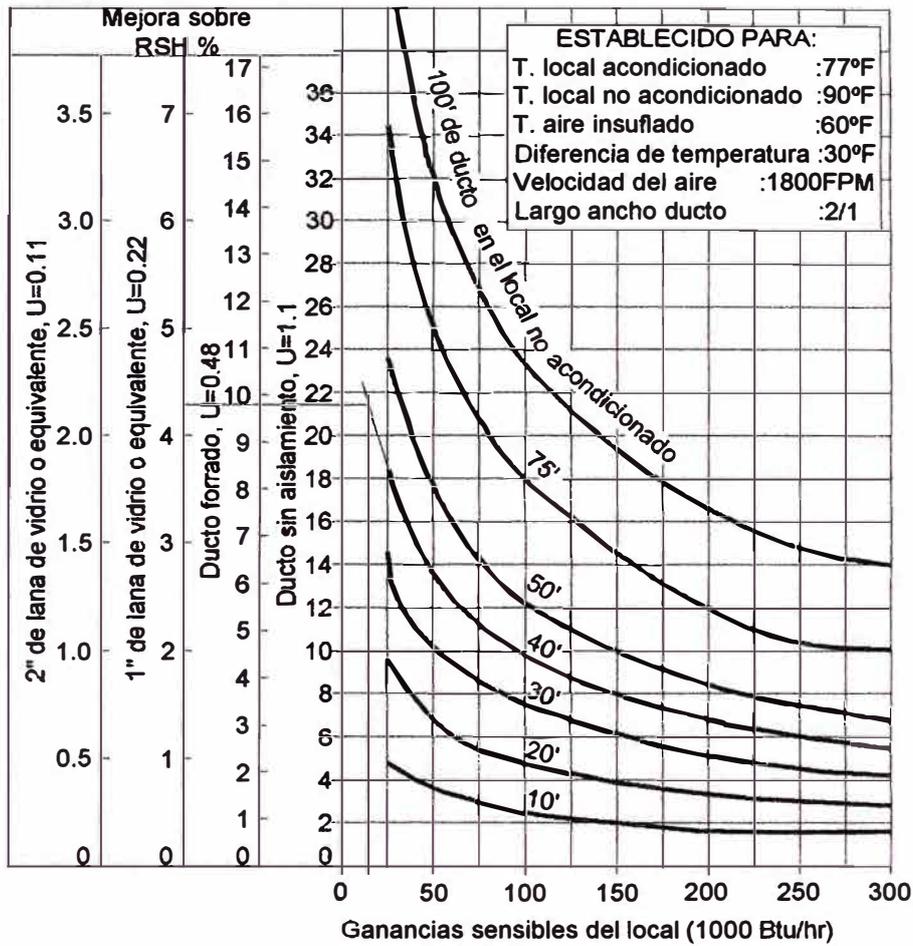
La carga suplementaria por ductos fue:

$$q_{s-d} = \frac{4.28}{100} \times 1.39 \times 1.14 \times 15056.39 = 1021.14 \text{ Btu/hr} .$$

Luego:

La carga sensible suplementaria por motor, ventilador y ductos fue:

$$1820 + 647.40 + 1021.14 = 3488.54 \text{ Btu/hr} \sphericalR 1\,022,13\text{W}$$



Coefficiente de corrección para diferentes valores de la temperatura en el local acondicionado

Temperatura interior °F	Coefficiente
75	1.10
76	1.06
77	1.00
78	0.97
79	0.94
80	0.92

**Gráfico 2.2**  
**Carga térmica debida al calentamiento de los ductos de inyección de aire, expresadas en porcentaje de las ganancias sensibles del local**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Handbook of air conditioning system design. Gráfico 3. p. 1-110

### 2.2.3.7 Balance térmico total, coeficiente de seguridad

Es necesario aplicar un factor de seguridad a las ganancias sensibles y latentes del local, con el objeto de compensar ciertos elementos mal conocidos, este porcentaje rara vez supera el 5%.

Se aplicó el factor del 5% con la finalidad de compensar las pérdidas de carga de refrigeración a consecuencia de aperturas de puertas muy frecuentes, aumento de equipos y personal médico por la naturaleza de la operación a realizar, y fue aplicado por igual a la carga sensible y latente del local.

El balance térmico total de las cargas térmicas en verano se aprecia en la tabla 2.23.

**Tabla 2.23**  
**Balance térmico total en verano, caudal de aire exterior 920 CFM**

Descripción de cargas térmicas.		Carga sensible		Carga latente	
		Btu/hr	W	Btu/hr	W
Local	Transmisión de paredes, techo y piso	7799.97	2 285,37	-	-
	Personas	2163.00	633,75	3087.00	904,48
	Iluminación	3468.00	1 016,11	-	-
	Utensilios	1625.42	476,24	-	-
	Factor de seguridad 5%	752.82	220,57	154.35	45,22
Aire Exterior		11923.20	3 493,47	41607.00	12 190,74
Suplementarias	Motor eléctrico	1820.00	533,26	-	-
	Ventilador	647.40	189,68	-	-
	Ductos	1021.14	299,19	-	-
<b>Resumen:</b>					
Carga térmica del local		15809.21	4 632,04	3241.35	949.7
Carga térmica por aire exterior		11923.20	3 493,47	41607.00	12 190,74
Carga térmica suplementaria		3488.54	1 022,13	-	-
Sumatoria de cargas		31220.95	9 147,64	44848.35	13 140,44
Carga térmica Total (Sensible más Latente) :76069.3 Btu/hr <->22 288,08 W					

De la tabla 2.23 se observa que la carga térmica total, depende fundamentalmente del caudal de aire exterior, luego varía si el caudal de aire es reajustado.

#### 2.2.4 CARGAS TERMICAS EN INVIERNO

Para el cálculo de estas cargas, se tuvo en consideración lo siguiente:

- Pérdidas de calor por transmisión.
- Pérdidas de calor por renovación de aire exterior.

Al igual que en las cargas térmicas en verano, se determinaron las condiciones exteriores e interiores del local.

##### Condiciones exteriores

De acuerdo a las consideraciones para el día del proyecto en invierno, la temperatura de bulbo seco del proyecto es el promedio de las temperaturas mínimas de junio, julio y agosto, ver parte 2.2, y la humedad relativa es el promedio de las humedades máximas en esos meses.

Se elaboraron las tablas 2.24 y 2.25, donde se muestran las temperaturas mínimas y humedades relativas máximas para los meses de invierno, en la ciudad de Lima, proporcionados por el SENAMHI<sup>[15]</sup>.

La temperatura exterior de bulbo seco del proyecto se obtiene del promedio de las mínimas de los meses de junio, julio y agosto, en los últimos 10 años, la cual fue:  $\cong 14\text{ }^{\circ}\text{C} \diamond 57.2\text{ }^{\circ}\text{F}$ , ver tabla 2.24.

---

<sup>[15]</sup> SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Años: 1995-2004.*

**Tabla 2.24**  
**Temperatura mínima mensual en invierno**  
**para la ciudad de Lima. °C**

Año	Junio	Julio	Agosto
1,995	13.0	13.6	13.8
1,996	13.9	11.9	13.6
1,997	18.8	18.4	18.3
1,998	16.4	15.0	14.2
1,999	13.3	13.9	14.1
2,000	13.0	13.2	13.0
2,001	13.8	14.5	13.7
2,002	14.1	13.3	13.6
2,003	13.2	13.0	12.1
2,004	13.0	13.9	13.9

Fuente: SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Años: 1995-2004.*

**Tabla 2.25**  
**Humedad relativa máxima media mensual en invierno**  
**para la ciudad de Lima. %HR**

Año	Junio	Julio	Agosto
1,995	95.0	94.0	92.0
1,996	94.0	95.0	93.4
1,997	92.0	88.0	85.0
1,998	93.4	94.4	97.0
1,999	98.0	98.0	95.0
2,000	96.0	96.0	95.0
2,001	98.2	93.0	99.0
2,002	95.2	97.8	98.8
2,003	94.5	99.0	91.6
2,004	98.0	98.0	98.1

Fuente: SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA DEL PERU (SENAMHI). *Boletín Meteorológico e hidrológico del Perú. Años: 1995-2004.*

La humedad relativa del proyecto, se obtiene de las humedades relativas máximas para los meses de junio, julio y agosto durante los últimos 10 años, la cual fue:  $\cong$  95%, ver tabla 2.25, luego se tiene:

Condiciones exteriores del proyecto:

- Temperatura de bulbo seco : 57.2 °F  $\diamond$  14.0°C, ver tabla 2.24
- Temperatura de bulbo húmedo : 56.3 °F  $\diamond$  13.5°C
- Humedad relativa : 95%, ver tabla 2.25

### Condiciones interiores

Se consideró las mismas que en verano, (ver parte 2.2.3), luego se tiene:

Condiciones interiores del proyecto invierno:

- Temperatura de bulbo seco : 74 °F  $\diamond$  23,3 °C
- Humedad relativa : 50%
- Fluctuación\* :
  - o Temperatura de bulbo seco : +/- 2°F  $\diamond$  1.1 °C
  - o Humedad relativa : +/- 5%

#### 2.2.4.1 Pérdidas de calor por transmisión

Es una pérdida de carga sensible producida por una diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior, se calcula aplicando la misma fórmula de cálculo de flujo de calor para estructuras interiores, ver fórmula [2.3].

---

\* Se refiere a la máxima y mínima temperatura de bulbo seco y humedad relativa permitida en el ambiente a carga mínima en invierno

**Ejemplo de cálculo:**

Techo

Datos:

- Area : 368 pie<sup>2</sup>  $\diamond$  34,2 m<sup>2</sup>
- Temperatura de bulbo seco exterior : 57.2 °F  $\diamond$  14°C
- Temperatura interior : 74 °F  $\diamond$  23,3°C

Calculo de U

Para hallar el valor de “U”, se calcularon las resistencias térmicas superficiales del aire en el invierno y se utilizaron los mismos valores de la resistencia térmica de los materiales de construcción vistos en verano (ver tabla 2.12) cuyos resultados se presentan en la tabla 2.26. Para esto se ha utilizado la tabla 2.4 donde se tienen las resistencias térmicas de los materiales de construcción y la resistencia superficial del aire en verano e invierno.

**Tabla 2.26**  
**Resistencia térmica: aire y materiales del techo en invierno**

Material de construcción ó aire	Resistencia térmica por espesor de material hr pie <sup>2</sup> °F/Btu pulg	Espesor de material pulg	Resistencia térmica hr pie <sup>2</sup> °F/Btu
Resistencia superficial del aire exterior en invierno, viento de 15Mph	---	---	0.17
Revestimiento de terraza o azotea (Tierra + ladrillo pastelero)	0.88	2	1.76
Hormigón de arena y piedra	0.08	1.5	0.12
Ladrillo de techo de dos huecos en profundidad. Espesor: 6"	---	6	1.52
Enlucido, de cemento y arena	0.20	0.75	0.15
Resistencia superficial interior horizontal del aire con flujo de calor ascendente	---	---	0.61

Fuente: Extracto de tabla 2.4 y datos de espesor de techo según figura 2.2b

El valor de U, aplicando la fórmula [2.1] es:

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} = \frac{1}{(0.17 + 1.76 + 0.12 + 1.52 + 0.15 + 0.61)}$$

$$U = 0.23 \text{ Btu}/(\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

La pérdida de calor sensible en el techo aplicando la fórmula [2.3] es:

$$q = 0.23 \times 368 \times (74 - 57.2) = 1421.95 \text{ Btu}/\text{hr}$$

La pérdidas de carga en paredes interiores y piso interior, se calculó aplicando la fórmula [2.3], asumiendo la temperatura de los ambientes aledaños igual a la temperatura exterior, según recomendaciones del manual de la ASHRAE<sup>[16]</sup>, para los casos en que se desconoce la temperatura de ambientes no acondicionados.

El resultado de los cálculos realizados por pérdidas de carga por transmisión de paredes, techo y piso en invierno se muestra en la tabla 2.27.

**Tabla 2.27**  
**Resumen: cargas térmicas por transmisión en paredes techo y piso en invierno**

Designación	Orientación	Area pie <sup>2</sup>	U Btu/hr pie <sup>2</sup> °F	Δte °F	Carga térmica Btu/hr	Carga térmica W
Pared interior	Este	192.00	0.36	16.8	1161.22	340,23
Pared interior	Oeste	192.00	0.36	16.8	1161.22	340,23
Pared interior	Norte	241.00	0.36	16.8	1457.57	427,06
Puerta	Norte	35.00	0.26	16.8	152.88	44,79
Pared exterior	Sur	276.00	0.44	16.8	2040.19	597,77
Techo exterior	Horizontal	368.00	0.23	16.8	1421.95	416,63
Piso interior	Horizontal	368.00	0.25	16.8	1545.60	452,86
Carga térmica total por transmisión en paredes, techo y piso					8940.63	2 619,57

De la tabla 2.27 la pérdida de carga térmica por transmisión en paredes techo y piso en invierno es de 8940.63 Btu/hr. <math>\sphericalangle 2\ 619,57\text{W}</math>

<sup>[16]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning .Handbook of fundamentals* p. 413

### 2.2.4.2 Pérdidas de calor por renovación de aire exterior

Se calcula aplicando la fórmula de carga sensible por aire exterior, fórmula [2.7].

#### Ejemplo de cálculo

Datos:

- Flujo de aire : 920 CFM  $\diamond$  434,18 l/s

La pérdida de calor sensible por aire exterior, aplicando la fórmula [2.7] es:

$$OASH = 1.08 \times 920 \times (74 - 57.2) = 16692.48 \text{ Btu/hr} \diamond 4,89W$$

### 2.2.4.3 Balance térmico de cargas en invierno

La carga final de calefacción se calculó aplicando fórmula [2.12]:

$$Q = \text{Pérdidas de calor por transmisión} + \text{Pérdidas por renovación de aire exterior} \quad [2.12]$$

Reemplazando datos:

$$Q = 8940.63 + 16692.48 = 25633.11 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Carga de calefacción} = Q = 25633.11 \text{ Btu/hr}$$

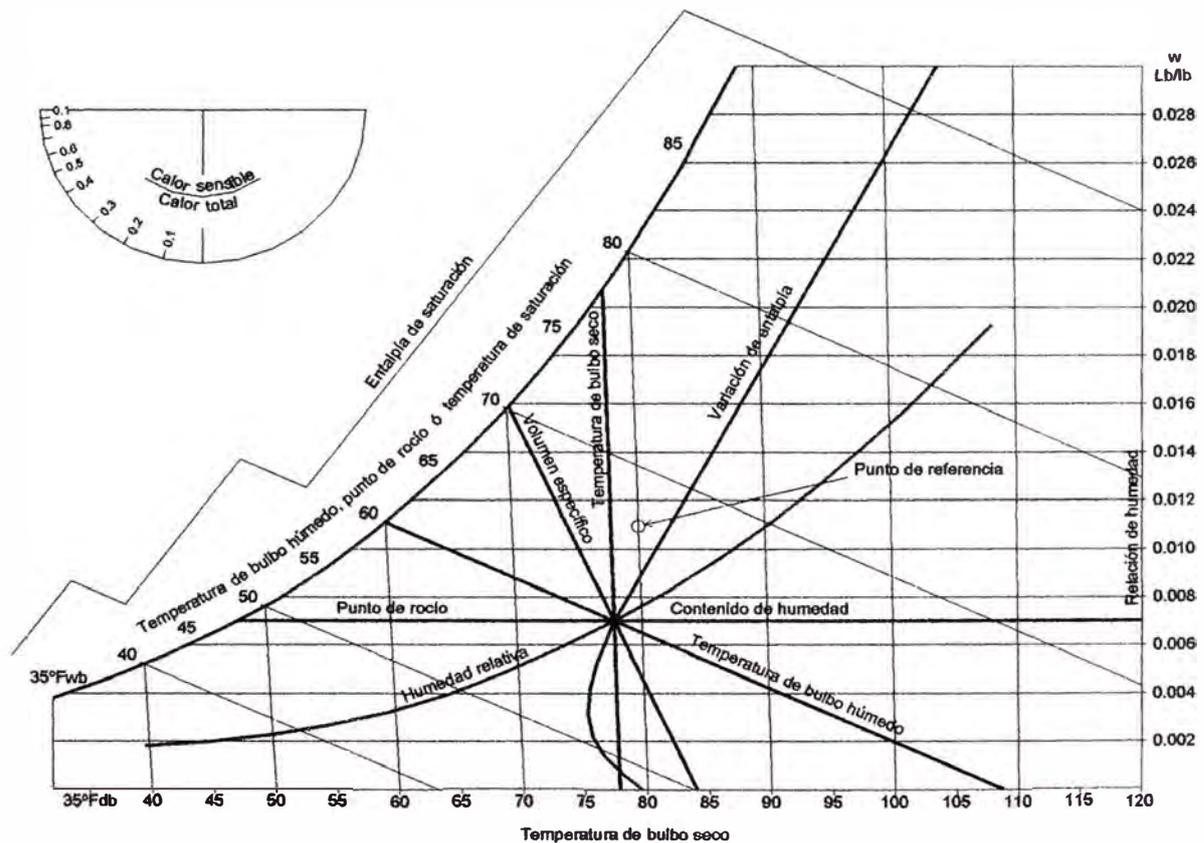
La potencia eléctrica de la resistencia de calefacción:

$$P_{\text{resistencia}} = 25633.11 / 3.412 = 7512,64 \text{ W} = 7,5kW$$

Se observa que la carga por aire exterior es la de mayor peso. Queda por chequear en el estudio psicrométrico si el caudal de aire es el correcto.

## 2.3 ESTUDIO PSICROMETRICO

La psicometría estudia las propiedades de las mezclas aire y vapor de agua<sup>[17]</sup>. Las propiedades del aire atmosférico representadas en gráficas se le denomina carta psicrométrica. En ella se puede representar el proceso de aire acondicionado y analizar si este es factible. El caudal de aire calculado en las cargas térmicas fue analizado en esta parte, recalculándose por el que hace posible el proceso de acondicionamiento. En el gráfico 2.3 y anexo 1, se tiene la carta psicrométrica con sus principales curvas.



**Gráfico 2.3**  
**Esquema de la carta psicrométrica**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Figura 32. p. 1-115. El punto de referencia con escala de factor sensible polar se obtuvo de la carta psicrométrica ASHRAE N° 1, ver anexo 1

<sup>[17]</sup> STOEKER, W. F. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. p. 244

### 2.3.1 DEFINICION DE TERMINOS PROCESOS Y FACTORES

Para entender los procesos que se realizaron en esta parte del capítulo se dan las siguientes definiciones.

- a) **Temperatura de bulbo seco ( $t_{db}$ ).**- La temperatura que señala un termómetro ordinario.
- b) **Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{wb}$ ).**- La temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo esta cubierto por una mecha húmeda y expuesto a una corriente de aire.
- c) **Temperatura o punto de rocío.**- Es la temperatura de saturación del vapor de agua presente en la mezcla. Es la temperatura a la cual empezaría a condensarse el vapor de agua presente, ver gráfico 2.3.
- d) **Humedad relativa ( $HR$ ).**- Es la relación entre la presión parcial de vapor de agua presente en la mezcla y la presión de saturación de este vapor de agua a la temperatura de bulbo seco que se encuentra la mezcla. Asimismo es la relación de vapor de agua real en el aire, comparado a la máxima cantidad que estaría presente a la misma temperatura de bulbo seco, expresada como un porcentaje.
- e) **Humedad específica ( $w$ ).**- Es la masa de agua por unidad de masa de aire seco, se expresa en lb. de vapor de agua/lb de aire seco.
- f) **Volumen específico ( $v$ ).**- Es la relación entre el volumen de la mezcla de aire y vapor de agua por unidad de masa de aire seco.
- g) **Entalpía específica ( $h$ ).**- Representa el nivel energético que tiene la mezcla de aire vapor de agua por unidad de masa de aire seco, contada a partir de los 0°F, se expresa en Btu/lb de aire seco.

- h) Variación de la entalpía.**-Sirve para corregir la entalpía del aire no saturado, cuando se desea mucha precisión. En casos normales de acondicionamiento de aire, se puede prescindir de dicha corrección.
- i) Factor de calor sensible (*SHF*).**- Es la razón aritmética del calor sensible al calor total, siendo el calor total la suma del calor sensible y el calor latente. Esta relación se expresa por:

$$SHF = \frac{SH}{(SH + LH)} = \frac{SH}{TH} \quad [2.13]$$

*Donde:*

*SHF: Coeficiente de calor sensible (Sensible Heat Factor)*

*SH : Calor sensible (Sensible Heat)*

*LH : Calor latente (Latent Heat)*

*TH : Calor total (Total Heat)*

- j) Punto de referencia.**- Situado a los 80 °F y 50% de humedad relativa, se emplea junto con la escala de factor de calor sensible para dibujar las líneas del proceso de aire acondicionado. En el gráfico 2.3, se muestra este punto con su escala de factor sensible en forma polar.
- k) Factor de calor sensible del local (*RSHF*).**- Es la razón de calor sensible del local al calor total del local. Esta relación se expresa por:

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{RSH}{RTH} \quad [2.14]$$

*Donde:*

*RSHF : Factor de calor sensible del local*

*RSH : Calor sensible del local*

*RLH : Calor latente del local*

*RTH* : Calor total del local

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 (*d-r*), ver gráfico 2.4. Este segmento representa la evolución del aire en el interior del local, y se denomina recta de calor sensible del local o también recta de impulsión. La pendiente de esta recta nos da la relación entre las cargas de calor sensible y latente del local ( $\Delta h_s$  y  $\Delta h_l$ ). Si el caudal de aire impulsado es suficiente para compensar las cargas sensibles y latentes del local, entonces se mantendrán las condiciones de humedad relativa y temperatura fijadas para éste, siempre que la temperatura seca y húmeda del aire impulsado correspondan a un punto de esta recta.

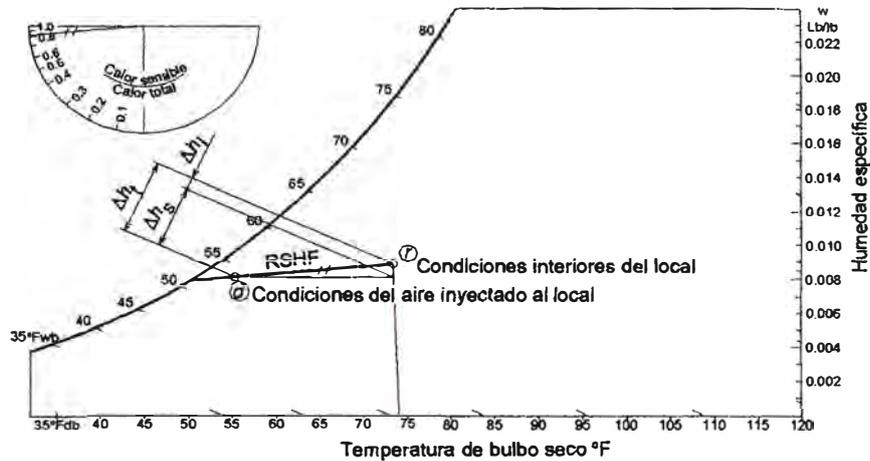
Para la sala de operaciones de emergencia:

- Condiciones interiores : “*r*”
- Temperatura de bulbo seco : 74 °F  $\Leftrightarrow$  23,3°C
- Temperatura de bulbo húmedo : 61.7 °F  $\Leftrightarrow$  16,5°C
- Factor de calor sensible del local (*RSHF*): Extrayendo los valores de las cargas térmicas respectivas de la tabla 2.23, y utilizando la fórmula [2.14], se tiene:

$$RSHF = \frac{15809.21}{15809.21 + 3241.35} = 0.83$$

En la carta psicrométrica, (gráfico 2.4), se ubica el punto “*r*” y se traza a partir de ese punto la recta *RSHF*, paralela a la recta con factor de calor

sensible 0.83 del gráfico de pendientes. Las condiciones del aire a la descarga en el local “d” deben corresponder a un punto de esta recta.



**Gráfico 2.4**

### **Recta de factor de calor sensible del local en la carta psicrométrica**

- 1) **Factor de calor sensible total (*GSHF*).**- 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 procedan del aire exterior, se calcula aplicando la fórmula [2.15]:

$$GSHF = \frac{TSH}{TSH + TLH} = \frac{TSH}{GTH} \quad [2.15]$$

Donde:

*GSHF* : Factor de calor sensible total (*Grand Sensible Heat Factor*)

*TSH* : Calor sensible total

*TLH* : Calor latente total

*GTH* : Calor total

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

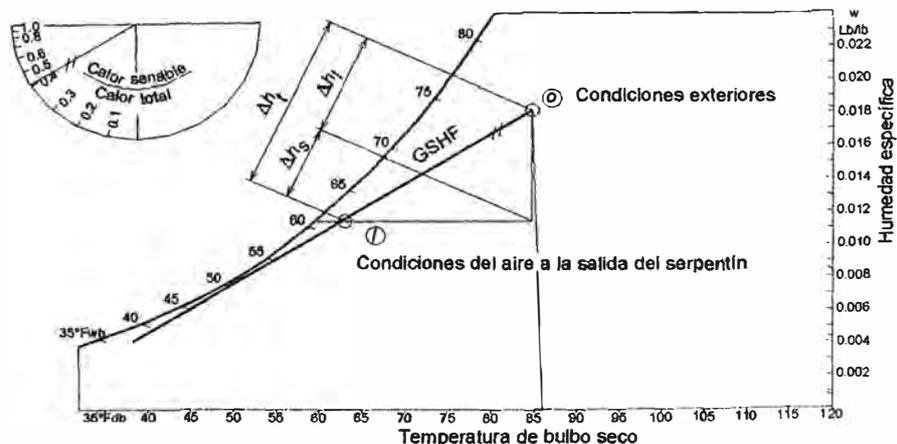
equipo acondicionador debe desarrollar. Se pueden acotar en el diagrama psicrométrico, los puntos que representan el estado del aire exterior a la entrada (*o*) y a la salida (*l*) y unirlos con un segmento de recta (*o-l*), ver gráfico 2.5, este segmento representa la evolución del aire a su paso por el serpentín evaporador y recibe el nombre de recta de calor sensible total.

Para la sala de operaciones de emergencia:

- Condiciones exteriores “*o*”
- Temperatura de bulbo seco 86 °F <math>\diamond</math> 30°C
- Temperatura de bulbo húmedo : 77 °F <math>\diamond</math> 25°C
- Factor de calor sensible total (*GSHF*): Extrayendo los valores de las cargas térmicas respectivas de la tabla 2.23, y utilizando la fórmula [2.15], se tiene:

$$GSHF = \frac{31220.95}{76069.30} = 0.41$$

En la carta psicrométrica, véase gráfico 2.5, se ubica el punto “*o*” y se traza a partir de ese punto la recta *GSHF*, paralela a la recta con factor de calor sensible total: 0.41 del gráfico de pendientes.



**Gráfico 2.5**  
**Recta de factor de calor sensible total en la carta psicrométrica**

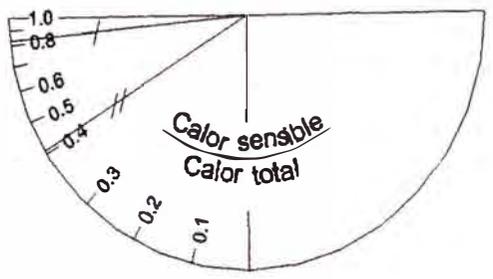
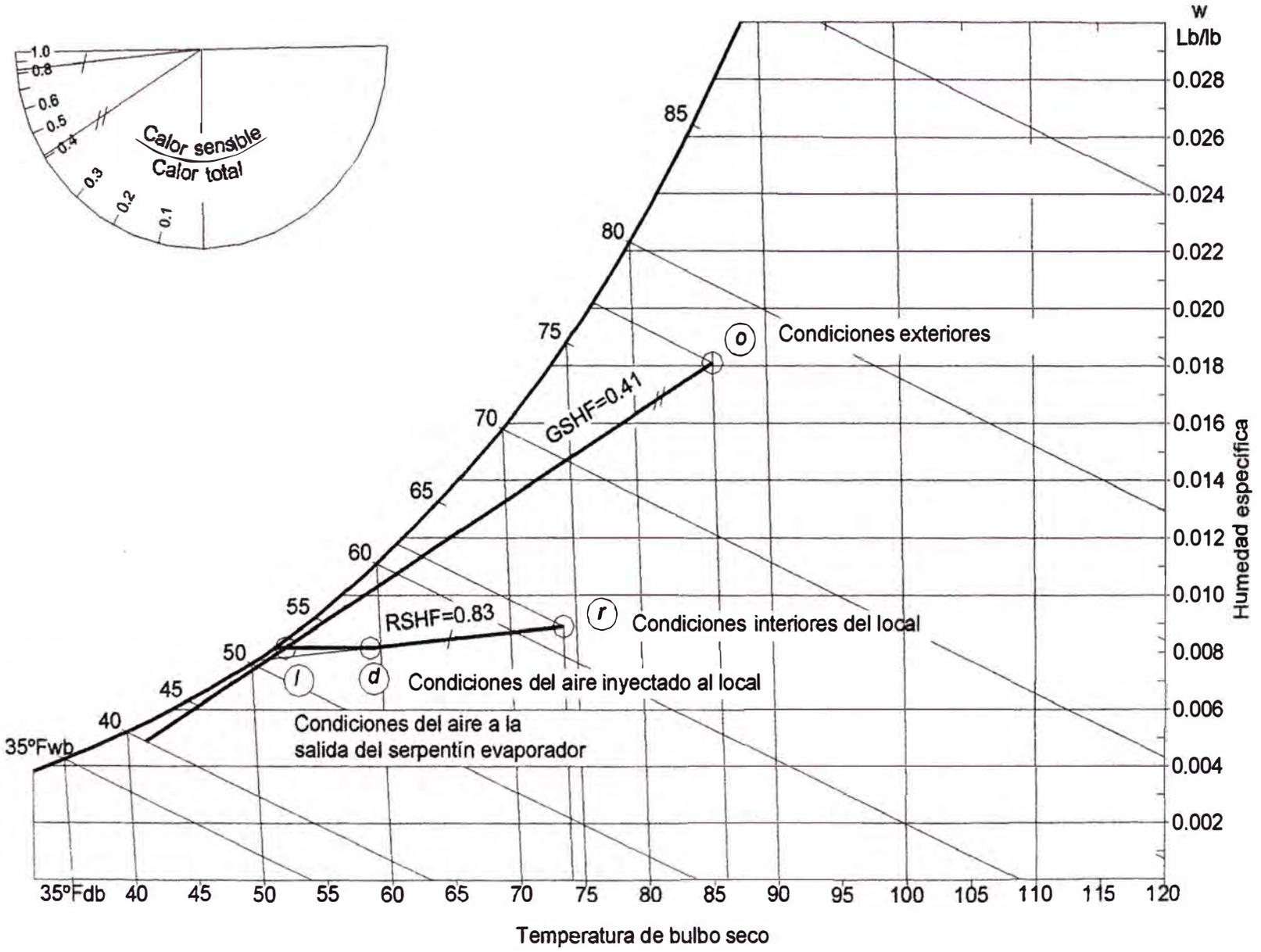
Las condiciones del aire a la salida del serpentín “*l*” deben corresponder a un punto de esta recta. La pendiente de esta recta, es igual a la relación entre las cantidades de calor sensible y latente, puestos en juego a lo largo del proceso.

- m) Condiciones del aire a la salida del evaporador.-** Las condiciones del aire necesarias para compensar simultáneamente las ganancias sensibles y latentes totales (teniendo en cuenta el aire exterior), puede determinarse trazando las rectas RSHF, GS HF, y la recta de cargas suplementarias.

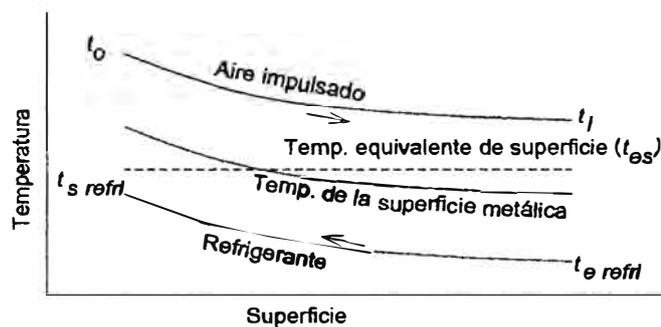
Las cargas suplementarias debidas a la instalación (motor eléctrico, ventilador y ductos) son sensibles, por tanto la recta que representa a estas cargas es horizontal, partiendo de un punto de la recta de factor de calor sensible del local (RS HF), hacia la curva de saturación. Si es que la recta de factor de calor sensible total (GS HF), intercepta a la recta de cargas suplementarias, y a la curva de saturación, el punto de intersección (*l*) con la línea horizontal, representa las condiciones del aire a la salida del evaporador y el caudal de aire de inyección asumido en el punto 2.2.3.5 es el correcto, de lo contrario tendrá que recalcularse este valor.

En el gráfico 2.6, se han trazado las rectas mencionadas, observándose que la recta GS HF, no intercepta, la curva de saturación, lo cual significa que el caudal de aire seleccionado no es el correcto y no se puede llevar a cabo este proceso. La recta de factor de calor sensible del local (RS HF) es invariable, pero la de factor de calor sensible total (GS HF) puede variar, (su pendiente) de acuerdo a la cantidad de aire exterior que se inyecte al local.

Recta de factor de calor sensible: total y del local en la carta psicrométrica  
 Gráfico 2.6



n) **Temperatura equivalente de superficie.**- La temperatura exterior de un serpentín es variable de un punto a otro, pero se puede imaginar una temperatura media de superficie, de tal manera de que si fuera constante en toda la superficie del serpentín daría lugar a las mismas condiciones en la salida que la temperatura variable. Esta temperatura se llama temperatura equivalente de superficie ( $t_{es}$ ). Esto puede observarse en la representación esquemática de la figura.2.5, para un flujo en contracorriente válida para un serpentín de agua helada o de expansión directa.



**Fig. 2.5**  
**Relación entre la temperatura equivalente de superficie, el aire impulsado y el refrigerante.**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Basado en figura 40. p. 1-121

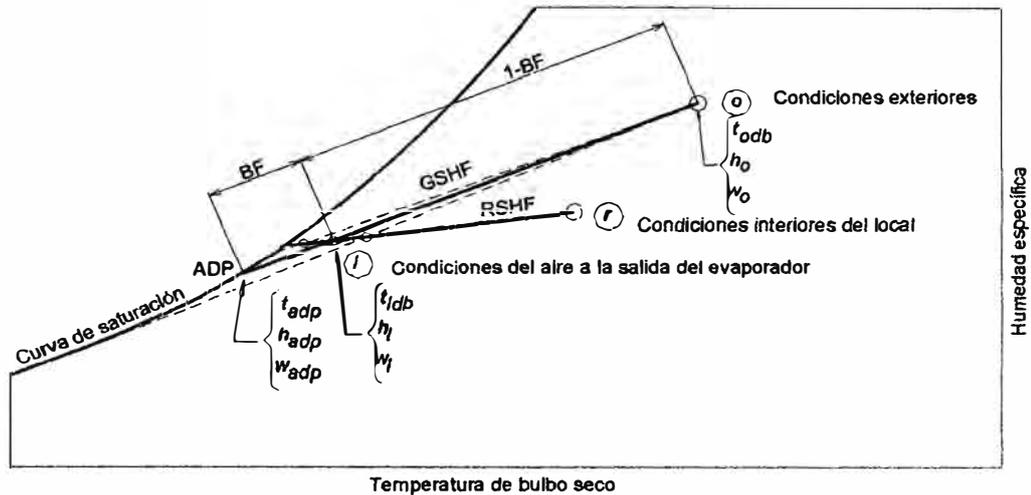
Para instalaciones en las que se realiza simultáneamente enfriamiento y deshumectación, la temperatura equivalente de superficie estará representada por la intersección de la recta de factor de calor sensible total (GSHF) con la curva de saturación, ver figura 2.6. Esta temperatura de superficie puede considerarse como el punto de rocío del serpentín mas conocido como el ADP (Apparatus dew point).

- o) Factor de bypass (BF).**- Depende de las características del serpentín y de sus condiciones de funcionamiento. Se considera que representa el porcentaje de aire que pasa a través del serpentín sin sufrir ningún cambio. Las características físicas del serpentín y las condiciones de funcionamiento que influyen en el factor de bypass son:
- La superficie externa de intercambio de calor (número de filas de tubos y separación entre aletas. A una disminución de esta superficie corresponde un aumento del BF.
  - 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 relación entre el factor de bypass (BF), el factor de calor sensible total (GSHF) y el factor de calor sensible del local (RSHF). La recta de factor de calor sensible del local siempre se mantiene fija y la recta del factor de calor sensible total varía de acuerdo al caudal de aire y las condiciones del aire inyectado al local.

El punto que representa las condiciones del aire inyectado al local ( $d$ ), ver gráfico 2.4, debe encontrarse sobre la recta de factor de calor sensible del local (RSHF) para permitir las condiciones del proyecto en el local, por consiguiente, cuando el factor de bypass varía, la posición relativa del factor de calor sensible total (GSHF) en relación con el RSHF varía, tal como se indica en la línea de trazos de la figura 2.6. Cuando la posición de

GSHF cambia, el caudal de aire necesario, el factor de bypass y el punto de ADP cambian, lo mismo que las condiciones de salida del aire del evaporador ( $l$ ).



**Fig. 2.6**

**Variación de la recta GSHF en función del factor de bypass**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Basado en figura 41. p. 1-122

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

- Factor de bypass mas bajo.
  - ADP más alto, temperatura de evaporación más alta, compresor de menos potencia.
  - Menor caudal de aire, por tanto ventilador y motor de menos potencia.
  - Serpentin con mayor cantidad de filas (Mayor superficie de intercambio).
  - Costo más alto del serpentin.
- Factor de bypass más alto.
  - ADP más bajo, temperatura de evaporación más baja, compresor de mayor potencia.

- Mayor caudal de aire, lo que repercute en el ventilador y el motor que deberá ser de mas potencia.
- Superficie de intercambio más pequeña por tener menor filas de tubos.
- Costo más bajo del serpentín.

La tabla 2.28 muestra los factores de bypass para diferentes tipos de serpentines evaporadores, y la tabla 2.29 indica el factor de bypass recomendado para diversas aplicaciones.

**Tabla 2.28**  
**Valores usuales de los factores de bypass de los serpentines con aletas**

Profundidad del serpentín Filas	Sin pulverización Aletas por pulgada		Con pulverización * Aletas por pulgada	
	8	14	8	14
	Velocidad FPM (pies/min)			
	300-700	300-700	300-700	300-700
2	0.42 – 0.55	0.22 – 0.38		
3	0.27 – 0.40	0.10 – 0.23		
4	0.19 – 0.30	0.05 – 0.14	0.12 – 0.22	0.03 – 0.10
5	0.12 – 0.23	0.02 – 0.09	0.08 – 0.14	0.01 – 0.08
6	0.08 – 0.18	0.01 – 0.06	0.06 – 0.11	0.01 – 0.05
8	0.03 – 0.08		0.02 – 0.05	

\*La pulverización en el serpentín provoca una disminución del BF, a consecuencia de ser mayor la superficie de contacto con el aire.

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 61. p. 1-127

**Tabla 2.29**  
**Valores usuales de los factores de bypass para diferentes aplicaciones**

Factor de Bypass	Tipo de aplicación	Ejemplo
0.30 a 0.50	Balace térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
0.20 a 0.30	Acondicionamiento de confort clásico, balace térmico relativamente pequeño, o algo mayor pero con pequeño SHF	Tiendas pequeñas Fábrica
0.10 a 0.20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes Banco, fábrica
0.05 a 0.10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tienda grande Restaurante Fábrica
0 a 0.10	Funcionamiento con aire fresco total	Hospital, quirófano, fábrica

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. Tabla 62. p. 1-127

El factor de bypass para un equipo de aire acondicionado 100% aire exterior se calcula con la fórmula [2.16]:

$$BF = \frac{t_{ldb} - t_{adp}}{t_{odb} - t_{adp}} = \frac{h_1 - h_{adp}}{h_o - h_{adp}} = \frac{w_1 - w_{adp}}{w_o - w_{adp}} \quad [2.16]$$

Donde :

$BF$  : Factor de Bypass

$t_{ldb}$  : Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador

$t_{adp}$  : Temperatura correspondiente al ADP

$t_{odb}$  : Temperatura de bulbo seco exterior

$h_1$  : Entalpía a la salida del evaporador

$h_{adp}$  : Entalpía correspondiente al ADP

$h_o$  : Entalpía exterior

$w_1$  : Humedad específica a la salida del evaporador

$w_{adp}$  : Humedad específica correspondiente al ADP

$w_o$  : Humedad específica exterior

- p) **Factor de calor sensible 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 dichos aumentadas en las cantidades de calor sensible y latente correspondientes al caudal de aire que pasa por el serpentín sin que su estado se modifique, y cuyo porcentaje viene dado por el factor de bypass. El factor de calor sensible efectivo se calcula con la fórmula [2.17]:

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} = \frac{ERSH}{ERTH} \quad [2.17]$$

Siendo:

$$ERSH = RSH + BF(OASH) + RSHS \quad [2.18]$$

$$ERLH = RLH + BF(OALH) + RLHS \quad [2.19]$$

Donde:

*ESHF* : Factor de calor sensible efectivo

*ERSH* : Calor sensible efectivo del local

*ERLH* : Calor latente efectivo del local

*ERTH* : Calor total efectivo del local

*RSH* : Calor sensible del local

*RLH* : Calor latente del local

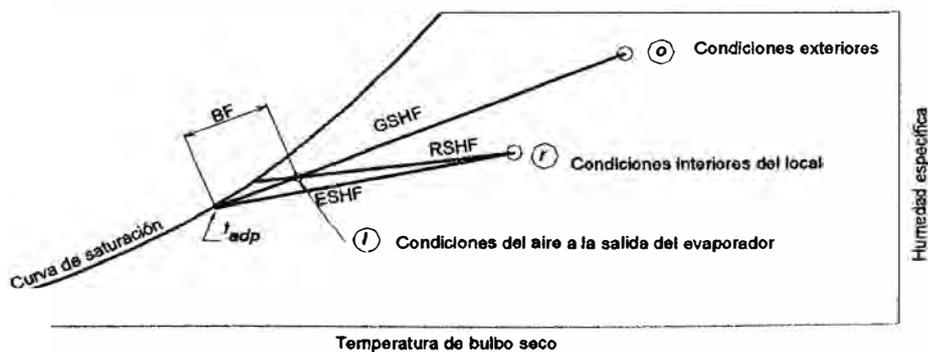
*BF* : Factor de Bypass

*OASH* : Calor sensible por aire exterior

*OALH* : Calor latente por aire exterior

*RSHS, RLHS* : Representan las ganancias suplementarias

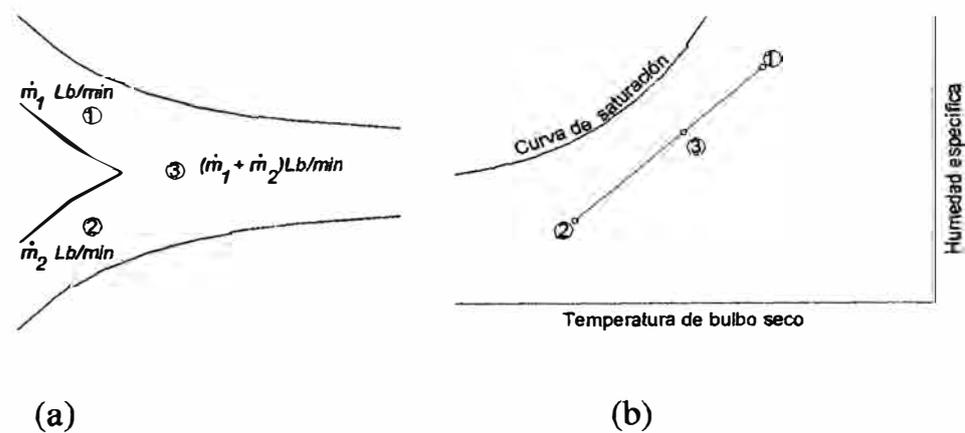
En la figura 2.7 se muestran las rectas RSHF, GSHF y ESHF dibujadas en el diagrama psicrométrico, para el caso de un equipo 100% aire exterior.



**Fig. 2.7**

**Rectas RSHF, GSHF y ESHF de un sistema 100% aire exterior**

q) **Mezcla de dos corrientes de aire**<sup>[18]</sup>. - Es un proceso que se da en el acondicionamiento de aire. El punto de la carta psicrométrica que representa el estado después de la mezcla de dos masas de aire húmedo está sobre la línea que une los puntos representativos de los estados iniciales de las masas de aire. La figura 2.8a, representa la mezcla de  $m_1$  (lb de aire/min, de aire en el estado “1”) con  $m_2$  (lb de aire/min, de aire en el estado “2”). Estas dos masas se mezclan dando un nuevo estado “3” representado en la carta psicrométrica de la figura 2.8b.



**Fig. 2.8**  
**Mezcla de dos corrientes de aire (a) Disposición esquemática**  
**y (b) Proceso en la carta psicrométrica**

Fuente: STOEKER, W. F. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. Figura 16-13 p. 256

Para el proceso de la mezcla se cumple:

$$h_3 = \frac{m_1 \times h_1 + m_2 \times h_2}{m_1 + m_2} \quad [2.20]$$

$$w_3 = \frac{m_1 \times w_1 + m_2 \times w_2}{m_1 + m_2} \quad [2.21]$$

<sup>[18]</sup> STOEKER, W. F. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. p. 256

$$t_3 \cong \frac{m_1 \times t_1 + m_2 \times t_2}{m_1 + m_2} \quad [2.22]$$

Donde:

$h_1, h_2, h_3$  : Entalpías del aire

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3$  : Flujo de masa de aire

$w_1, w_2, w_3$  : Humedad específica del aire

$t_1, t_2, t_3$  : Temperatura de bulbo seco del aire

Para propósitos de acondicionamiento de aire la temperatura de bulbo seco de la mezcla es bastante aproximada a la expresión mostrada [2.22], lo cual se usa en la práctica y en este trabajo.

### 2.3.2 CALCULO DEL FLUJO DE AIRE: EQUIPO ESPECIAL 100% AIRE EXTERIOR

Se aplicaron las relaciones existentes entre el factor de calor efectivo del local, el ADP y el factor de Bypass; la relación es la siguiente:

$$CFM = \frac{ERSH}{1.08 \times (t_{rdb} - t_{adp}) \times (1 - BF)} \quad [2.23]$$

Donde:

$CFM$  : Caudal de aire. pies<sup>3</sup>/min

$ERSH$  : Calor sensible efectivo del local. Btu/hr

$t_{rdb}$  : Temperatura de bulbo seco del local. °F

$t_{adp}$  : Temperatura correspondiente al ADP °F, a partir del ESHF

$BF$  : Factor de bypass

El caudal de aire hallado con la fórmula [2.23] compensa simultáneamente las cargas sensibles y latentes del local, así como las cargas sensibles y latentes

totales, teniendo en cuenta las cargas debidas al aire exterior y las cargas suplementarias.

El caudal de aire que compensa las cargas sensibles del local se obtiene aplicando la fórmula [2.24]:

$$CFM = \frac{RSH}{1.08 \times (t_{rdb} - t_{ddb})} \quad [2.24]$$

*Donde:*

*CFM* : Caudal de aire. pies<sup>3</sup>/min

*RSH* : Calor sensible del local. Btu/hr

*t<sub>rdb</sub>* : Temperatura de bulbo seco del local. °F

*t<sub>ddb</sub>* : Temperatura de bulbo seco a la descarga en los difusores. °F

El caudal de aire que compensa la carga sensible total se obtiene aplicando la fórmula [2.25]:

$$CFM = \frac{TSH}{1.08 \times (t_{odb} - t_{ldb})} \quad [2.25]$$

*Donde:*

*CFM* : Caudal de aire. pies<sup>3</sup>/min

*TSH* : Calor sensible total. Btu/hr

*t<sub>odb</sub>* : Temperatura de bulbo seco exterior. °F

*t<sub>ldb</sub>* : Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador. °F

El caudal de aire que compensa la carga total se obtiene aplicando la fórmula [2.26]:

$$CFM = \frac{GTH}{4.5 \times (h_o - h_i)} \quad [2.26]$$

Donde:

$CFM$  : Caudal de aire. pies<sup>3</sup>/min

$GTH$  : Calor total. Btu/hr

$h_o$  : Entalpía exterior. Btu/lb

$h_i$  : Entalpía a la salida del evaporador. Btu/lb

### Ejemplo de cálculo:

Se realizaron los cálculos del flujo de aire para un equipo especial de aire acondicionado 100% aire exterior. Estos equipos se caracterizan por tener serpentines evaporadores con 4 filas o más, teniendo un factor de bypass bien pequeño, que varía entre 0 a 0.1, ver tabla 2.29. Se asumió el valor de BF = 0.05

Datos:

#### ○ Condiciones exteriores "o"

- Temperatura de bulbo seco ( $t_{odb}$ ) : 86 °F  $\diamond$  30°F
- Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{owb}$ ) : 77 °F  $\diamond$  25°F
- Entalpía específica ( $h_o$ ) : 40.57 Btu/lb
- Humedad específica ( $w_o$ ) : 0.018 Lb/lb de aire seco

#### ○ Condiciones interiores "r"

- Temperatura de bulbo seco ( $t_{rdb}$ ) : 74 °F  $\diamond$  23,3°C
- Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{rwb}$ ) : 61.7 °F  $\diamond$  16,5°C
- Entalpía específica ( $h_r$ ) : 27.64 Btu/lb
- Humedad específica ( $w_r$ ) : 0.00898 Lb/lb de aire seco

Del balance térmico total para el verano, tabla 2.23 se extraen los siguientes datos:

○ Cargas térmicas del local

- Carga sensible del local ( $RSH$ ) : 15809.21 Btu/hr
- Carga latente del local ( $RLH$ ) : 3241.35 Btu/hr

○ Cargas suplementarias

- Carga sensible por motor ( $q_{s-m}$ ) : 1820 Btu/hr
- Carga sensible por ventilador ( $q_{s-v}$ ) : 647.40 Btu/hr
- Carga sensible por ductos ( $q_{s-d}$ ) : 1021.14 Btu/hr

Luego:

- Carga suplementaria sensible ( $RSHS$ ): 3488.54 Btu/hr

○ Carga por aire exterior

- Carga sensible ( $OASH$ ) : 11923.20 Btu/hr
- Carga latente ( $OALH$ ) : 41607.00 Btu/hr
- Flujo de aire ( $CFM$ ) : 920 pies<sup>3</sup>/min

El valor de ERS<sub>H</sub>:

De la fórmula [2.18], reemplazando datos se tiene:

$$ERSH = 15809.21 + 0.05 \times 11923.20 + 3488.54 = 19893.91 \text{ Btu / hr}$$

El valor de ERL<sub>H</sub>:

De la fórmula [2.19], reemplazando datos se tiene:

$$ERLH = 3241.35 + 0.05 \times 41607.00 + 0 = 5321.70 \text{ Btu / hr}$$

El valor de ESH<sub>F</sub>:

De la fórmula [2.17], reemplazando datos se tiene:

$$ESHF = \frac{19893.91}{19893.91 + 5321.70} = 0.79$$

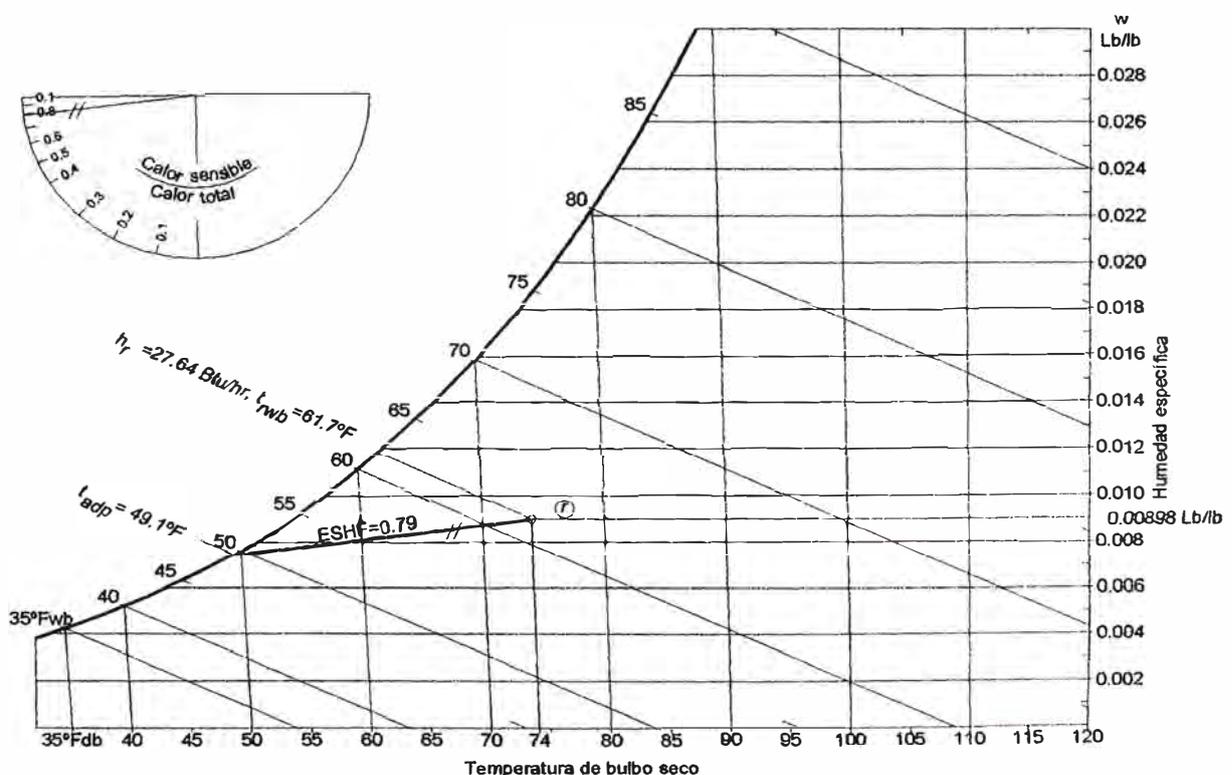
Con  $ESHF = 0.79$  se traza en la carta psicrométrica esta recta, partiendo de las condiciones del local, la intersección con la curva de saturación viene a ser el ADP del evaporador =  $49.1^\circ\text{F}$ , véase gráfico 2.7.

El caudal de aire:

Aplicando la fórmula [2.23] y reemplazando datos es:

$$CFM = \frac{19893.91}{1.08 \times (74 - 49.1) \times (1 - 0.05)} = 778.71 \text{ CFM} < 920 \text{ CFM}$$

En vista que el flujo de aire calculado fue menor que el flujo de aire asumido en el cálculo de las cargas térmicas, entonces se recalcularon las cargas debidas al aire exterior, con el nuevo caudal hallado de: 778.71 CFM, de la siguiente manera:



**Gráfico 2.7**  
**Recta  $ESHF = 0.79$  dibujada en la carta psicrométrica**

La carga sensible por aire exterior, para un caudal de 778.71 CFM, aplicando la fórmula [2.7], y reemplazando datos se tiene:

$$OASH = 1.08 \times 778.71 \times (86 - 74) = 10092.08 \text{ Btu} / \text{hr}$$

La carga total por aire exterior, para un caudal de 778.71 pies<sup>3</sup>/min, aplicando la fórmula [2.11], y reemplazando datos se tiene:

$$OATH = 4.5 \times 778.71 \times (40.57 - 27.64) = 45309.24 \text{ Btu} / \text{hr}$$

La carga latente por aire exterior, para un caudal de 778.71 pies<sup>3</sup>/min, aplicando la fórmula [2.10], y reemplazando datos se tiene:

$$OALH = 45309.24 - 10092.08 = 35217.16 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Con los nuevos valores de las cargas térmicas por aire exterior se recalcula el factor de calor sensible efectivo ESHF', así se tiene:

$$ERSH' = 15809.21 + 0.05 \times 10092.08 + 3488.54 = 19802.35 \text{ Btu} / \text{hr}$$

$$ERLH' = 3241.35 + 0.05 \times 35217.16 = 5002.21 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Luego:

$$ESHF' = \frac{19802.35}{19802.35 + 5002.21} = 0.80$$

Con ESHF'=0.80, dibujando en la carta psicrométrica la temperatura de ADP es 49.6°F, ver gráfico 2.8, luego el caudal de aire exterior CFM' es:

$$CFM' = \frac{19802.35}{1.08 \times (74 - 49.6) \times (1 - 0.05)} = 775.12 \text{ CFM} \cong 778.71 \text{ CFM}$$

Como el caudal de aire exterior hallado es similar al anterior (778.71 CFM), el factor de bypass = 0.05 asumido es el correcto, puesto que cada vez convergen los resultados. Se consideró, este último valor, como el que impulsa el equipo de aire acondicionado al local, así se tiene:

$$\text{Caudal de aire exterior} = 775 \text{ CFM} = \text{Caudal de aire de inyección}$$

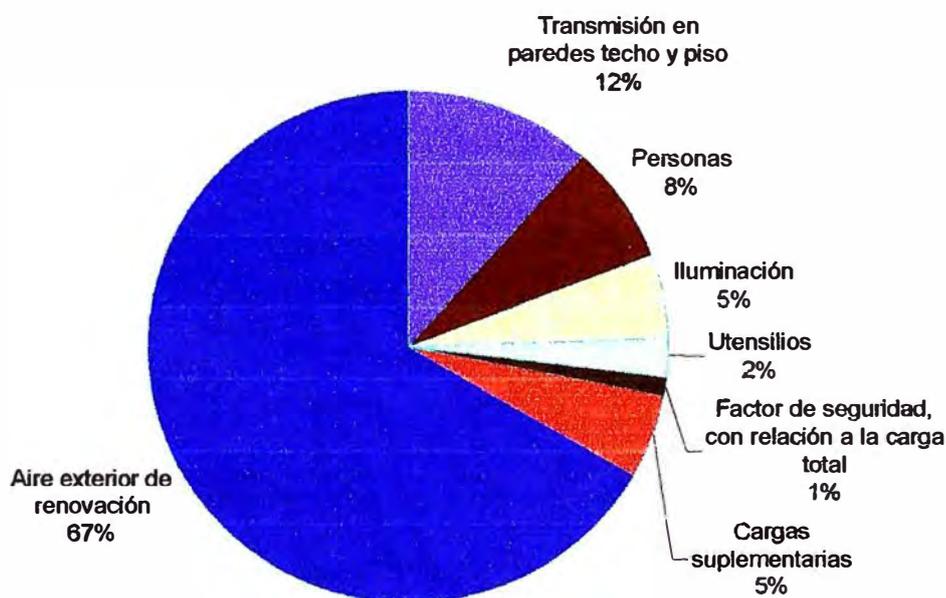
El nuevo caudal de aire exterior hallado implica una variación de las cargas térmicas totales para la selección del equipo de aire acondicionado y una variación del factor de calor sensible total (*GSHS*). El balance térmico de la tabla 2.23 queda modificado en lo referente a la carga por aire exterior, puesto que se ha variado este caudal, ver tabla 2.30.

En la figura 2.9 se muestra la proporción en porcentaje de las cargas térmicas del local, basado en los datos de la tabla 2.30, notándose que la mayor carga térmica del local es debida al caudal de aire exterior.

Cabe resaltar que el flujo de aire hallado es menor que el asumido, (920 CFM) pero mayor que el flujo mínimo recomendado por el manual de la ASHRAE de 736 CFM, ver parte 2.2.3.5, motivo por el cual se da por aceptado el flujo de aire de: 775 CFM.

**Tabla 2.30**  
**Balance térmico total en verano, caudal de aire exterior 775 CFM**

Descripción de cargas térmicas.		Carga sensible		Carga latente	
		Btu/hr	W	Btu/hr	W
Local	Transmisión de paredes, techo y piso	7799.97	2 285,37	-	-
	Personas	2163.00	633,75	3087.00	904,48
	Iluminación	3468.00	1 016,11	-	-
	Utensilios	1625.42	476,24	-	-
	Factor de seguridad 5%	752.82	220,57	154.35	45,22
Aire Exterior		10044.00	2 942,86	35049.38	10 269,37
Suplementarias	Motor eléctrico	1820.00	533,26	-	-
	Ventilador	647.40	189,68	-	-
	Ductos	1021.14	299,19	-	-
<b>Resumen:</b>					
Carga térmica del local		15809.21	4 632,04	3241.35	949.70
Carga térmica por aire exterior		10044.00	2 942,86	35049.38	10 269,37
Carga térmica suplementaria		3488.54	1 022,13	-	-
Sumatoria de cargas		29341.75	8 597,03	38290.73	11 219,07
Carga térmica Total (Sensible más Latente) :		67632.48 Btu/hr $\diamond$ 19 816,10 W			



**Fig. 2.9**  
**Distribución en porcentaje de las cargas térmicas en verano, caudal de aire exterior: 775 CFM**

Fuente: Tabla 2.30

### 2.3.3 CAPACIDADES DEL EQUIPO PARA SU SELECCION

Con el flujo de aire calculado de 775 CFM, se obtuvieron las condiciones del aire a la salida del evaporador, y en cada etapa del proceso del aire de acuerdo a las cargas térmicas. Luego se halló la capacidad sensible y total del equipo para su selección en el capítulo 3. Continuando los cálculos de la parte 2.3.2 se tuvo:

- Temperatura de bulbo seco a la descarga en los difusores del local ( $t_{ddb}$ ):

Utilizando la fórmula [2.24], despejando  $t_{ddb}$  se tiene:

$$t_{ddb} = t_{rdb} - \frac{RSH}{1.08 \times CFM}$$

Siendo  $t_{rdb} = 74^\circ\text{F}$ ,  $RSH = 15809.21$ , luego, reemplazando datos

$$t_{ddb} = 74 - \frac{15809.21}{1.08 \times 775} = 55.11^\circ\text{F}$$

- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador ( $t_{ldb}$ ):

Aplicando la fórmula [2.16], despejando  $t_{ldb}$ , se tiene:

$$t_{ldb} = t_{adp} + BF \times (t_{odb} - t_{adp})$$

Siendo  $t_{adp} = 49.6^\circ\text{F}$ ,  $BF = 0.05$  y  $t_{odb} = 86^\circ\text{F}$ , reemplazando datos:

$$t_{ldb} = 49.6 + 0.05 \times (86 - 49.6) = 51.42^\circ\text{F}$$

- La entalpía del aire a la salida del serpentín evaporador ( $h_l$ ):

De la fórmula [2.16] despejando se tiene:

$$h_l = h_{adp} + BF \times (h_o - h_{adp})$$

Siendo:  $h_o = 40.57\text{Btu/hr}$ ,  $h_{adp} = 20.08\text{ Btu/lb}$ , de la tabla 2.32, con  $t_{adp} = 49.6^\circ\text{F}$

Reemplazando datos:

$$h_l = 20.08 + 0.05 \times (40.57 - 20.08) = 21.10\text{ Btu/lb}$$

- Temperatura de bulbo húmedo, a la salida del serpentín evaporador ( $t_{twb}$ ):

De la tabla 2.32 con  $h_l=21.10$  Btu/lb, interpolando se obtiene:

$$t_{lwb} = 51.42 \text{ } ^\circ F$$

- La capacidad sensible total del equipo ( $TSH$ ):

De la fórmula [2.25], aplicando entre la entrada del caudal de aire “o” y la salida del serpentín evaporador “l”, despejando se tiene:

$$TSH = 1.08 \times CFM \times (t_{odb} - t_{ldh})$$

Reemplazando datos:

$$TSH = 1.08 \times 775 \times (86 - 51.42) = 28943.46 \text{ Btu/hr}$$

Se observa que la capacidad sensible total del equipo calculada de 28943.46Btu/hr, es muy similar a la carga sensible de 29341.75 Btu/hr.

- La capacidad total del equipo ( $GTH$ ):

De la fórmula [2.26], aplicando entre la entrada del caudal de aire “o” y la salida del serpentín evaporador “l”, despejando, se tiene:

$$GTH = 4.5 \times CFM \times (h_o - h_l)$$

Reemplazando datos:

$$GTH = 4.5 \times 775 \times (40.57 - 21.10) = 67901.63 \text{ Btu/hr}$$

Se observa que la capacidad total del equipo calculada de 67901.63 Btu/hr es muy similar a la carga total de 67632.48 Btu/hr.

- El valor del calor sensible total ( $GSHS$ ):

Aplicando la fórmula [2.15], y reemplazando datos:

$$GSHF = \frac{28943.46}{67901.63} = 0.43$$

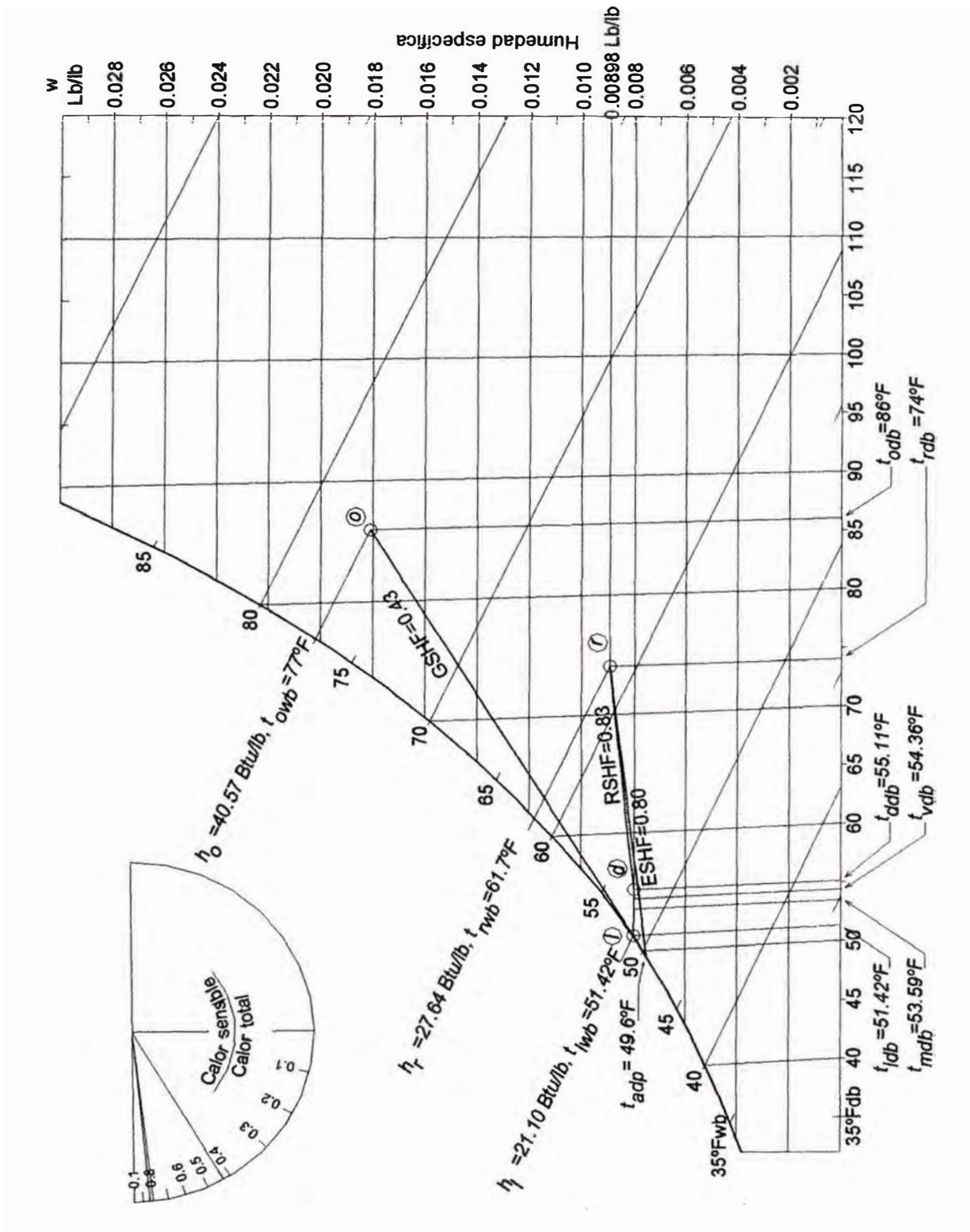
Con todas las condiciones del aire calculadas para el caudal de 775 CFM, se dibujó el proceso en la carta psicrométrica, ver gráfico 2.8, lo siguiente:

- Recta de factor de calor sensible efectivo  $ESHF = 0.80$ , último valor calculado para el caudal de aire exterior de 778.71 CFM, similar al caudal tomado de 775 CFM.
- Recta de factor de calor sensible del local  $RSHF = 0.83$ , calculado en el punto 2.3.1.k. Se tomó este valor pues no ha variado para el nuevo caudal ya que las cargas térmicas del local no dependen de la carga térmica por aire exterior.

A partir de las condiciones del local “r”. La primera recta corta a la curva de saturación en el punto de rocío del evaporador, siendo  $t_{adp} = 49.6$  °F, la segunda recta corta a la línea de temperatura de bulbo seco calculada  $t_{ddb} = 55.11$  °F en el punto “d”. El punto “d”, nos dio las condiciones del aire a la descarga en el local, en los difusores; pero el aire hasta llegar a ese punto, ha sufrido ganancia de calor sensible suplementaria, luego la temperatura a la salida del evaporador ( $t_{ldb}$ ), es menor que  $t_{ddb}$  estando sobre la recta horizontal a partir del punto “d”.

La recta  $GSHF = 0.43$ , trazada desde el punto “o”, hasta el  $ADP$ , corta a la recta horizontal mencionada anteriormente, en el punto “l”. Este último punto nos dio las condiciones del aire a la salida del evaporador.

El tramo “l-m-v-d”, es debido a las cargas suplementarias, siendo “m”, “v” y “d”, los puntos, cuando el aire ha pasado por el motor eléctrico, ventilador y ductos antes de la entrada a los difusores respectivamente.



**Gráfico 2.8**  
**Proceso de aire acondicionado 100% aire exterior y rectas RSHF, ESHF y GSHF en la carta psicrométrica.**

La temperatura en cada uno de estos puntos se calcula aplicando la fórmula de calor sensible [2.24], cuyos resultados se ven en el gráfico 2.8.

En el gráfico 2.8, se muestra el proceso de aire acondicionado en la carta psicrométrica, para acondicionamiento 100% aire exterior con un caudal de 775 CFM, notándose que es posible tal proceso.

Después de haber realizado el estudio psicrométrico los principales parámetros hallados se muestran en la tabla 2.31, los cuales sirven de base para seleccionar la capacidad de refrigeración del equipo de aire acondicionado.

En la tabla 2.32, se muestra la entalpía de saturación del aire seco para diferentes valores de temperatura de bulbo húmedo.

**Tabla 2.31**  
**Capacidades y condiciones de temperatura, del estudio psicrométrico, para la selección del equipo de aire acondicionado**

Datos técnicos	Sistema inglés	Sistema internacional
Capacidad sensible	28943.46 Btu/hr	8 480,36 W
Capacidad total	67901.63 Btu/hr	19 895,00 W
Caudal de aire	775 CFM	365,75 l/sS
Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador	51.42 °F	10,79 °C
Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador	51.42 °F	10,79 °C
Temperatura de bulbo seco exterior	86 °F	30 °C
Temperatura de bulbo húmedo exterior	77 °F	25 °C
Temperatura de bulbo seco interior	74 °F	23,3 °C
Temperatura de bulbo húmedo interior	61.7 °F	16,5 °C

**Tabla 2.32**  
**Entalpía de saturación (Btu/lb de aire seco)**

Temp. bulbo húmedo °F	Décimo de grado									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
35	13.01	13.05	13.10	13.14	13.18	13.23	13.27	13.31	13.35	13.40
36	13.44	13.48	13.53	13.57	13.61	13.66	13.70	13.75	13.79	13.83
37	13.87	13.91	13.96	14.00	14.05	14.09	14.14	14.18	14.23	14.27
38	14.32	14.37	14.41	14.46	14.50	14.55	14.59	14.64	14.68	14.73
39	14.77	14.82	14.86	14.91	14.95	15.00	15.05	15.09	15.14	15.18
40	15.23	15.28	15.32	15.37	15.42	15.46	15.51	15.56	15.60	15.65
41	15.70	15.75	15.80	15.84	15.89	15.94	15.99	16.03	16.08	16.13
42	16.17	16.22	16.27	16.32	16.36	16.41	16.46	16.51	16.56	16.61
43	16.66	16.71	16.76	16.81	16.86	16.91	16.96	17.00	17.05	17.10
44	17.15	17.20	17.25	17.30	17.35	17.40	17.45	17.50	17.55	17.60
45	17.65	17.70	17.75	17.80	17.85	17.91	17.96	18.01	18.06	18.11
46	18.16	18.21	18.26	18.32	18.37	18.42	18.47	18.52	18.58	18.63
47	18.68	18.73	18.79	18.84	18.89	18.95	19.00	19.05	19.10	19.16
48	19.21	19.26	19.32	19.37	19.43	19.48	19.53	19.59	19.64	19.70
49	19.75	19.81	19.86	19.92	19.97	20.03	20.08	20.14	20.19	20.25
50	20.30	20.36	20.41	20.47	20.52	20.58	20.64	20.69	20.75	20.80
51	20.86	20.92	20.97	21.03	21.09	21.15	21.20	21.26	21.32	21.38
52	21.44	21.50	21.56	21.62	21.67	21.73	21.79	21.85	21.91	21.97
53	22.02	22.08	22.14	22.20	22.26	22.32	22.38	22.44	22.50	22.56
54	22.62	22.68	22.74	22.80	22.86	22.92	22.98	23.04	23.10	23.16
55	23.22	23.28	23.34	23.41	23.47	23.53	23.59	23.65	23.72	23.78
56	23.84	23.90	23.97	24.03	24.10	24.16	24.22	24.29	24.35	24.42
57	24.48	24.54	24.61	24.67	24.74	24.80	24.86	24.93	24.99	25.06
58	25.12	25.19	25.25	25.32	25.38	25.45	25.52	25.58	25.65	25.71
59	25.78	25.85	25.92	25.98	26.05	26.12	26.19	26.26	26.32	26.39
60	26.46	26.53	26.60	26.67	26.74	26.81	26.87	26.94	27.01	27.08
61	27.15	27.22	27.29	27.36	27.43	27.50	27.57	27.64	27.71	27.78
62	27.85	27.92	27.99	28.07	28.14	28.21	28.28	28.35	28.43	28.50
63	28.57	28.64	28.72	28.79	28.87	28.94	29.01	29.09	29.16	29.24
64	29.31	29.39	29.46	29.54	29.61	29.69	29.76	29.84	29.91	29.99
65	30.06	30.14	30.21	30.29	30.37	30.45	30.52	30.60	30.68	30.75
66	30.83	30.91	30.99	31.07	31.15	31.23	31.30	31.38	31.46	31.54
67	31.62	31.70	31.78	31.86	31.94	32.02	32.10	32.18	32.26	32.34
68	32.42	32.50	32.59	32.67	32.75	32.84	32.92	33.00	33.08	33.17
69	33.25	33.33	33.42	33.50	33.59	33.67	33.75	33.84	33.92	34.01
70	34.09	34.18	34.26	34.35	34.43	34.52	34.61	34.69	34.78	34.86
71	34.95	35.04	35.13	35.21	35.30	35.39	35.48	35.57	35.65	35.74
72	35.83	35.92	36.01	36.10	36.19	36.29	36.38	36.47	36.56	36.65
73	36.74	36.83	36.92	37.02	37.11	37.20	37.29	37.38	37.48	37.57
74	37.66	37.76	37.85	37.95	38.04	38.14	38.23	38.33	38.42	38.52
75	38.61	38.71	38.80	38.90	38.99	39.09	39.19	39.28	39.38	39.47
76	39.57	39.67	39.77	39.87	39.97	40.07	40.17	40.27	40.37	40.47
77	40.57	40.67	40.77	40.87	40.97	41.08	41.18	41.28	41.38	41.48
78	41.58	41.68	41.79	41.89	42.00	42.10	42.20	42.31	42.41	42.52
79	42.62	42.73	42.83	42.94	43.05	43.16	43.26	43.37	43.48	43.58
80	43.69	43.80	43.91	44.02	44.13	44.24	44.34	44.45	44.56	44.67
81	44.78	44.89	45.00	45.12	45.23	45.34	45.45	45.56	45.68	45.79
82	45.90	46.01	46.13	46.24	46.36	46.47	46.58	46.70	46.81	46.93
83	47.04	47.16	47.28	47.39	47.51	47.63	47.75	47.87	47.98	48.10
84	48.22	48.34	48.46	48.58	48.70	48.83	48.95	49.07	49.19	49.31
85	49.43	49.55	49.68	49.80	49.92	50.05	50.17	50.29	50.41	50.54

Fuente: AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. Tomo 2. Figura A3-4 p. 381. (Cortesía Guide And Data Book de ASHRAE edición de 1963.)

### 2.3.4 ANALISIS PSICROMETRICO CON EQUIPO ESTANDAR

Se realizó el análisis psicrométrico de un equipo de aire acondicionado estándar para funcionamiento 100% aire exterior, de dos maneras: primero inyectando al ambiente el caudal nominal y luego haciendo una recirculación de aire en el evaporador e inyectando la diferencia del caudal de aire.

**2.3.4.1 Inyección del caudal nominal de aire.** De acuerdo a las cargas térmicas y al estudio psicrométrico, el equipo de aire acondicionado para el local debe tener una capacidad total de refrigeración de 67901.6 Btu/hr, (5.7 Toneladas de refrigeración), con un caudal de aire de 775 CFM, ver tabla 2.31. El equipo comercial para esta capacidad, por ejemplo en la marca: RHEEM, es uno de 6.5Ton de capacidad total nominal (78000 Btu/hr) con un caudal de aire nominal de 2600 CFM, ver tabla 2.34. Si se usa este equipo, con este caudal de aire para inyectar al local, la carga térmica total por aire exterior (OATH), aplicando la fórmula [2.11] y reemplazando datos es:

$$OATH = 4.5 \times 2600 \times (40.57 - 27.64) = 151281 \text{ Btu / hr}$$

teniendo el equipo una capacidad total nominal de 78000 Btu/hr, no se puede alcanzar las condiciones de diseño en el local.

Las condiciones finales del local utilizando este equipo estándar se estimaron utilizando la performance del equipo. Así de esta tabla para las condiciones exteriores del local: temperatura de bulbo seco de 86°F y temperatura de bulbo húmedo de 77°F, ver parte 2.2.3, con el caudal nominal del equipo de 2600 CFM, realizando las interpolaciones y extrapolaciones necesarias las capacidades del equipo son:

- Capacidad total del equipo (TH) : 96830 Btu/hr
- Capacidad sensible total del equipo (TSH) : 51590 Btu/hr

Con las capacidades halladas del equipo de aire acondicionado se calculó el factor de capacidad sensible del equipo y las condiciones en cada etapa del proceso de acondicionamiento, según la figura 2.10 de la siguiente manera:

- Factor de capacidad sensible del equipo (GSHF): Aplicando la fórmula [2.15] con las capacidades del equipo a las condiciones exteriores, se obtiene:

$$GSHF = \frac{51590}{96830} = 0.53$$

- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador ( $t_{ldb}$ ): Aplicando la fórmula de calor sensible [2.25] y reemplazando datos, se tiene:

$$t_{ldb} = 86 - \left( \frac{51590}{1.08 \times 2600} \right) = 67.63^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador ( $t_{lwb}$ ): Se puede hallar gráficamente de la carta psicrométrica, ver gráfico 2.9, para lo cual se dibuja la recta de factor de calor sensible del equipo = 0.53, a partir de las condiciones exteriores; dicha recta intercepta a la recta de la temperatura de bulbo seco de salida del serpentín,  $t_{ldb} = 67.63^\circ F$ , en el punto "l" y corta a la curva de saturación en el ADP del equipo =  $67.1^\circ F$ . Del gráfico 2.9:

$$t_{lwb} = 67.5^\circ F$$

- Temperatura de bulbo seco a la salida en el difusor ( $t_{ddb}$ ): Entre la salida del aire del evaporador "l" y la salida del aire en el difusor "d", hay un proceso con ganancia de carga sensible suplementaria, ver parte 2.2.3.6. La cual ha variado

para el equipo estándar ya que maneja un mayor caudal de aire. Considerando un motor de 1.5 HP la carga térmica por motor, de la tabla 2.22, es 4770 Btu/hr. Al permanecer constantes las otras cargas suplementarias (ventilador: 647.4 Btu/hr y ductos: 1021.14Btu/hr), la nueva carga suplementaria es: 6438.54 Btu/hr.

Utilizando la fórmula de calor sensible [2.25] para este proceso, se tiene:

$$t_{adb} = 67.63 + \left( \frac{6438.54}{1.08 \times 2600} \right) = 69.92^\circ F$$

El punto “d” se encuentra sobre la recta horizontal trazada a partir del punto “l”, con la recta  $t_{adb} = 69.92^\circ F$ , por ser proceso con carga sensible.

- Temperatura de bulbo seco final en el ambiente acondicionado ( $t_{rdb}$ ): Aplicando la fórmula de calor sensible [2.25], entre “d” y “r”, y siendo la carga térmica sensible del local entre esos puntos = 15809.21 Btu/hr, ver tabla 2.30, reemplazado y despejando datos, se obtiene:

$$t_{rdb} = 69.92 + \frac{15809.21}{1.08 \times 2600} = 75.55^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo final en el ambiente acondicionado ( $t_{rwb}$ ): A partir del punto “d”, se traza la recta de factor de calor sensible del local (RSHF) = 0.83, ver parte 2.3.1.k, la cual intercepta a la recta  $t_{rdb} = 75.55^\circ F$  en el punto “r”. Del gráfico 2.9, se obtiene:

$$t_{rwb} = 70.3^\circ F$$

- Humedad relativa final del ambiente acondicionado (HR): Del gráfico 2.9, para temperatura de bulbo seco  $t_{rdb} = 75.55^\circ F$  y temperatura de bulbo húmedo  $t_{rwb} = 70.3^\circ F$ , la humedad relativa es:

$$HR = 77.5\%$$

En forma análoga se realizaron los cálculos para el caudal 1800 CFM, presentando en la tabla 2.33 las condiciones finales en el ambiente acondicionado, para inyección del caudal de aire nominal y el mínimo de un equipo estándar.

**Tabla 2.33**  
**Capacidad\* y condiciones finales del ambiente acondicionado para inyección directa del caudal de aire de un equipo estándar de 6.5 Ton**

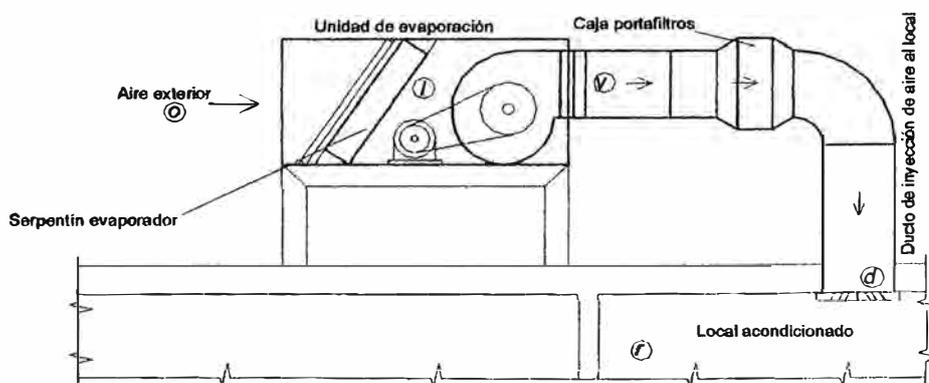
Caudal de aire pies <sup>3</sup> /min (CFM)	Capacidad (Btu/hr)		Temperatura a la salida del evaporador		Condiciones finales del ambiente acondicionado		
	Total	Sensible	Bulbo seco °F	Bulbo húmedo °F	Bulbo seco °F	Bulbo húmedo °F	Humedad relativa (HR)
2600	96830	51590	67.63	67.5	75.55	70.3	77.5
1800	89083.6 <sup>**</sup>	42303.80 <sup>***</sup>	64.24	63.8	75.68	68.2	68.7
					Condiciones interiores del proyecto		
					74	61.7	50

\*Capacidad a las condiciones exteriores del proyecto: Temperatura de bulbo seco 86°F y temperatura de bulbo húmedo de 77°F

\*\*Aplicando factor de corrección a la capacidad total por caudal de aire diferente del nominal = 0.92 (ver tabla 2.34)

\*\*\*Aplicando factor de corrección a la capacidad sensible por caudal de aire diferente del nominal = 0.82 diferente al de la tabla 2.34 del fabricante = 0.84, ya que la temperatura de bulbo húmedo calculada a la salida del evaporador sale mayor a la de bulbo seco.

De la tabla 2.33 se puede observar que no se logra alcanzar las condiciones interiores del proyecto si se inyecta el caudal nominal de aire. Si el caudal de inyección es el mínimo permitido por el fabricante la temperatura de bulbo seco se incrementa y la humedad relativa disminuye pero sigue estando muy por encima del valor de diseño.



**Fig. 2.10**  
**Sistema de aire acondicionado 100% aire exterior con equipo estándar inyectando el caudal de aire nominal**

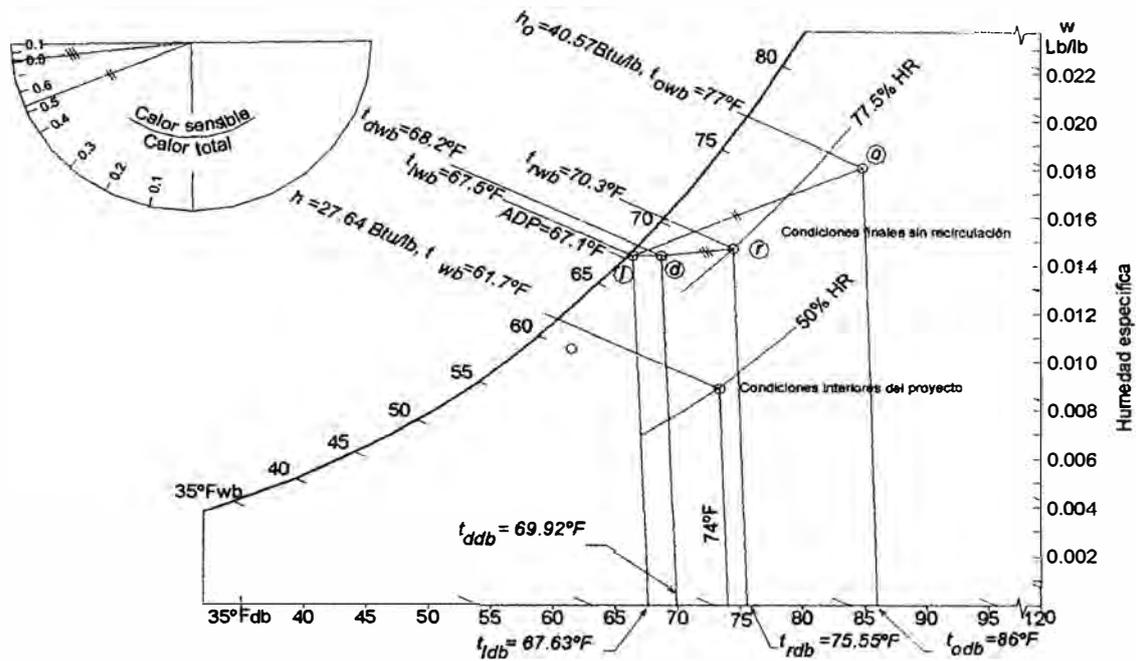


Gráfico 2.9

Proceso de aire acondicionado 100% aire exterior con equipo estándar inyectando el caudal de aire nominal

Tabla 2.34  
 Performance de un equipo de aire acondicionado estándar, del tipo split de 6.5 Ton

Unidad de Condensación RAWC-065 y Unidad Manejadora de Aire RHGE-075 a 2600 CFM										
Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador. °F	Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador °F	Capacidad total 1000 Btu/hr (MBH)	Potencia eléctrica kW	Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador °F	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador. °F					
					70	75	80	85	90	95
					Capacidad sensible. 1000 Btu/hr (MBH)					
85	59	70.6	5.9	48.7	56.1	68.8	70.6	70.6	70.6	70.6
	63	76.5	6.1	52.8	46.1	58.8	71.5	76.5	76.5	76.5
	67	82.3	6.3	56.9	37.0	49.7	62.5	75.2	82.3	82.3
	71	88.3	6.5	61.1	0.0	38.7	51.5	64.2	76.9	88.3
	75	94.2	6.6	65.4	0.0	28.7	41.4	54.2	66.9	79.6
95	59	67.5	6.4	49.2	54.6	67.4	67.5	67.5	67.5	67.5
	63	73.4	6.6	53.2	44.6	57.3	70.1	73.4	73.4	73.4
	67	79.2	6.8	57.3	35.5	48.3	61.0	73.7	79.2	79.2
	71	85.1	6.9	61.5	0.0	37.3	50.0	62.7	75.5	85.1
	75	91.0	7.1	65.8	0.0	27.2	40.0	52.7	65.4	78.2

Notas: 1. Capacidad total y sensible es gruesa o bruta, no está deducida la carga térmica del motor del inyector de aire.  
 2. Potencia eléctrica de entrada no incluye la carga del motor eléctrico del ventilador del inyector de aire.  
 3. Interpolación es permisible.

Factor de corrección para diferente caudal de aire

Unidad de Condensación RAWC-065 y Unidad Manejadora de Aire RHGE-075									
CFM	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400
Capacidad total. MBH	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08
Capacidad sensible. MBH	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16
Potencia eléctrica. kW	0.98	0.98	0.99	0.99	1.00	1.01	1.01	1.02	1.02

Notas 1. Multiplicar factor de corrección por datos de performance.  
 2. Capacidad sensible resultante no debe exceder a la capacidad total.

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. Commercial High - Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES. Extracto de Performance de enfriamiento del Condensador modelo: RAWC-065 con Unidad Manejadora de aire modelo: RHGE-075 a 2600 CFM. p. 11

### 2.3.4.2 Inyección con un flujo de recirculación en el equipo

Se realizó un análisis psicrométrico haciendo recircular un flujo de aire en el evaporador, perteneciente a un equipo de aire acondicionado estándar o comercial, lo cual se muestra esquemáticamente en la figura 2.11.

Donde:

$\dot{m}_n$  : Flujo de masa de aire en el punto “n”

$t_{ndb}$  : Temperatura de bulbo seco en el punto “n”

$t_{mwb}$  : Temperatura de bulbo húmedo en el punto “n”

$h_n$  : Entalpía en el punto “n”

$w_n$  : Humedad específica en el punto “n”

Siendo los subíndices:

$o$  : Aire exterior

$e$  : Mezcla de aire exterior con aire recirculado

$b$  : Aire recirculado

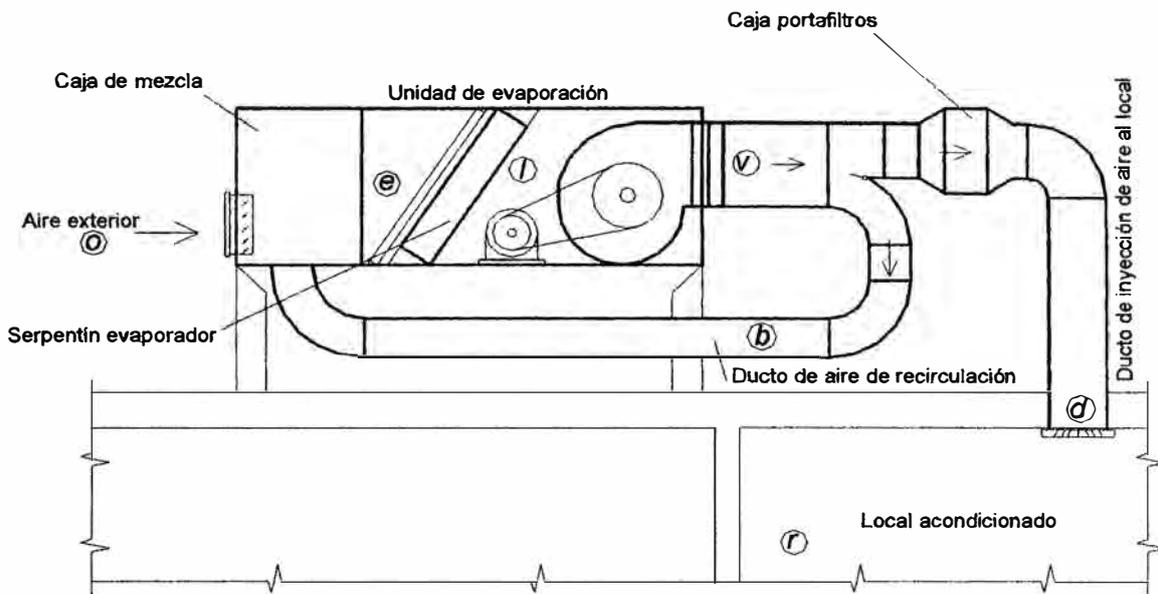
$l$  : Aire a la salida del evaporador

$d$  : Aire impulsado al local

$v$  : Aire a la salida del moto ventilador

$r$  : condiciones del local

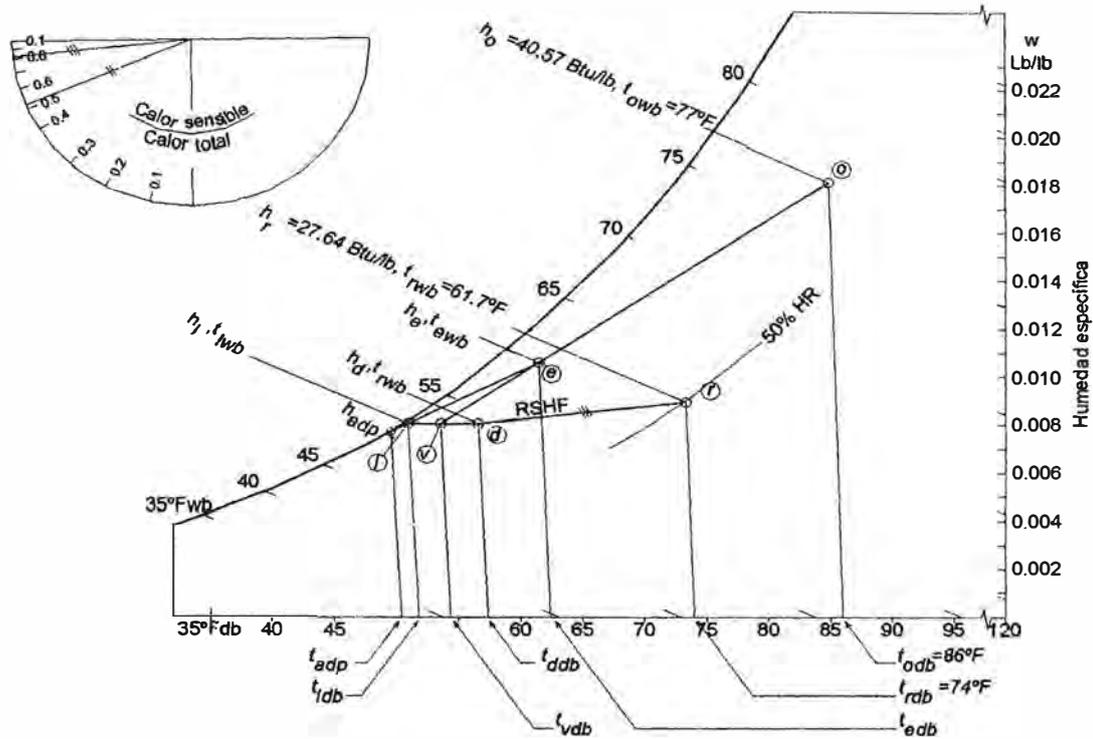
El proceso de aire de la figura 2.11 es el siguiente: un flujo de aire exterior  $\dot{m}_o$  se mezcla con el flujo de aire de recirculación  $\dot{m}_b$ , obteniéndose un flujo de aire de mezcla  $\dot{m}_e = \dot{m}_o + \dot{m}_b$ , el cual ingresa al evaporador saliendo en el punto “l”, este flujo gana calor sensible por el motor y ventilador, saliendo en “v”.



**Fig. 2.11**  
**Sistema de aire acondicionado 100% aire exterior con flujo de aire de recirculación, en un equipo estándar**

A partir del punto “v”, el flujo de aire se divide en dos; un flujo de aire  $m_a$  se dirige al local, ganando calor sensible por ductos y descarga al ambiente en el punto “d” y, el otro flujo  $\dot{m}_b$ , recircula para mezclarse con el aire exterior y así sucesivamente. El proceso mencionado se puede ver en la carta psicrométrica, gráfico 2.10.

El caudal de aire recirculado tiene menor entalpía que el exterior, puesto que ya ha pasado por el serpentín evaporador, luego la entalpía del caudal de mezcla de aire al ingreso al evaporador estará en función de la proporción de esta mezcla, lo mismo que las condiciones del aire a la salida del evaporador, de acuerdo a la performance del equipo a las condiciones exteriores y de la mezcla del aire de entrada al evaporador.



**Gráfico 2.10**

**Proceso de aire acondicionado 100% aire exterior con flujo de aire de recirculación, en un equipo estándar.**

Como la capacidad total del equipo es proporcional a la temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador (ver tabla 2.34), no depende de la temperatura de bulbo seco de entrada. Si la mezcla de aire de ingreso al evaporador tiene menor entalpía y una menor temperatura de bulbo húmedo la capacidad total del equipo será menor, pero se logra correr el diferencial de entalpías entre el ingreso y salida del aire del evaporador “o-l” del gráfico 2.9 a “e-l” del gráfico 2.10, de esta manera es posible encontrar la combinación de caudales de aire de inyección y el recirculado que me permita tener las condiciones a la salida del evaporador con el contenido de humedad requerido para acondicionar el local a las condiciones de diseño.

## Resultados

Los parámetros de diseño y capacidades calculadas en este capítulo se muestran en la tabla 2.35, los cuales sirven de base para seleccionar el equipo de aire acondicionado en el capítulo 3.

**Tabla 2.35**  
**Parámetros de diseño y capacidades calculadas**

Parámetros	Sistema inglés	Sistema internacional
<b>VERANO</b>		
<b>Parámetros de diseño</b>		
o Condiciones exteriores		
- Temperatura de bulbo seco	86 °F	30 °C
- Temperatura de bulbo húmedo	77 °F	25 °C
- Humedad relativa	67%	67%
o Condiciones interiores		
- Temperatura de bulbo seco	74°	23,3°C
- Temperatura de bulbo húmedo	61.7°F	16,5°C
- Humedad relativa	50%	50%
<b>Capacidades y caudal de aire del estudio psicrométrico</b>		
o Capacidad total	67901.63 Btu/hr	19 895,00 W
o Capacidad sensible	28943.46 Btu/hr	8 480,36 W
o Capacidad latente	38958.17 Btu/hr	11 414,64 W
o Aire de inyección al local		
- Caudal de aire	775 CFM	365,75 l/s
- Disponibilidad de presión estática del ventilador	1.25" a 2" c.a	0.31 a 0.50kPa
- Temperatura de bulbo seco al ingreso del serpentín evaporador	86 °F	30 °C
- Temperatura de bulbo húmedo al ingreso del serpentín evaporador	77 °F	25 °C
- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador	51.42 °F	10,79 °C
- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador	51.42 °F	10,79 °C
<b>INVIERNO</b>		
<b>Parámetros de diseño</b>		
o Condiciones exteriores		
- Temperatura de bulbo seco	57.2°F	14,0°C
- Temperatura de bulbo húmedo	56.3°F	13,5°C
- Humedad relativa	95%	95%
o Condiciones interiores		
- Temperatura de bulbo seco	74°	23,3°C
- Temperatura de bulbo húmedo	61.7°F	16,5°C
- Humedad relativa	50%	50%
- Humedad relativa	74°	23,3°C
<b>Carga total de calefacción*</b>	23002.23 Btu/hr	6 741,6 W

\*Se recalculó la carga de calefacción para el caudal de 775 pies<sup>3</sup>/min, calculado en el estudio psicrométrico.

## CAPITULO 3

### EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

Los requerimientos de la sala de operaciones de emergencia son: acondicionada las 24 horas del día los 365 días del año, ambiente totalmente aséptico con acondicionamiento 100% aire exterior, presión de la sala mayor que la atmosférica. Los parámetros de diseño y las capacidades para seleccionar el equipo fueron vistos en el capítulo 2, los cuales se muestran en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1**  
**Parámetros de diseño y capacidades del equipo para su selección**

Parámetros	Sistema inglés	Sistema internacional
<b>VERANO</b>		
<b>Parámetros de diseño</b>		
o Condiciones exteriores		
- Temperatura de bulbo seco	86 °F	30 °C
- Temperatura de bulbo húmedo	77 °F	25 °C
- Humedad relativa	67%	67%
o Condiciones interiores		
- Temperatura de bulbo seco	74°	23,3°C
- Temperatura de bulbo húmedo	61.7°F	16,5°C
- Humedad relativa	50%	50%
<b>Capacidades y caudal de aire</b>		
o Capacidad total	67901.63 Btu/hr	19 895,00 W
o Capacidad sensible	28943.46 Btu/hr	8 480,36 W
o Capacidad latente	38958.17 Btu/hr	11 414,64 W
o Aire de inyección al local		
- Caudal de aire	775 CFM	365,75 l/s
- Disponibilidad de presión estática del ventilador	1.25" a 2" c.a	0,31 a 0,50kPa

Fuente: Capítulo 2, Tabla 2.35

En el mercado existen tres sistemas de aire acondicionado: sistema de agua, que se adapta mejor para grandes instalaciones, con ventilador serpentín alimentado por agua helada de una planta centralizada, bomba de calor, para grandes o pequeñas instalaciones en donde se desea enfriamiento ó calefacción con el mismo equipo y los de expansión directa que son para instalaciones medianas y locales autónomos, puesto que pueden arrancar o apagarse en cualquier momento, sin tener que poner a trabajar todo un sistema centralizado.

### **Componentes del sistema de expansión directa**

Es el que mejor se adapta para acondicionar la sala de operaciones de emergencia; los cuales tienen dos unidades fundamentales, que son:

- Unidad de evaporación, ó unidad manejadora de aire compuesta por:
  - Ventilador centrífugo.
  - Serpentín evaporador.
- Unidad de condensación, compuesta por:
  - Serpentín condensador.
  - Ventilador axial ó centrífugo
  - Compresor.

Usualmente los sistemas de expansión se clasifican:

- Por el tipo de trabajo
  - Pesado : Para trabajo industrial continuo.
  - Liviano : Para trabajo doméstico, pocas horas al día.

- Por el tipo de acondicionamiento
  - Especial para 100% aire exterior.
  - Estándares o comerciales.
  - De precisión.
- Por el tipo de equipo
  - Paquete : Unidad de evaporación y condensación en un solo gabinete.
  - Split : Unidad de evaporación y condensación en gabinetes separados.

Los equipos usados en hospitales son preferentemente: El especial 100% aire exterior y el equipo estándar convertido. Estos dos tipos de equipos cumplen con las especificaciones técnicas, requeridos por los clientes; siendo el aspecto económico el factor de decisión para uno u otro equipo.

### **3.1 EQUIPO ESPECIAL PARA 100% AIRE EXTERIOR**

Es un equipo que permite tomar el aire atmosférico, bajar la temperatura y humedad e inyectarlo directamente al local, a las condiciones que permiten el acondicionamiento a los valores de diseño. Son del tipo industrial, tienen una serie de controles y dispositivos que permiten el funcionamiento del equipo en toda época del año. En el mercado extranjero existen fabricantes especializados en estos tipos de equipos, los cuales lo suministran con todos los componentes necesarios. Como ejemplo se tiene la marca americana Addison, Weatherking, Reznor, etc.

Otros fabricantes de equipos de aire acondicionado, para todo tipo de uso industrial, fabrican equipos denominados split modulares y presentan en sus catálogos la información técnica para la selección de los elementos de la unidad de evaporación y la unidad de condensación. Como ejemplo, tenemos los fabricantes de equipos de aire acondicionado marca: York, United Metal Products, etc.

### 3.1.1 CARACTERISTICAS TECNICAS DEL EQUIPO

Para capacidades comprendidas entre 4 y 10 toneladas de refrigeración, básicamente tienen las siguientes características técnicas:

- Unidad de evaporación<sup>[19]</sup>
  - Serpentin evaporador de bajo factor de bypass, de alta capacidad latente, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio, de 4 o más filas en profundidad. Caudal de aire de trabajo entre 155 a 190 CFM/Ton de refrigeración.
  - Serpentin de recalentamiento para control de humedad relativa fabricado con tubo de cobre y aleta de aluminio, instalado después del evaporador, siguiendo la dirección del caudal de aire.
  - Bandeja recolectora de drenaje de agua condensada.  
Válvula de expansión termostática.
  - Ventilador centrífugo con rodete de doble entrada curvado hacia delante del tipo siroco, balanceado estática y dinámicamente. Sistema de

---

<sup>[19]</sup> ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-1288 1102 .100% outside air - makeup systems  
VCA/HCA SERIES 4-30 TONS. p. 1-3

transmisión a través de poleas y fajas, con polea motriz de paso regulable.

- Motor eléctrico trifásico con protección térmica incorporada de reposición automática, con base deslizable para el ajuste de fajas.
  - Prefiltros de malla de aluminio.
  - Panel eléctrico con borneras y contactor trifásico para el motor.
- Unidad de condensación<sup>[20]</sup>
- Compresor hermético de alta eficiencia tipo “scroll\*”, con protección por sobrecalentamiento y sobrecarga de reposición automática y calentador de cárter. Capacidad de reducción de carga: 100/50/0.
  - Serpentin condensador enfriado por aire forzado, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio.
  - Ventilador del tipo axial, acoplado directamente a su motor eléctrico monofásico con protección térmica de reposición automática. Su funcionamiento es controlado por un variador de velocidad, de acuerdo a la presión del refrigerante en el circuito de refrigeración.
  - Filtro deshidratador.
  - Acumulador de succión.
- Presostato de protección para alta y baja presión.
- Presostato de baja para control.
- Válvula de desviación de gas caliente.

---

<sup>[20]</sup>ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-0512 Rev. C (0401) Supersedes Form #3527S-0939 Rev. B (0900). *100% outside air- makeup air units RCA SERIES 4-30 TONS*. p.1-4

\* Son rotativos con dos platos con una involuta cada uno, el superior es fijo y el inferior lo mueve el eje del motor.

- Válvula solenoide de gas caliente.

Válvula solenoide de líquido, para apagado del equipo, por baja presión.

- Válvulas de servicio en alta y baja presión.
- Termostato exterior de ambiente ajustable.
- Tablero eléctrico que contiene: transformador de control de 220V a 24V, contactor, capacitor de marcha, temporizador de protección contra arranques en periodo corto, borneras de conexión para fuerza, control y sistema a tierra.

### 3.1.2 SELECCION DE MARCA DE EQUIPO

Se realizó una selección a partir de los catálogos comerciales, comparando la capacidad total requerida de 67901.63 Btu/hr (ver tabla 3.1), con las capacidades nominales de cada equipo, tal como se muestra en la tabla 3.2.

**Tabla 3.2**  
**Costos y eficiencias de equipos de aire acondicionado**  
**100% aire exterior**

Marca de equipo	Modelo	Capacidad nominal Btu/hr	Eficiencia (EER)* Btu/hr/W	Costo + impuestos US \$
Addison	RCA071 HCA071	69500	10.1	10710.00
Weatherking	PCA071S	72000	9.4	10245.90
Reznor	RCA078	78000	12.4	12971.00

\* Eficiencia nominal.

Fuente: Información de costos de equipos de aire acondicionado 100% aire exterior de empresa de aire acondicionado.

En la Tabla 3.2 se muestran los equipos de aire acondicionado 100% aire exterior, que cumplen con la capacidad requerida, con sus eficiencias nominales y

costos respectivos. Se realizó un análisis económico<sup>[21]</sup> utilizando el método de valor presente a fin de seleccionar el equipo. Se aplicó la fórmula [3.1]:

$$VP = CF + (CEA + CMA) \times \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad [3.1]$$

Donde:

*VP* : Valor presente.

*CF* : Costo fijo o inicial del equipo incluyendo instalación.

*CEA* : Costo energía eléctrica anual =  $\frac{\text{Capacidad total}}{EER} \times \frac{1}{1000} \times H \times CE$

*EER* : Eficiencia del equipo.

*H* : Número de horas de funcionamiento anual.

*CE* : Costo unitario promedio de la energía eléctrica \$/kW-hr.

*CMA*: Costo de mantenimiento anual.

*i* : Tasa de interés anual.

*n* : Vida útil.

Para los tres equipos se consideró lo siguiente:

- Número de horas de funcionamiento anual : 8640 Horas.
- Costo unitario de la energía eléctrica<sup>[22]</sup> : 0.0473\$/kW-hr
- Costo de mantenimiento anual\* : \$ 1,420.00 con IGV

<sup>[21]</sup> TARQUIN, Anthony J. y BLANK, Leland T. *Ingeniería económica*. p. 123

<sup>[22]</sup> COMISION DE TARIFAS ELECTRICAS. *Informe de situación de tarifas eléctricas 1993-2000* Costo promedio incluido el IGV (19%) de la energía en media tensión a noviembre del 2000, en Lima. Grafico 14. p. 51

\* Costo promedio anual de mantenimiento proporcionado por empresas de aire acondicionado, incluye: 8 mantenimientos, reemplazo de 4 filtros de superficie extendida, un filtro absoluto de alta eficiencia, materiales de mantenimiento y repuestos menores, tales como faja en V, etc.

- Tasa de interés anual : 0.22
- Vida útil : 10 años

Los resultados de análisis económico, aplicando la fórmula 3.1 para los tres equipos, se muestra en la tabla 3.3.

**Tabla 3.3**  
**Valor presente de los equipos de aire acondicionado**  
**100% aire exterior**

Marca de equipo	Modelo	Capacidad nominal Btu/hr	Valor Presente VP
Addison	RCA071 HCA071	69500	27,313.50
Weatherking	PCA071S	72000	28,097.38
Reznor	RCA078	78000	28,627.17

De la tabla 3.3, se observa que el equipo de aire acondicionado con menor valor presente, es el de la **Marca: Addison**, siendo la alternativa más económica. Queda por chequear si la capacidad del equipo a las condiciones del proyecto en la ciudad de Lima, cumple con la capacidad requerida del local, lo cual se realizó así:

#### **Chequeo de la Capacidad del equipo:**

De la tabla 3.1 se tiene lo siguiente:

Parámetros de diseño:

○ Condiciones exteriores:

- Temperatura de bulbo seco ( $t_{odb}$ ) : 86 °F  $\diamond$  30°F

- Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{owb}$ ) : 77 °F  $\diamond$  25°F

○ Condiciones interiores:

- Temperatura de bulbo seco ( $t_{rdb}$ ) : 74 °F  $\diamond$  23,3°C

- Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{rwb}$ ) : 61.7 °F  $\diamond$  16,5°C

Capacidades y caudal de aire:

- Capacidad total : 67901.63 Btu/hr
- Capacidad sensible total : 28943.46 Btu/hr
- Caudal de aire : 775 pies<sup>3</sup>/min
- Presión estática : 1.25" a 2.0" de c.a.

Del catálogo del fabricante (ver tabla 3.4 y anexo 2), se tiene:

- Equipo de aire acondicionado tipo split, especial para 100% aire exterior
  - Marca : Addison
  - Modelo
    - Unidad de condensación : RCA071
    - Unidad de evaporación : HCA071
  - Caudal de aire nominal : 900 CFM
  - Capacidad total nominal : 69500 Btu/hr

**Tabla 3.4**  
**Capacidad nominal del equipo split 100%**  
**aire exterior, marca: Addison.**

Modelo de unidad condensadora	Modelo de unidad manejadora	Caudal CFM	Capacidad nominal MBH	EEER*
RCA051	V/HCA051	700	49.4	10.7
RCA061	V/HCA071	800	61.6	10.3
RCA071	V/HCA071	900	69.5	10.1
	V/HCA081	1100	73.2	10.1
RCA101	V/HCA081	1200	93.8	9.5
	V/HCA101	1500	101.4	10.1
RCA141	V/HCA141	2000	127.6	9.9
RCA171	V/HCA201	2500	173.9	12.2
RCA201	V/HCA201	3000	201.9	11.0
RCA271	V/HCA271	4000	271.9	9.3
RCA361	V/HCA361	5000	339.8	9.9

\* Eficiencia nominal a las condiciones de ingreso del aire al evaporador y condensador de: 95°F db, 80°F wb

Fuente: ADDISON PRODUCTS COMPANY, Form # 0527S-0512 Rev. C (0401) Supersedes Form #3527S-0939 Rev. B (0900). 100% Outside Air-Makeup air units. RCA SERIES 4-30 TONS. Tabla "Standard Sizes", p. 1

En la tabla 3.4, se muestra la capacidad total nominal del equipo de aire acondicionado para una temperatura exterior de bulbo seco 95°F y temperatura de bulbo húmedo de 80°F.

Para encontrar las capacidades del equipo a las condiciones exteriores del proyecto, se recurrió a la performance del equipo, ver tabla 3.5.

**Tabla 3.5**  
**Performance de condensador RCA071E**

Performance con Evaporador Modelo:	CFM	Capacidad	Temperatura de entrada								
			90° F db			95° F db			100° F db		
			76°F wb	78°F wb	80°F WB	76°F wb	78°F wb	80°F wb	76°F wb	78°F wb	80°F wb
VCA/ HCA 071	600	Total	60800	63200	65700	59700	62100	64600	58500	60900	63300
		Sensible	29500	29100	27500	34200	32500	30900	37600	35900	34200
		Watts	6120	6230	6330	6320	6430	6560	6520	6650	6780
		Lvg. Db/Wb	51.7/51.7	52.2/52.2	54.3/54.3	50.6/50.6	52.8/52.8	54.9/54.9	51.2/51.2	53.4/53.4	55.6/55.6
	700	Total	63500	66000	68500	62300	64800	67300	61100	63500	66000
		Sensible	32700	30800	28800	36600	34700	32700	41000	38500	36600
		Watts	6280	6400	6510	6490	6610	6730	6700	6830	6960
		Lvg. Db/Wb	52.8/52.8	55.0/55.0	57.3/57.3	53.4/53.4	55.6/55.6	57.8/57.8	53.4/53.4	56.2/56.2	58.4/58.4
	800	Total	65800	68300	70800	64500	67000	69500	63200	65700	68200
		Sensible	34500	32300	30100	38900	36700	34600	43400	41200	39000
		Watts	6430	6540	6660	6640	6760	6890	6850	6980	7120
		Lvg. Db/Wb	55.2/55.2	57.4/57.4	59.6/59.6	55.7/55.7	57.9/57.9	60.1/60.1	56.1/56.1	58.4/58.4	60.6/60.6

Nota: La performance es a la capacidad bruta del evaporador con 25 pies de longitud de tubería y condensador a 60Hz.  
db: bulbo seco, wb: bulbo húmedo

Fuente: ADDISON PRODUCTS COMPANY. Form # 0527S-1278 Rev. A (0701) Supersedes Form #0527S-1278 (0900).  
100% Outside Air-Makeup air units. RCA SERIES AIR COOLED CONDENSING UNITS RCA071E. p. 2

En la tabla 3.5, se muestra la performance del equipo a varias condiciones de ingreso del aire y varios caudales de inyección, no figurando directamente las condiciones exteriores del local, motivo por el cual se realizaron las interpolaciones y extrapolaciones necesarias para hallar estos valores.

De la tabla 3.5, interpolando las capacidades, totales, sensibles y potencia a las condiciones exteriores de temperatura de bulbo húmedo de 77°F, se ha elaborado la tabla 3.6, donde se muestra en negrita los valores hallados.

**Tabla 3.6**  
**Interpolación de performance a 77°F de bulbo húmedo**

CFM	Capacidad	Temperatura de entrada											
		90° F db				95° F db				100° F db			
		76°F wb	<b>77°Fwb</b>	78°Fwb	80°Fwb	76°Fwb	<b>77°Fwb</b>	78°Fwb	80°Fwb	76°Fwb	<b>77°Fwb</b>	78°Fwb	80°Fwb
600	Total	60800	<b>62000.0</b>	63200	65700	59700	<b>60900.0</b>	62100	64600	58500	<b>59700.0</b>	60900	63300
	Sensible	29500	<b>29300.0</b>	29100	27500	34200	<b>33350.0</b>	32500	30900	37600	<b>36750.0</b>	35900	34200
	Watts	6120	<b>6175.0</b>	6230	6330	6320	<b>6375.0</b>	6430	6560	6520	<b>6585.0</b>	6650	6780
700	Total	63500	<b>64750.0</b>	66000	68500	62300	<b>63550.0</b>	64800	67300	61100	<b>62300.0</b>	63500	66000
	Sensible	32700	<b>31750.0</b>	30800	28800	36600	<b>35650.0</b>	34700	32700	41000	<b>39750.0</b>	38500	36600
	Watts	6280	<b>6340.0</b>	6400	6510	6490	<b>6550.0</b>	6610	6730	6700	<b>6765.0</b>	6830	6960
800	Total	65800	<b>67050.0</b>	68300	70800	64500	<b>65750.0</b>	67000	69500	63200	<b>64450.0</b>	65700	68200
	Sensible	34500	<b>33400.0</b>	32300	30100	38900	<b>37800.0</b>	36700	34600	43400	<b>42300.0</b>	41200	39000
	Watts	6430	<b>6485.0</b>	6540	6660	6640	<b>6700.0</b>	6760	6890	6850	<b>6915.0</b>	6980	7120

Fuente: Tabla 3.5

De la tabla 3.6, extrapolando, con regresión lineal las capacidades totales, sensibles y la potencia a las condiciones exteriores de temperatura de bulbo seco de 86°F, se ha elaborado la tabla 3.7, donde se muestra en negrita los valores hallados.

**Tabla 3.7**  
**Extrapolación de performance a condiciones de diseño del local**

CFM	Capacidad	Temperatura de entrada			
		<b>86°F db</b>	90°F db	95°F db	100°F db
		<b>77°F wb</b>	77°F wb	77°F wb	77°F wb
600	Total	<b>62937.0</b>	62000.0	60900.0	59700.0
	Sensible	<b>26428.0</b>	29300.0	33350.0	36750.0
	Watts	<b>6009.3</b>	6175.0	6375.0	6585.0
700	Total	<b>65738.0</b>	64750.0	63550.0	62300.0
	Sensible	<b>28517.0</b>	31750.0	35650.0	39750.0
	Watts	<b>6169.2</b>	6340.0	6550.0	6765.0
800	Total	<b>68090.0</b>	67050.0	65750.0	64450.0
	Sensible	<b>29823.0</b>	33400.0	37800.0	42300.0
	Watts	<b>6313.0</b>	6485.0	6700.0	6915.0

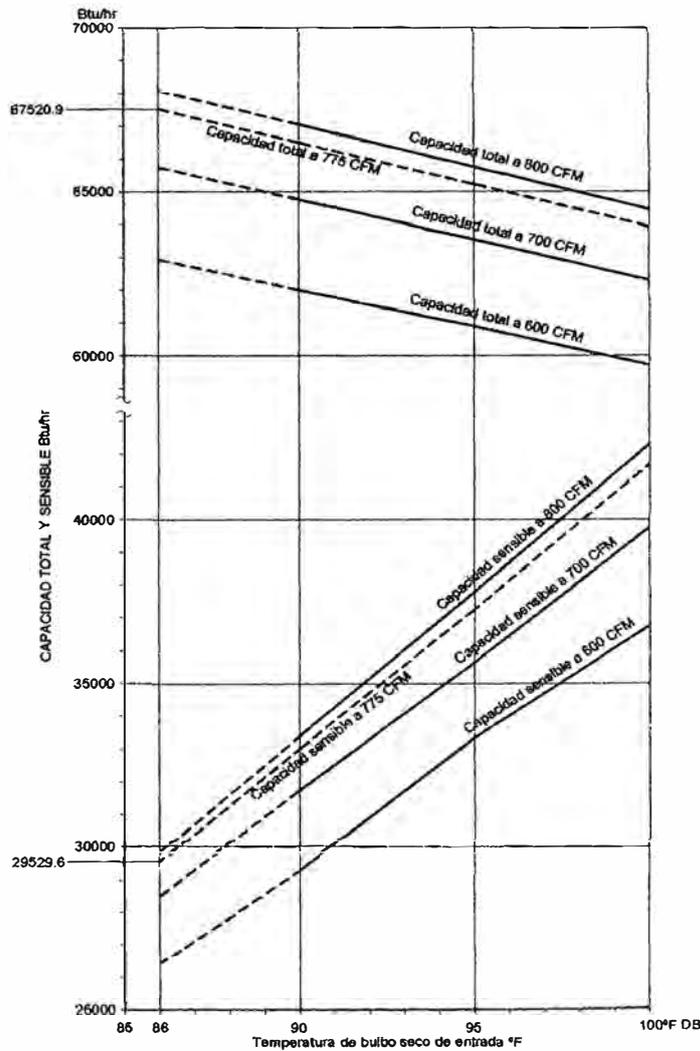
Fuente: Tabla 3.6

En la tabla 3.7, se muestra la performance del equipo a las condiciones exteriores del local para varios caudales de inyección. Interpolando la performance al caudal de diseño de 775 CFM, se ha elaborado la tabla 3.8, donde se muestra en negrita, los valores hallados y con éstos se han realizado los gráficos 3.1 y 3.2.

**Tabla 3.8**  
**Interpolación de performance al caudal de diseño**

CFM	Capacidad	Temperatura de entrada			
		86°F db	90°F db	95°F db	100°F db
		77°F wb	77°F wb	77°F wb	77°F wb
600	Total	62937.0	62000.0	60900.0	59700.0
	Sensible	26428.0	29300.0	33350.0	36750.0
	Watts	6009.3	6175.0	6375.0	6585.0
700	Total	65738.0	64750.0	63550.0	62300.0
	Sensible	28517.0	31750.0	35650.0	39750.0
	Watts	6169.2	6340.0	6550.0	6765.0
775	<b>Total</b>	<b>67520.9</b>	<b>66493.8</b>	<b>65218.8</b>	<b>63931.3</b>
	<b>Sensible</b>	<b>29529.6</b>	<b>33020.5</b>	<b>37268.8</b>	<b>41681.3</b>
	<b>Watts</b>	<b>6277.7</b>	<b>6449.6</b>	<b>6663.6</b>	<b>6878.8</b>
800	Total	68090.0	67050.0	65750.0	64450.0
	Sensible	29823.0	33400.0	37800.0	42300.0
	Watts	6313.0	6485.0	6700.0	6915.0

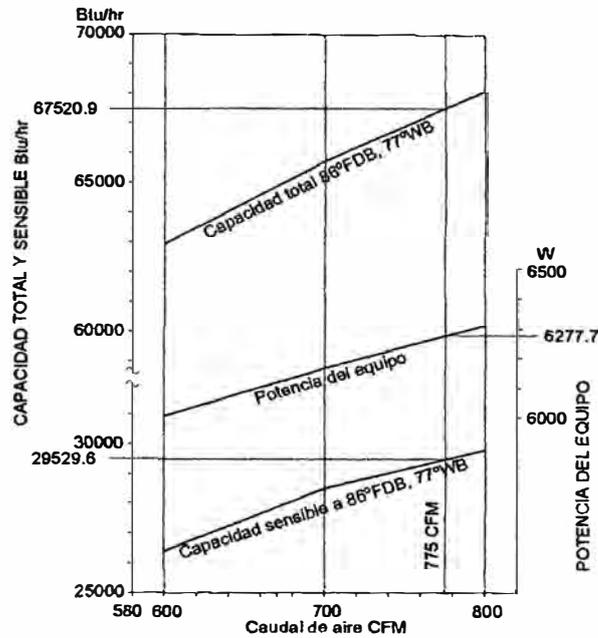
Fuente: Tabla 3.7



**Gráfico 3.1**  
**Performance vs. temperatura de bulbo seco de entrada\***

\* Para temperatura de bulbo húmedo de entrada: 77°F  
Fuente: Tabla 3.8

En el gráfico 3.1, se observa la performance del equipo a la temperatura de bulbo húmedo del proyecto (77°F), versus la temperatura de bulbo seco de entrada, para varios caudales de aire.



**Gráfico 3.2**  
**Performance vs. caudal de aire de inyección**

Fuente: Tabla 3.8

En el gráfico 3.2, se muestra la performance del equipo vs. el caudal de aire de inyección. Con la performance al caudal de aire de 775 CFM, se elaboró la tabla 3.9.

**Tabla 3.9**  
**Capacidad del equipo y del local.**

Descripción	Capacidades	
	Del Equipo	Del local
Capacidad total	67520.90 Btu/hr	67901.63 Btu/hr
Capacidad sensible total	29529.6 Btu/hr	28943.46 Btu/hr
Capacidad latente total	37991.3 Btu/hr	38943.46 Btu/hr
Caudal de aire	775 CFM	775 CFM

Fuente: Tablas 3.8 y Tabla 3.1

En la tabla 3.9, se muestran las capacidades del equipo a las condiciones exteriores del proyecto y las capacidades calculadas, observándose que son similares, queda por chequear las condiciones finales en el local.

### Chequeo de las condiciones finales

Las condiciones a la salida del serpentín evaporador y en el ambiente acondicionado, se calcularon según la capacidad del equipo, tabla 3.9 y la carga térmica de este ambiente visto en el capítulo 2, tabla 2.30.

Condiciones a la salida del serpentín evaporador:

- Temperatura de bulbo seco “ $t_{lab}$ ”: Aplicando la fórmula [2.25], de calor sensible se tiene:

$$t_{lab} = 86^{\circ} - \frac{29529.6}{1.08 \times 775} = 50.72^{\circ} F$$

- Temperatura de bulbo húmedo “ $t_{lwb}$ ”: Aplicando la fórmula [2.26], de calor total, con la entalpía a las condiciones exteriores de 40.57 Btu/lb, se tiene:

$$h_f = 40.57 - \frac{67520.90}{4.5 \times 775} = 21.21 \text{ Btu/lb},$$

con  $h_f = 21.21 \text{ Btu/lb}$ , de la tabla 2.32:  $t_{lwb} = 51.62^{\circ} F$ . En vista que una condición del aire representada en la carta psicrométrica no puede tener temperatura de bulbo húmedo mayor a la de bulbo seco, se tomó el valor correspondiente a la temperatura de bulbo seco, luego:

$$t_{lwb} = 50.72^{\circ} F$$

Condiciones en el local acondicionado: a partir de las condiciones del aire a la salida del evaporador, se aplicaron las cargas térmicas del ambiente. De la tabla 2.30 se extrajeron estas cargas:

- Carga sensible del local : 15809.21 Btu/hr
- Carga latente del local : 3241.35 Btu/hr
- Carga térmica sensible suplementaria : 3488.54 Btu/hr

- Temperatura de bulbo seco a la salida en el difusor ( $t_{ddb}$ ): Utilizando la fórmula de calor sensible [2.25] para este proceso, se tiene:

$$t_{ddb} = 50.72 + \left( \frac{3488.54}{1.08 \times 775} \right) = 54.89^\circ F$$

El punto “d” se encuentra sobre la recta horizontal trazada a partir del punto “l”, con la recta  $t_{ddb} = 54.89^\circ F$ , por ser proceso sensible, ver gráfico 3.3

- Temperatura de bulbo seco final en el local acondicionado ( $t_{rdb}$ ): Aplicando la fórmula de calor sensible [2.25], entre “d” y “r”.

$$t_{rdb} = 54.89 + \frac{15809.21}{1.08 \times 775} = 73.78^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo final en el ambiente acondicionado ( $t_{rwb}$ ): A partir del punto “d”, se traza la recta de factor de calor sensible del local

$$RSHF = \frac{15809.21}{15809.21 + 3241.35} = 0.83, \text{ ver parte 2.3.1.k, la cual intercepta a la}$$

recta  $t_{rdb} = 73.78^\circ F$  en el punto “r”. Del gráfico 3.3 se obtiene:

$$t_{rwb} = 61.4^\circ F$$

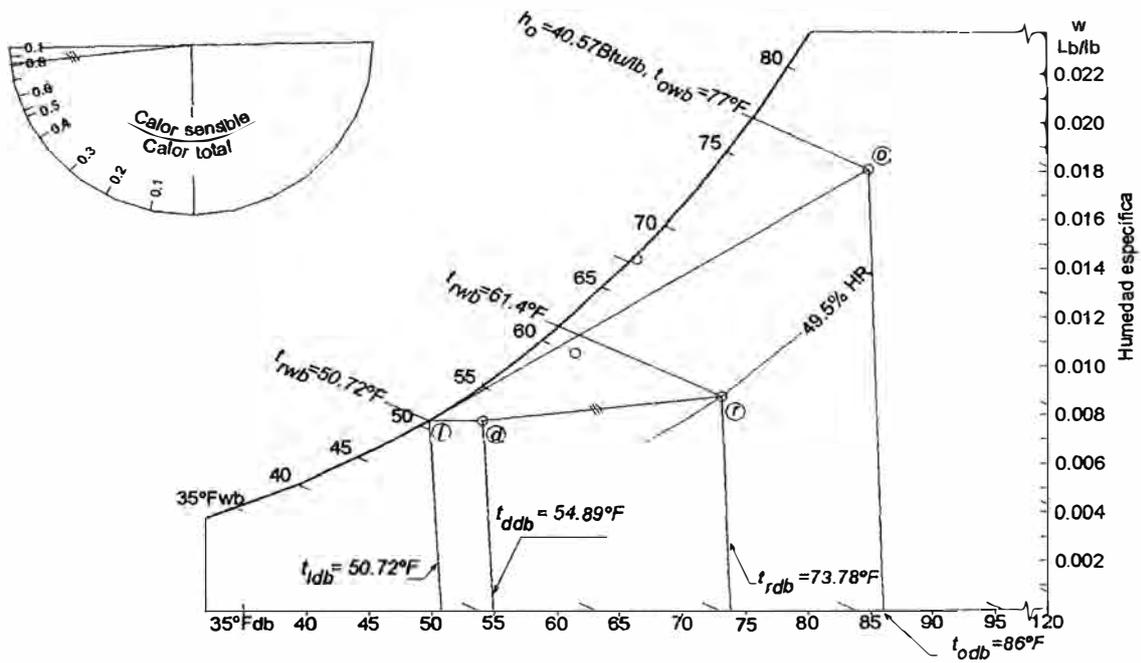
- Humedad relativa final del ambiente acondicionado ( $HR$ ): Del gráfico 3.3, para temperatura de bulbo seco  $t_{rdb} = 73.78^\circ F$  y temperatura de bulbo húmedo  $t_{rwb} = 61.4^\circ F$ , la humedad relativa es:  $HR = 49.5\%$ .

En la tabla 3.10, se muestran las capacidades del equipo de aire acondicionado 100% aire exterior a las condiciones exteriores del proyecto, y las condiciones finales del ambiente, observándose que son similares a las capacidades calculadas y a las condiciones interiores del proyecto, motivo por el cual el equipo quedó seleccionado.

**Tabla 3.10**  
**Capacidad\* y condiciones finales del ambiente acondicionado para equipo 100% aire exterior**

Caudal de aire Pes <sup>3</sup> /min (CFM)	Capacidad (Btu/hr)		Temperatura a la salida Del evaporador		Condiciones finales del ambiente acondicionado		
	Total	Sensible	Bulbo seco°F	Bulbo húmedo°F	Bulbo seco°F	Bulbo húmedo°F	Humedad Relativa (HR)
775	67520.90	29529.6	50.72	50.72	73.78	61.4	49.5
<b>Capacidad y condiciones del proyecto</b>							
775	67901.63	28943.46	51.42	51.42	74	61.7	50

\*Capacidad a las condiciones exteriores del proyecto: Temperatura de bulbo seco 86°F y temperatura de bulbo húmedo de 77°F



**Gráfico 3.3**  
**Proceso de aire acondicionado con equipo 100% aire exterior**

Fuente: Tabla 3.10

### 3.1.2.1 Equipo seleccionado: Del catálogo de selección, ver anexo 2 y tabla 3.4:

Equipo de aire acondicionado especial para 100% aire exterior, tipo split de expansión directa, con condensador enfriado por aire.

- Marca : Addison
- Modelo
  - Unidad de condensación : RCA071
  - Unidad de evaporación : HCA071
- Capacidad nominal : 69500 Btu/hr
- Caudal de aire nominal : 900 CFM
- Disponibilidad de presión estática : 1.6" de c.a.
- Potencia del motor del evaporador : 0.5 HP
- Características eléctricas : 208/230 V- 3Ø – 60Hz
- Eficiencia nominal EER : 10.1
- Procedencia : USA
- Eficiencia real :  $10.8 \frac{Btu/hr}{W}$

### 3.1.2.2 Eficiencia real.

Se ha definido así a la eficiencia del equipo a las condiciones del proyecto, la relación de eficiencia energética (Energy Efficiency Ratio "EER") se calcula con la fórmula [3.2] así:

$$EER_p = \frac{\text{Capacidad útil de enfriamiento a las condiciones del proyecto } Btu/hr}{\text{Consumo de potencia. } W} \quad [3.2]$$

Del gráfico 3.2, la capacidad total y el consumo eléctrico a las condiciones del proyecto son: 67520.9Btu/hr y 6277.7 W respectivamente, luego la eficiencia real aplicando la fórmula 3.2, es:

$$EER_p = \frac{67520.9 \text{ Btu/hr}}{6277.7 \text{ W}} = 10.8 \frac{\text{Btu/hr}}{\text{W}}$$

Se observó que la eficiencia real es diferente a la eficiencia nominal (10.1Btu/hr/W), ésto es debido a que los valores se miden bajo un conjunto reglamentario de condiciones de temperatura para todos los fabricantes (Normas ARI STANDARD 210, ver cuadro 3.1).

**Cuadro 3.1**  
**Condiciones estándares de enfriamiento, según normas**  
**ARI STANDARD 210**

Temperatura de bulbo seco del aire al ingreso del evaporador	80 °F
Temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador	67° F
Temperatura de bulbo seco del aire al ingreso del condensador	95°F

Fuente: Normas ARI STANDARD 210

### 3.1.3 COSTO DEL EQUIPO

Se solicitó una pro forma del equipo de aire acondicionado a una empresa especializada en suministro e instalación de equipos de aire acondicionado (IREDI INTERNATIONAL S.R.L.), siendo el costo del equipo puesto en Lima, de :

$$\$9,000 + \text{IGV (19\%)} = \$10,710.00$$

## **3.2 EQUIPO ESTANDAR CONVERTIDO**

Es el equipo estándar o comercial con las modificaciones necesarias para que funcione a 100% aire exterior. En el mercado extranjero existe una variedad de fabricantes, de equipo estándares tales como: Rheem, York, LG Electronic, etc.

### **3.2.1 CARACTERISTICAS TECNICAS DEL EQUIPO**

Llevan los dispositivos que vienen de fábrica, más los de conversión del equipo, tales como: el ducto de recirculación, los elementos para modificar el circuito de refrigeración y la resistencia eléctrica.

Las características técnicas del equipo estándar con capacidad comprendida entre 4 y 10 Toneladas de refrigeración, son las siguientes:

- Unidad de evaporación <sup>[23]</sup>
  - Serpentin evaporador de alto factor de bypass, alta capacidad sensible, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio. Caudal de aire de trabajo entre 276 a 523 CFM/Ton de refrigeración.
  - Bandeja recolectora de drenaje de agua condensada.
  - Válvula de expansión termostática.
  - Ventilador centrífugo con rodete de doble entrada curvado hacia delante del tipo siroco, balanceado estática y dinámicamente. Sistema

---

<sup>[23]</sup> RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. H11-508 REV.4 Supersedes Form No. H11-508 Rev.3. *Commercial Air Handler, 7.5 THROUGH 20 NOMINAL TON UNITS. RHGE-075,100,150,200 RHGF-100.* p. 2 y 24

de transmisión a través de poleas y fajas, con polea motriz de paso regulable.

- Motor eléctrico trifásico con protección térmica incorporada, de reposición automática, con base deslizable para el ajuste de fajas.
- Prefiltros de malla de aluminio.
- Panel eléctrico con borneras y contactor trifásico para el motor.

○ Unidad de Condensación<sup>[24]</sup>

- Compresor hermético reciprocante, con protección por sobrecalentamiento y sobrecarga de reposición automática y calentador de cárter.
- Serpentin condensador enfriado por aire forzado, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio.
- Ventilador del tipo axial, acoplado directamente a su motor eléctrico monofásico, con protección térmica de reposición automática. Su funcionamiento es controlado por la presión del refrigerante mediante un presostato (fan cycling).
- Presostato de protección para alta presión y baja presión.
- Válvulas de servicio en alta y baja presión.
- Tablero eléctrico que contiene: transformador de control de 220V a 24V, contactor, capacitor de marcha, borneras de conexión para fuerza, control y sistema a tierra.

---

<sup>[24]</sup>RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-508 REV.1 Supersedes Form No. A11-144 Rev 0  
*Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 NOMINAL TON UNITS. RAWC - SERIES.* p. 2,3 y 20

Las características de los elementos y accesorios considerados para convertir el equipo sobre la base del equipo original 100% aire exterior y trabajos similares ejecutados, fueron:

- Ductos de fierro galvanizado, con aislamiento respectivo, para la recirculación del caudal de aire en el evaporador.
- Caja de mezcla (Mixing box), para la unidad de evaporación.
- Manómetro medidor de presión de velocidad del aire.
- Acumulador de succión, para equipo de 6.5 Ton R22.
- Válvula de desviación de gas caliente con capacidad del 50% de carga desviada.
- Válvula solenoide para la capacidad de la válvula de desviación de gas caliente.
- Termostato exterior.
- Resistencia eléctrica de 8,3kW.
- Mano de obra para la instalación del ducto de recirculación, caja de mezcla, manómetro medidor de presión de velocidad del aire, acumulador de succión, válvula de desviación de gas caliente, válvula solenoide, termostato exterior y resistencia eléctrica.

### **3.2.2 SELECCION DE MARCA DE EQUIPO**

Se realizó una selección, comparando la capacidad total requerida de 67901.63 Btu/hr, ver tabla 3.1, con las capacidades nominales de cada equipo, lo cual se muestra en la tabla 3.11.

**Tabla 3.11**  
**Costos y eficiencias de equipos de aire acondicionado estándares**

Marca	Modelo	Capacidad nominal Btu/hr	Eficiencia (EER)* Btu/hr/W	Disponibilidad de presión estática** Pulgadas dc c.a.	Costo + impuestos US \$	
					Mantenimiento anual***	Costo inicial
Rheem	RAWC-065CAS RHGE-075ZM	77000	10.3	1.94	1323.00	2856.00
York	H1RA076S25 K4EV090	73500	10.0	1.58	1430.00	3094.00
LG Electronic	LN-06B00CC LN-06B0AC	75000	9.6	0.83	2305.00	2677.50

\* Eficiencia nominal.

\*\*Disponibilidad de presión estática a la salida del equipo, al menor caudal de aire permitido para el equipo según el fabricante.

\*\*\* Costo promedio anual de mantenimiento proporcionado por empresas de aire acondicionado, incluye: 8 mantenimientos, reemplazo de filtros de superficie extendida, filtros absoluto de alta eficiencia, materiales de mantenimiento y repuestos menores, tales como faja en V, etc.

Fuente: Información de costos de equipos de equipos de aire acondicionado comerciales de empresas de aire acondicionado.

En la tabla 3.11, se muestran los equipos de aire estándar del tipo split, que cumplen con la capacidad requerida, con sus eficiencias nominales y costos respectivos. Se realizó un análisis económico, similar al realizado para los equipos 100% aire exterior, utilizando el método de valor presente, para elegir la alternativa más económica.

Para los tres equipos se consideró lo siguiente:

- Número de horas de funcionamiento anual : 8640 Horas.
- Costo unitario de la energía eléctrica <sup>[25]</sup> : 0.0473\$/kW-hr
- Tasa de interés anual : 0.22
- Vida útil : 10 años

Los resultados de análisis económico, aplicando la fórmula 3.1 para los tres equipos se muestra en la tabla 3.12.

<sup>[25]</sup> COMISION DE TARIFAS ELECTRICAS. *Informe de situación de tarifas eléctricas 1993-2000*. Costo promedio incluido el IGV (19%) de la energía en media tensión a noviembre del 2000, en Lima. Grafico 14. p. 51

**Tabla 3.12**  
**Valor presente de equipos de**  
**aire acondicionado estándar**

Marca de equipo	Modelo	Capacidad nominal Btu/hr	Valor Presente VP \$
Rheem	RAWC-065CAS RHGE-075ZM	77000	20,032.17
York	H1RA076S25 K4EV090	72000	20,488.38
LG Electronic	LN-06B00CC LN-06B0AC	75000	24,246.19

De la tabla 3.12, se observa que el equipo de aire acondicionado con menor valor presente, es el de la **Marca: Rheem**, siendo la alternativa más económica, con cargo a chequear la capacidad a las condiciones del proyecto y de la conversión en capítulo 4.

En la tabla 3.13 y anexo 3, se muestra la performance del equipo a varias condiciones exteriores de ingreso del aire al condensador y evaporador, para el caudal de aire nominal y una tabla de factores de corrección para otros caudales.

En el cuadro 3.2 y 3.3, se muestran la nomenclatura del modelo de las unidades de condensación y evaporación.

En el grafico 3.4, se muestra la performance del ventilador centrífugo con serpentín evaporador húmedo.

**Tabla 3.13**  
**Perfomance del equipo de aire acondicionado estándar tipo Split de**  
**6.5 Ton de refrigeración, 2600 CFM**

Unidad de Condensación RAWC-065 y Unidad Manejadora de Aire RHGE-075 a 2600 CFM										
Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador. °F	Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador °F	Capacidad total 1000 Btu/hr (MBH)	Potencia eléctrica kW	Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador °F	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador. °F					
					70	75	80	85	90	95
					Capacidad sensible 1000 Btu/hr (MBH)					
75	59	76.6	5.5	47.8	57.4	70.2	76.6	76.6	76.6	76.6
	63	82.5	5.6	51.9	47.4	60.1	72.9	82.5	82.5	82.5
	67	88.3	5.8	56.1	38.3	51.1	63.8	76.5	88.3	88.3
	71	94.2	6.0	60.4	0.0	40.1	52.8	65.5	78.3	91.0
	75	100.1	6.1	64.8	0.0	30.0	42.8	55.5	68.3	81.0
85	59	70.6	5.9	48.7	56.1	68.8	70.6	70.6	70.6	70.6
	63	76.5	6.1	52.8	46.1	58.8	71.5	76.5	76.5	76.5
	67	82.3	6.3	56.9	37.0	49.7	62.5	75.2	82.3	82.3
	71	88.3	6.5	61.1	0.0	38.7	51.5	64.2	76.9	88.3
	75	94.2	6.6	65.4	0.0	28.7	41.4	54.2	66.9	79.6
95	59	67.5	6.4	49.2	54.6	67.4	67.5	67.5	67.5	67.5
	63	73.4	6.6	53.2	44.6	57.3	70.1	73.4	73.4	73.4
	67	79.2	6.8	57.3	35.5	48.3	61.0	73.7	79.2	79.2
	71	85.1	6.9	61.5	0.0	37.3	50.0	62.7	75.5	85.1
	75	91.0	7.1	65.8	0.0	27.2	40.0	52.7	65.4	78.2
105	59	63.8	6.9	49.8	52.7	63.8	63.8	63.8	63.8	63.8
	63	69.7	7.1	53.8	42.7	55.4	68.2	69.7	69.7	69.7
	67	75.5	7.3	57.8	33.6	46.3	59.1	71.8	75.5	75.5
	71	81.5	7.4	62.0	0.0	35.4	48.1	60.8	73.6	81.5
	75	87.4	7.6	66.2	0.0	25.3	38.1	50.8	63.5	76.3
115	59	56.5	7.4	50.9	45.3	56.5	56.5	56.5	56.5	56.5
	63	62.3	7.5	54.8	36.9	49.6	62.3	62.3	62.3	62.3
	67	68.2	7.7	58.8	30.9	43.7	56.4	68.2	68.2	68.2
	71	74.1	7.9	62.9	0.0	32.7	45.4	58.2	70.9	74.1
	75	80.0	8.0	67.0	0.0	24.2	37.0	49.7	62.4	75.2

- Notas: 1. Capacidad total y sensible es gruesa o bruta, no está deducida la carga térmica del motor del inyector de aire.  
 2. Potencia eléctrica de entrada no incluye la carga del motor eléctrico del ventilador del inyector de aire.  
 3. Interpolación es permisible.

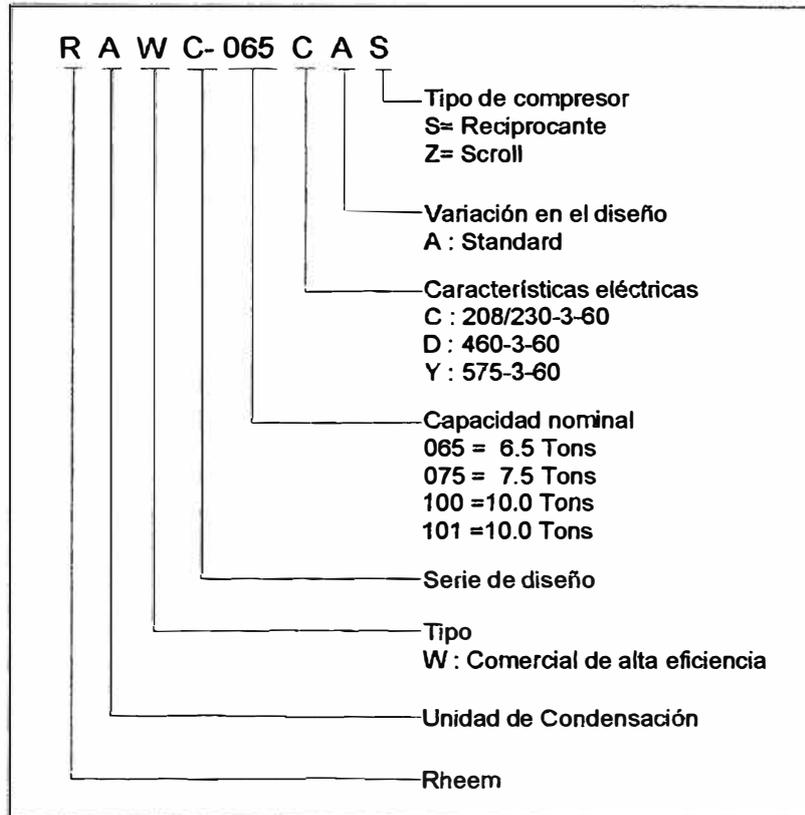
### Factor de corrección para diferente caudal de aire

Unidad de Condensación RAWC-065 y Unidad Manejadora de Aire RHGE-075										
CFM	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	
Capacidad total. MBH	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	
Capacidad sensible. MBH	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16	
Potencia eléctrica. kW	0.98	0.98	0.99	0.99	1.00	1.01	1.01	1.02	1.02	

- Notas 1. Multiplicar factor de corrección por datos de performance.  
 2. Capacidad sensible resultante no debe exceder a la capacidad total.

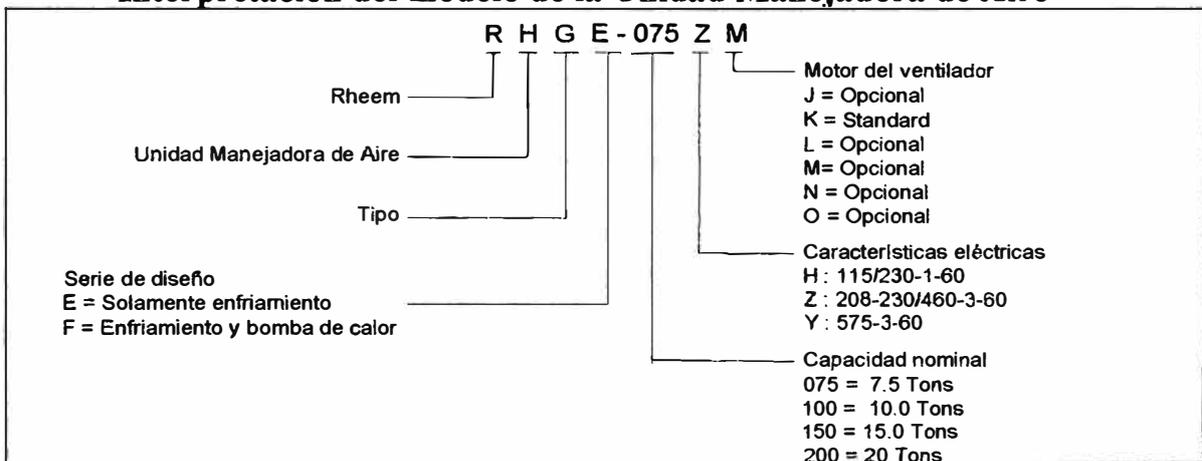
Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High - Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* Extracto de Performance de enfriamiento del Condensador modelo: RAWC-065 con Unidad Manejadora de aire modelo: RHGE-075 a 2600 CFM. p. 11

**Cuadro 3.2**  
**Interpretación del modelo de la Unidad de Condensación**

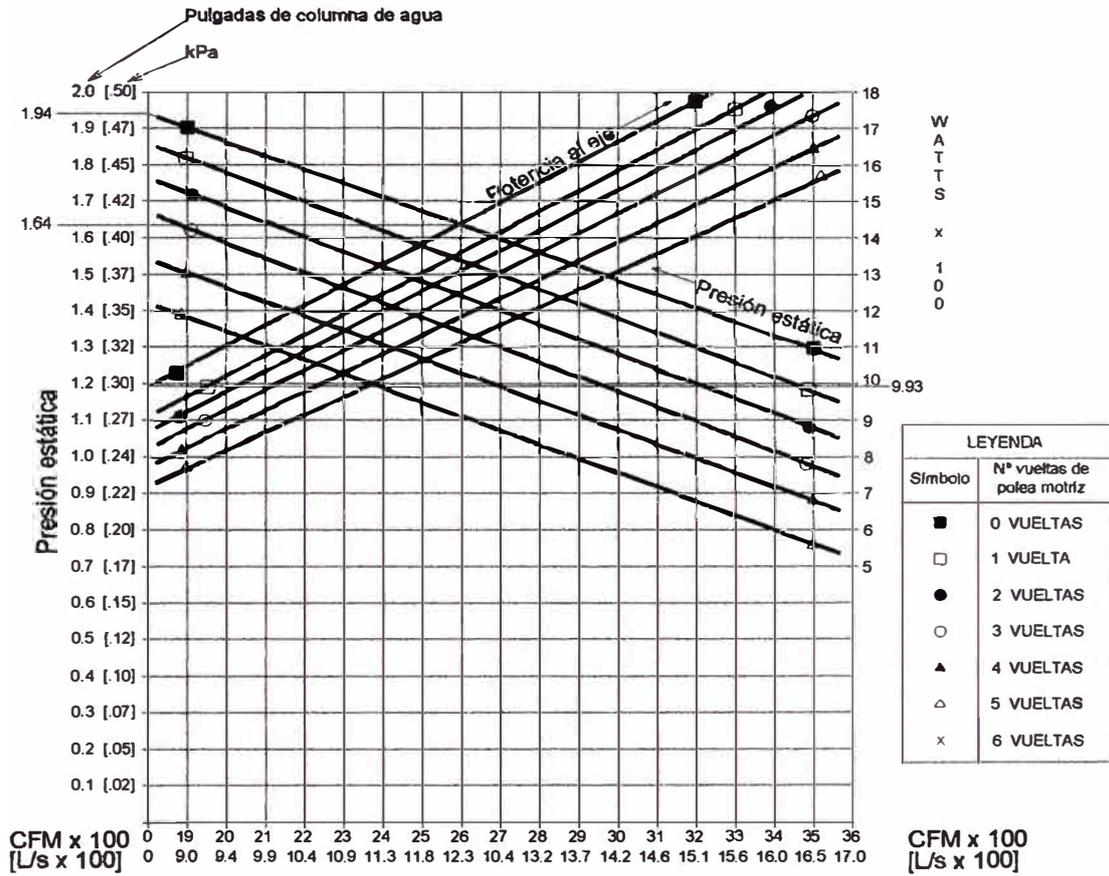


Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1.  
Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High - Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* p. 2

**Cuadro 3.3**  
**Interpretación del modelo de la Unidad Manejadora de Aire**



Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. H11-508 REV.4 Supersedes Form No. H11-508 Rev.3.  
*Commercial air handler 7.5 through 20 nominal ton units [26 through 70 kW]. RHGE-075, 100, 150, 200 RHGF-100.* p. 2



**Gráfico 3.4**  
**Performance del ventilador centrífugo, con serpentín evaporador húmedo.**

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. H11-508 REV.4 Supersedes Form No. H11-508 Rev.3. Commercial air handler 7.5 through 20 nominal ton units [26 through 70 kW]. RHGE-075, 100, 150, 200 RHGF-100. Unidad: RHGE 075ZM, motor M. (M DRIVE) p. 10

**3.2.2.1 Equipo seleccionado para la conversión.** Del catálogo de selección, ver anexo 3, se tiene:

Equipo de Aire Acondicionado estándar, del tipo split, con condensador enfriado por aire:

- Marca : Rheem
- Modelo
  - Unidad de condensación : RAWC-065CAS
  - Unidad de evaporación : RHGE-075ZM
- Capacidad nominal : 77000 Btu/hr
- Caudal de aire nominal : 2600 CFM
- Disponibilidad de presión estática : 1.64" de c.a.
- Potencia del motor del evaporador : 1.5 HP
- Características eléctricas : 208/230 V- 3Ø – 60Hz
- Eficiencia nominal EER : 10.3
- Procedencia : USA

### **3.2.3 COSTO DEL EQUIPO**

Se realizó la estimación de los costos de conversión del equipo para que trabaje a 100% aire exterior, para lo cual se solicitó una proforma, ver cuadro 3.4, de la empresa: IREDI INTERNATIONAL S.R.L, donde se puede ver el costo del equipo convertido. Del cuadro 3.4 se tiene:

Costo del equipo convertido = \$ 4,157.38

**Cuadro 3.4****Costo estimado del equipo de aire acondicionado estándar convertido**

Fecha: 05/11/2003. Tiempo de entrega: 3 semanas en Lima. Validez de oferta: 30 días

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unit	Costo Total
<b>1.00</b>			<b><u>Equipamiento</u></b>		
1.01	01	U	Equipo de aire acondicionado tipo split con condensador enfriado por aire. Marca: Rheem Modelo: RAWC-065CAS/RHGE-075 ZM Capacidad nominal: 77000 Btu/hr Caract. eléctricas: 208-230V-3Ø-60Hz.....		\$ 2,400.00
<b>2.00</b>			<b><u>Accesorios de conversión</u></b>		
2.01	01	U	Acumulador de succión, Marca: Alco, modelo: A-AS 5 127 para tubería de 7/8"Ø.....		42.00
2.02	01	U	Válvula de desviación de gas caliente, Marca: Alco, modelo: CPHE-4 .....		85.00
2.03	01	U	Válvula solenoide Marca: Alco, modelo: 200 RB5F5M, bobina en 220 VAC .....		45.00
2.04	01	U	Termostato exterior de bulbo y capilar, marca: Alco, modelo: TF115-S2 AE00		80.00
2.05	01	U	Resistencia eléctrica para ducto. Marca: Carnes, modelo: AESAR1609083C219A. Etapas: 02, Potencia: 8,3kW en 208V-3Ø-60Hz		235.00
2.06	66	Lb.	Ducto de fierro galvanizado, incluye aislamiento de lana de vidrio tipo colchoneta de 1.5" de espesor, con forro de aluminio. Forrado con tocuyo y dos manos de pintura esmalte sintético.	2.6	171.60
2.07	01	U	Caja de mezcla para la unidad de evaporación, modelo: RXHM-AB74H.....		120.00
2.08	01	U	Manómetro medidor de presión de velocidad del aire. Marca: DWYER, modelo : 27*, rango: 0 a 7000 FPM		65.00
<b>3.0</b>			<b><u>Mano de obra</u></b>		
3.1			Instalación de accesorios de conversión.		250.00
			Subtotal		\$ 3,493.60
			IGV (19%)		663.78
			<b>Total</b>		<b>\$ 4,157.38</b>

Fuente: Pro forma de equipo de aire acondicionado estándar convertido de empresa IREDI INTERNATIONAL S.R.L.

### 3.3 EVALUACION DE EQUIPOS

Se realizó la evaluación de los equipos de aire acondicionado seleccionados bajos los aspectos técnicos y económicos, cuyo resumen se puede ver en cuadro 3.5.

**Cuadro 3.5**  
**Resumen de aspectos tomados en cuenta**  
**para la evaluación técnica**

Designación	Equipo especial 100% aire exterior	Equipo estándar convertido
<b>Aspecto Técnico</b>		
- Marca	Addison	Rheem
- Modelo	RCA071 / HCA071	RAWC-065CAS / RHGE - 0752M
- Capacidad total nominal	69500 Btu/hr	77000 Btu/hr
- Capacidad a las condiciones del proyecto	67520.90 Btu/hr	73300.00 Btu/hr*
- Caudal de aire nominal	900 CFM	2600 CFM
- Disponibilidad de presión estática	1.6" c.a.	1.64" c.a. (1.94" c.a. a 1800CFM)
- Potencia del motor del evaporador	0.5 HP	1.5 HP
- Características eléctricas	208/230V-3Ø-60Hz	208/230V-3Ø-60Hz
- Eficiencia nominal EER	10.1 Btu/hr/W	10.3
- Eficiencia real	10.8 Btu/hr/W	8.9**
- Procedencia	USA	USA
<b>Aspecto Económico</b>		
- Costo del equipo	10,710.00 Incluido el IGV	4,157.38 Incluido el IGV
- Consideraciones para el cálculo del valor presente		
- Número de horas de funcionamiento	8640 Horas	8640 Horas
- Costo unitario de la energía eléctrica	0.0473\$/Kw-hr Incluido el IGV	0.0473\$/Kw-hr Incluido el IGV
- Costo de Mantenimiento Anual	\$ 1,420.00 Incluido el IGV	\$ 1,323.00 Incluido el IGV
- Tasa de interés anual en dólares	0.22	0.22
- Vida útil	10 años	10 años
- <b>Valor Presente VP</b>	<b>\$ 26,304.62</b>	<b>\$ 22,552.42</b>

\* Capacidad asumida a las condiciones del proyecto y de la mezcla de aire, con cargo a chequear en capítulo 4

\*\* Eficiencia asumida, a las condiciones del proyecto y de la mezcla de aire, con cargo a chequear en capítulo 4

Nota: Para el cálculo del Valor Presente, en el rubro de costo de energía eléctrica consumida, para ambos equipos se consideró la capacidad a las condiciones del proyecto y la eficiencia real.

El menor Valor Presente corresponde al equipo estándar convertido \$ 22 552 frente al equipo especial 100% aire exterior \$ 26 305. Existe una diferencia de \$ 3 753.

Existe otra ventaja del equipo estándar convertido, y es la capacitación del personal técnico en el trabajo de estos equipos, consiguiéndose una mayor destreza en la modificación y adecuación de tecnología a los requerimientos nacionales. En el capítulo 4, se trabaja en los aspectos técnicos que implican la conversión del equipo estándar.

## **CAPITULO 4**

### **CONVERSION DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO ESTANDAR**

En esta parte del trabajo, se realiza la conversión del equipo de aire acondicionado estándar o comercial a 100% aire exterior sobre la base del requerimiento del cliente, las características del equipo estándar seleccionado para la conversión, el fundamento teórico y las características del equipo especial para 100% aire exterior.

Tomando en cuenta la carga térmica del local a acondicionar y la performance del equipo a las condiciones del proyecto, se determina el flujo de aire de recirculación y de inyección realizando también las modificaciones al circuito de refrigeración, para evitar el escarchamiento del evaporador y regreso de líquido refrigerante al compresor, cuando el equipo tenga que trabajar a carga parcial. Para funcionamiento del equipo en invierno, se consideró la instalación de resistencia eléctrica.

#### 4.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES

Del capítulo anterior, la performance y las principales características técnicas del equipo de aire acondicionado estándar seleccionado para convertirlo a 100% aire exterior, se muestran en la tabla 4.1, tabla 4.2 y cuadro 4.1, y las principales características técnicas del equipo especial 100% aire exterior se muestran en el cuadro 4.2.

**Tabla 4.1**  
**Performance del equipo de aire acondicionado estándar tipo Split de**  
**6.5 Ton de refrigeración, 2600 CFM**

Unidad de Condensación RAWC-065 y Unidad Manejadora de Aire RHGE-075 a 2600 CFM										
Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador. °F	Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador °F	Capacidad total 1000 Btu/hr (MBH)	Potencia eléctrica kW	Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador °F	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador. °F					
					70	75	80	85	90	95
					Capacidad sensible 1000 Btu/hr (MBH)					
85	59	70.6	5.9	48.7	56.1	68.8	70.6	70.6	70.6	70.6
	63	76.5	6.1	52.8	46.1	58.8	71.5	76.5	76.5	76.5
	67	82.3	6.3	56.9	37.0	49.7	62.5	75.2	82.3	82.3
	71	88.3	6.5	61.1	0.0	38.7	51.5	64.2	76.9	88.3
	75	94.2	6.6	65.4	0.0	28.7	41.4	54.2	66.9	79.6
95	59	67.5	6.4	49.2	54.6	67.4	67.5	67.5	67.5	67.5
	63	73.4	6.6	53.2	44.6	57.3	70.1	73.4	73.4	73.4
	67	79.2	6.8	57.3	35.5	48.3	61.0	73.7	79.2	79.2
	71	85.1	6.9	61.5	0.0	37.3	50.0	62.7	75.5	85.1
	75	91.0	7.1	65.8	0.0	27.2	40.0	52.7	65.4	78.2

- Notas: 1. Capacidad total y sensible es gruesa o bruta, no está deducida la carga térmica del motor del inyector de aire.  
2. Potencia eléctrica de entrada no incluye la carga del motor eléctrico del ventilador del inyector de aire.  
3. Interpolación es permisible.

#### Factor de corrección para diferente caudal de aire

Unidad de Condensación RAWC-065 y Unidad Manejadora de Aire RHGE-075									
CFM	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400
Capacidad total. MBH	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08
Capacidad sensible. MBH	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16
Potencia eléctrica. kW	0.98	0.98	0.99	0.99	1.00	1.01	1.01	1.02	1.02

- Notas 1. Multiplicar factor de corrección por datos de performance.  
2. Capacidad sensible resultante no debe exceder a la capacidad total.

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* Extracto de Performance de enfriamiento del Condensador modelo: RAWC-065 con Unidad Manejadora de aire modelo: RHGE-075 a 2600 CFM. p. 11

**Tabla 4.2**  
**Capacidad nominal de equipo de aire acondicionado estándar**

Unidad de condensación con unidad manejadora de aire a 80°F db/67°Fwb(interior) 95°Fdb exterior					
Unidad de Condensación	Unidad manejadora y serpentín de enfriamiento	Capacidad nominal	Caudal de aire	Nivel de sonido Belio	Eficiencia energética. EER
RAWC-065	RHGE-075HK	76000	2600	8.6	10.0
RAWC-065	RHGE-075ZK	77000	2600	8.6	10.3
RAWC-065	RCJC-B075S	76000	2600	8.6	9.8

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION, FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* Extracto de Performace de enfriamiento del Condensador modelo: RAWC-065 con Unidad Manejadora de aire modelo: RHGE-075 a 2600 CFM. p. 10

**Cuadro 4.1**  
**Capacidad y principales características técnicas del equipo de aire acondicionado estándar seleccionado**

<b>Datos técnicos del equipo<sup>∇</sup></b>	
o Marca	: Rheem
o Modelo	: RAWC-065CAS / RHGE-075ZM
o Capacidad nominal	: 77000 Btu/hr
o Caudal de aire nominal	: 2600 pies <sup>3</sup> /min
o Disponibilidad de presión estática al caudal de aire nominal	: 1.64" de c.a.
o Caudal de aire mínimo permitido por el fabricante	: 1800 CFM
o Disponibilidad de presión estática al caudal mínimo	: 1.94" de c.a.
o Eficiencia nominal	: 10.3
o Refrigerante	: R22
o Características eléctricas	: 208/230V- 3Ø – 60Hz
<b>Capacidad y condiciones del aire*</b>	
o Capacidad a las condiciones exteriores del proyecto (Temperatura de bulbo seco 86°F, temperatura de bulbo húmedo 77°F)	
- Capacidad total	: 96830 Btu/hr
- Capacidad sensible	: 51590 Btu/hr
- Capacidad latente	: 45240 Btu/hr
o Aire de inyección al local	
- Caudal de aire	: 2600 CFM
- Temperatura de bulbo seco al ingreso del serpentín evaporador	: 86 °F
- Temperatura de bulbo húmedo al ingreso del serpentín evaporador	: 77 °F
- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador	: 67.63°F
- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador	: 67.5°F
o Condiciones finales del ambiente acondicionado	
- Temperatura de bulbo seco	: 75.55°F
- Temperatura de bulbo húmedo	: 70.3°F
- Humedad relativa	: 77.5%
<b>Elementos y principales características técnicas<sup>□</sup></b>	
o Unidad de evaporación	
- Serpentín evaporador de alto factor de bypass, baja capacidad latente, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio, con 10.2 pies <sup>2</sup> de área de cara, 3 filas en profundidad, 15 aletas por pulgada. Caudal de aire de trabajo entre 276 a 523CFM/Ton de refrigeración.	
- Bandeja recolectora de drenaje de agua condensada.	
- Válvula de expansión termostática.	
- Ventilador centrífugo con rodete de doble entrada curvado hacia delante del tipo siroco, balanceado estática y dinámicamente. Sistema de transmisión a través de poleas y fajas, con polea motriz de paso regulable.	
- Motor eléctrico trifásico con protección térmica incorporada de reposición automática, con base deslizable para el ajuste de fajas. Potencia: 1.5 HP	
- Prefiltros de malla de aluminio. Cantidad: 04 de 16"x25"x1"	
- Panel eléctrico con borneras y contactor trifásico para el motor.	
o Elementos de Unidad de condensación.	
- Compresor hermético recíprocante, con protección por sobrecalentamiento y sobrecarga de reposición automática y calentador de cárter.	
- Serpentín condensador enfriado por aire forzado, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio, con 20.7 pie <sup>2</sup> de área de cara, 1.5 filas en profundidad, 20 aletas por pulgada.	
- Ventilador del tipo axial, acoplado directamente a su motor eléctrico monofásico de 1/3 HP con protección térmica de reposición automática. Su funcionamiento es controlado por la presión del refrigerante mediante un presostato.	
- Presostato de protección para alta presión y baja presión.	
- Válvulas de servicio en alta y baja presión.	
- Tablero eléctrico contiene: transformador de control de 220V a 24V, contactores, capacitor de marcha, borneras de conexión para fuerza, control y sistema a tierra	

Fuente: <sup>∇</sup> Capítulo 3, parte 3.2.2.1 y catálogo del equipo seleccionado, anexo 2  
\* Capítulo 2, tabla 2.33; <sup>□</sup> Catálogo del equipo seleccionado, anexo 2

### Cuadro 4.2 Capacidad y principales características técnicas del equipo 100% aire exterior

<b>Datos técnicos del equipo</b> <sup>∇</sup>	
o Marca	: Addison
o Modelo	: RCA071 / IICA071
o Capacidad nominal	: 69500 Btu/hr
o Caudal de aire nominal	: 900 CFM
o Disponibilidad de presión estática	: 1.6" de c.a.
o Eficiencia nominal	: 10.1
o Refrigerante	: R22
o Características eléctricas	: 208/230V- 3Ø – 60Hz
<b>Capacidad y condiciones del aire</b> <sup>*</sup>	
o Capacidad a las condiciones exteriores del proyecto (Temperatura de bulbo seco 86°F, temperatura de bulbo húmedo 77°F)	
- Capacidad total	: 67520.9 Btu/hr
- Capacidad sensible	: 29529.6 Btu/hr
- Capacidad latente	: 37991.3 Btu/hr
o Aire de inyección al local	
- Caudal de aire	: 775 CFM
- Temperatura de bulbo seco al ingreso del serpentín evaporador	: 86 °F
- Temperatura de bulbo húmedo al ingreso del serpentín evaporador	: 77 °F
- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador	: 50.72°F
- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador	: 50.72°F
o Condiciones finales del ambiente acondicionado	
- Temperatura de bulbo seco	: 73.78°F
- Temperatura de bulbo húmedo	: 61.4°F
- Humedad relativa	: 49.5%
<b>Elementos y principales características técnicas</b> <sup>□</sup>	
o Unidad de evaporación	
- Serpentín evaporador de bajo factor de bypass, alta capacidad latente, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio, con 4.5 pie <sup>2</sup> de área de cara, 4 filas en profundidad, 12 aletas por pulgada.	
- Serpentín de recalentamiento para control de humedad relativa fabricado con tubo de cobre y aleta de aluminio, con 4.53 pie <sup>2</sup> de área de cara, 1 fila en profundidad, 10 aletas por pulgadas, instalado después del evaporador.	
- Bandeja recolectora de drenaje de agua condensada.	
- Válvula de expansión termostática.	
- Ventilador centrífugo con rodete de doble entrada curvado hacia delante del tipo siroco, balanceado estática y dinámicamente. Sistema de transmisión a través de poleas y fajas, con polea motriz de paso regulable.	
- Motor eléctrico trifásico con protección térmica incorporada de reposición automática, con base deslizable para el ajuste de fajas. Potencia: 0.5 HP	
- Prefiltros de malla de aluminio. Cantidad: 02 de 16"x22"x1"	
- Panel eléctrico con borneras y contactor trifásico para el motor.	
o Unidad de condensación.	
- Compresor hermético de alta eficiencia tipo "scroll", con protección por sobrecalentamiento y sobrecarga de reposición automática y calentador de cárter. Capacidad de reducción de carga: 100/50/0	
- Serpentín condensador enfriado por aire forzado, fabricado con tubo de cobre y aletas de aluminio, con 7.7 pie <sup>2</sup> de área de cara, 4 filas en profundidad, 12 aletas por pulgada.	
- Ventilador del tipo axial, acoplado directamente a su motor eléctrico monofásico de ½ HP con protección térmica de reposición automática. Su funcionamiento es controlado por un variador de velocidad.	
- Filtro deshidratador.	
- Acumulador de succión.	
- Presostato de protección para alta presión y baja presión.	
- Presostato de control de baja presión.	
- Válvula de desviación de gas caliente.	
- Válvula solenoide, de gas caliente.	
- Válvula solenoide de líquido, para apagado del equipo, por baja presión (Pump down solenoid valve)	
- Válvulas de servicio en alta y baja presión.	
- Termostato exterior de ambiente ajustable.	
- Tablero eléctrico que contiene: transformador de control de 220V a 24V, contactores, capacitor de marcha, temporizador de protección contra arranques en periodo corto, borneras de conexión para fuerza, control y sistema a tierra.	

Fuente:

<sup>∇</sup> Capítulo 3, parte 3.1.2.1 y catálogo del equipo seleccionado, anexo 2<sup>\*</sup> Capítulo 3, tabla 3.10<sup>□</sup> Catálogo del equipo, anexo 2

Los requerimientos del cliente y los del tipo técnico que debe cumplir el equipo de aire acondicionado para acondicionar la sala de operaciones a los valores de diseño, vistos en el capítulo 2 (Cargas térmicas y estudio psicrométrico), se muestran en el cuadro 4.3.

**Cuadro 4.3**  
**Requerimientos del ambiente a acondicionar**

<b>Del Cliente</b>	
o Local a acondicionar	
- Uso:	Sala de operaciones hospitalaria de emergencia, para trabajo las 24 horas del día todo el año
- Ambiente	totalmente aséptico con acondicionamiento 100% aire exterior
- Ambiente	con presión positiva
o Acondicionamiento	
- Verano:	Enfriamiento con control de temperatura y humedad relativa
- Invierno:	Control de humedad relativa ó calefacción.
o Condiciones interiores verano e invierno	
- Temperatura de bulbo seco	: 74°
- Humedad relativa	: 50%
<b>Técnicos</b>	
<b>Verano</b>	
o Del estudio psicrométrico, capítulo 2, tabla 2.35	
- Capacidad total	: 67901.63 Btu/hr
- Capacidad sensible	: 28943.46 Btu/hr
- Capacidad latente	: 38958.17 Btu/hr
o Aire de inyección al local	
- Caudal de aire	: 775 CFM
- Temperatura de bulbo seco al ingreso del serpentín evaporador	: 86 °F
- Temperatura de bulbo húmedo al ingreso del serpentín evaporador	: 77 °F
- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador	: 51.42 °F
- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador	: 51.42 °F
<b>Invierno</b>	
o Carga total de calefacción para 775 pies <sup>3</sup> /min	: 23002.23 Btu/hr

Fuente: Requerimientos del cliente y tabla 2.35

Se comparó el cuadro 4.3 con los cuadros 4.1 y 4.2 (Capacidad y principales características técnicas del equipo estándar y el especial 100% aire exterior), obteniéndose el cuadro 4.4, donde se puede observar que el equipo especial 100% aire exterior cumple con los requerimientos técnicos, en cambio el equipo estándar a pesar de tener mayor capacidad total, no logra obtener las condiciones finales de diseño en el ambiente acondicionado, ésto es porque maneja un caudal de aire de 2600 CFM muy por encima del valor requerido de 775 CFM, lo cual genera una

mayor carga térmica por aire exterior\*. Se puede deducir que el alto caudal de aire manejado por el equipo estándar no permite que el equipo acondicione el ambiente a los valores de diseño.

**Cuadro 4.4**  
**Comparación de capacidad y condiciones del aire requeridos: equipo de aire acondicionado estándar y el especial 100% aire exterior.**

Capacidad* y condiciones del aire	Equipo Estándar	Equipo 100% aire exterior	Requerimiento técnico
Capacidad total	96830 Btu/hr	67520.9 Btu/hr	67901.63 Btu/hr
Capacidad sensible	51590 Btu/hr	29529.6 Btu/hr	28943.46 Btu/hr
Capacidad latente	45240 Btu/hr	37991.3 Btu/hr	38958.17 Btu/hr
Aire de inyección al local			
- Caudal de aire	2600 CFM	775 CFM	775 CFM
- Temperatura de bulbo seco al ingreso del serpentín evaporador	86°F	86°F	86°F
- Temperatura de bulbo húmedo al ingreso del serpentín evaporador	77°F	77°F	77°F
- Temperatura de bulbo seco a la salida del serpentín evaporador	67.63°F	50.72°F	51.42°F
- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín evaporador	67.5°F	50.72°F	51.42°F
Condiciones finales del ambiente acondicionado			
- Temperatura de bulbo seco	75.55°F	73.78°F	74°F
- Humedad relativa	77.5%	49.5%	50%

\*Capacidad a las condiciones exteriores del proyecto (Temperatura de bulbo seco 86°F, temperatura de bulbo húmedo 77°F)  
Fuente: Cuadro 4.1 y Cuadro 4.2

Las características técnicas y accesorios que tiene el equipo de aire acondicionado especial 100% aire exterior los cuales no trae el equipo estándar, se pueden apreciar en el cuadro 4.5.

**Cuadro 4.5**  
**Características técnicas y elementos que no traen el equipo de aire acondicionado estándar respecto al especial 100% aire exterior**

Equipo especial 100% aire exterior	Equipo estándar
Unidad de evaporación	Unidad de evaporación
- Caudal de aire de inyección: 775 CFM	- Caudal de aire de inyección: 2600 CFM. Nota de comparación: Caudal muy alto.
- Serpentín evaporador de bajo factor de bypass, alta capacidad latente	- Serpentín evaporador de alto factor de bypass, baja capacidad latente. Nota de comparación: Por diseño propio del serpentín de alto factor de bypass maneja un caudal de aire elevado
- Serpentín de recalentamiento para control de humedad relativa	- No trae.
Unidad de condensación	Unidad de condensación
- Acumulador de succión. - Presostato de control para baja presión. - Válvula de desviación de gas caliente. - Válvula solenoide de gas caliente - Válvula solenoide de líquido - Termostato exterior de bulbo y capilar.	- No trae.

Fuente: Cuadro 4.1 y Cuadro 4.2

\* La carga térmica por aire exterior para un sistema de aire acondicionado 100% aire exterior representa aproximadamente el 67% de la carga térmica del local, ver figura 2.9

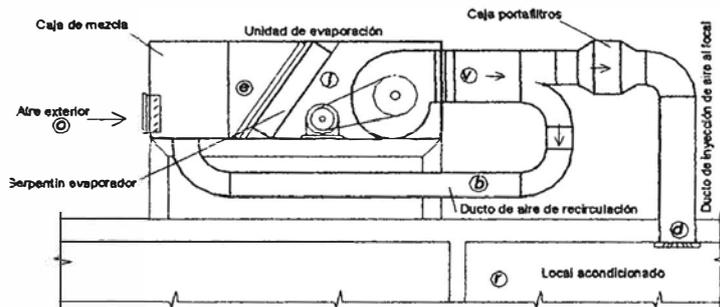
Del cuadro 4.5, para que el equipo de aire acondicionado estándar pueda cumplir con los requerimientos para acondicionar una sala de operaciones, se debe tener en cuenta tres aspectos: Reducir el caudal de aire de inyección, modificar y adicionar elementos en el circuito de refrigeración y de mando para el control de la capacidad del compresor, y adicionar elemento para controlar la humedad relativa y tener calefacción. A continuación una descripción de cada uno de ellos:

### **1.- Reducir el caudal de aire de inyección**

Para solucionar este punto, se tuvo en cuenta lo siguiente:

- El equipo de aire acondicionado seleccionado, tiene un flujo nominal de aire de 2600 CFM y puede trabajar con un flujo mínimo de 1800 CFM y un máximo de 3400 CFM, ver tablas 4.2 y 4.1.
- El caudal de aire de inyección requerido, es de 775 CFM, muy por debajo del caudal mínimo permitido por el equipo de 1800 CFM.
- El evaporador del equipo de aire acondicionado de expansión directa, se escarcha si el flujo de aire disminuye por debajo del valor permitido, formándose un bloque de hielo, esto es debido a que el flujo de refrigerante en el serpentín no logra evaporarse completamente al faltarle “carga” (flujo de aire para el intercambio de calor).
- En el estudio psicrométrico, capítulo 2, parte 2.3.4.2, se demostró que el equipo de aire acondicionado estándar, puede acondicionar el local a las condiciones interiores de diseño, si es que tiene la capacidad requerida y se realiza un caudal de recirculación.

En vista que no es posible hacer trabajar el equipo con un caudal menor al mínimo recomendado por el fabricante, se tiene que inyectar al local el caudal de aire requerido y hacer recircular el caudal de aire restante a fin de cumplir con el caudal mínimo permitido que debe manejar el equipo, ver figura 4.1.



**Fig. 4.1**

**Sistema de aire acondicionado 100% aire exterior con un flujo de aire de recirculación, en un equipo estándar.**

Fuente: Figura 2.11

## 2.- Control de la capacidad del compresor:

Para solucionar este punto, se tuvo en cuenta lo siguiente:

- El equipo estándar está diseñado para verano, a máxima carga, pero a cargas parciales ó cuando la temperatura exterior decrece las presiones del refrigerante en el circuito de refrigeración, también decrecen produciéndose escarchamiento en el serpentín evaporador, por no tener un sistema que controle la capacidad del compresor.

Para cumplir con lo requerido de que el equipo trabaje en toda época del año, se tuvo que implementar un sistema de control de la capacidad del compresor, utilizando el método de desviación de gas caliente<sup>[26]</sup> y tomando

<sup>[26]</sup> CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 7-13. Método de control de capacidad del compresor recomendado para equipos menores de 10 Ton

como referencia los elementos que trae el equipo especial 100% aire exterior, ver cuadro 4.5.

### **3.- Adicionar elemento para controlar la humedad relativa y tener calefacción**

Para solucionar este punto, se tuvo en cuenta lo siguiente:

- El equipo estándar puede trabajar refrigerando en verano, pero no trae elementos para controlar la humedad relativa ni la temperatura en invierno (calefacción).

Para cumplir con los requerimientos del ambiente, se adiciona al equipo una resistencia eléctrica.

Antes de proceder a la conversión del equipo, se realizó un estudio de la performance del equipo con un flujo de aire de recirculación a fin de seleccionar los caudales de aire de trabajo que permiten acondicionar el local a las condiciones de diseño.

## **4.2 PERFORMANCE DEL EQUIPO CON UN FLUJO DE AIRE DE RECIRCULACION**

Son las capacidades totales y sensibles del equipo a las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire (flujos de aire recirculante con el exterior) de entrada al evaporador, para varios caudales manejados por el equipo. Como el fabricante presenta la performance a condiciones estándares, fue necesario elaborar

estas tablas de performance, para hallar el caudal de aire de inyección, y el que maneja la unidad de evaporación.

Según las condiciones exteriores del proyecto, véase parte 2.2.3, y de la mezcla de aire exterior con el de recirculación, las curvas de performance requeridas están comprendidas entre los siguientes rangos de condiciones de entrada, normalmente usadas en este tipo de proceso de mezcla de aire\*.

**Condiciones exteriores:**

- Temperatura de bulbo seco exterior : 86°F

**Rango de condiciones de entrada de mezcla de aire:**

- Temperatura de bulbo seco : 65°F a 75°F
- Temperatura de bulbo húmedo : 59°F a 71°F

#### **4.2.1 CAPACIDAD TOTAL**

A temperatura de bulbo seco exterior constante, la capacidad total del equipo de aire acondicionado sólo depende de la temperatura de bulbo húmedo de ingreso del aire al evaporador, ver tabla 4.1, luego es posible obtenerla directamente para otros caudales de aire aplicando los factores de corrección del fabricante.

De la tabla 4.1, con la performance del equipo, al caudal de aire nominal, se han tabulado en la tabla 4.3, las correspondientes a la capacidad total, y potencia eléctrica para diferentes caudales con temperaturas de bulbo seco de ingreso del aire exterior de 85°F y 95°F, aplicando los factores de corrección del fabricante.

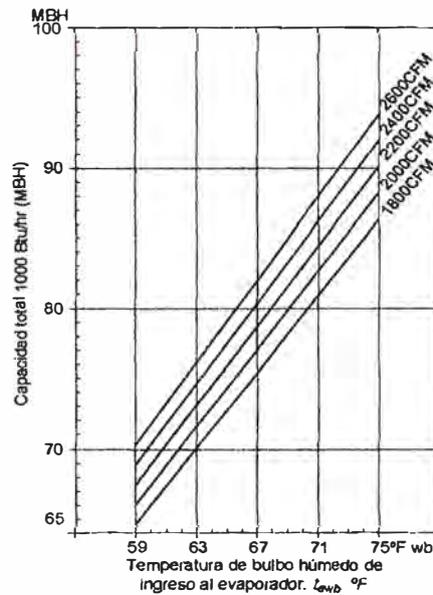
---

\* Valores tomados de instalaciones similares ejecutados por el autor.

**Tabla 4.3**  
**Capacidad total y potencia para diferentes caudales de aire vs. temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador**

Caudal total del aire manejado por el equipo CFM pies <sup>3</sup> /min	Temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador $t_{wb}$ °F	Capacidad total. 1000Btu/hr (MBH)			Potencia eléctrica kW		
		Temperatura de bulbo seco exterior de ingreso del aire al condensador °F			Temperatura de bulbo seco exterior de ingreso del aire al condensador °F		
		85	86	95	85	86	95
1800	59	64.95	<b>64.67</b>	62.10	5.78	<b>5.83</b>	6.27
	63	70.38	<b>70.10</b>	67.53	5.98	<b>6.03</b>	6.47
	67	75.72	<b>75.43</b>	72.86	6.17	<b>6.22</b>	6.66
	71	81.24	<b>80.95</b>	78.29	6.37	<b>6.41</b>	6.76
	75	86.66	<b>86.37</b>	83.72	6.47	<b>6.52</b>	6.96
2000	59	66.36	<b>66.07</b>	63.45	5.78	<b>5.83</b>	6.27
	63	71.91	<b>71.62</b>	69.00	5.98	<b>6.03</b>	6.47
	67	77.36	<b>77.07</b>	74.45	6.17	<b>6.22</b>	6.66
	71	83.00	<b>82.70</b>	79.99	6.37	<b>6.41</b>	6.76
	75	88.55	<b>88.25</b>	85.54	6.47	<b>6.52</b>	6.96
2200	59	67.78	<b>67.48</b>	64.80	5.84	<b>5.89</b>	6.34
	63	73.44	<b>73.14</b>	70.46	6.04	<b>6.09</b>	6.53
	67	79.01	<b>78.71</b>	76.03	6.24	<b>6.29</b>	6.73
	71	84.77	<b>84.46</b>	81.70	6.44	<b>6.47</b>	6.83
	75	90.43	<b>90.12</b>	87.36	6.53	<b>6.58</b>	7.03
2400	59	69.19	<b>68.89</b>	66.15	5.84	<b>5.89</b>	6.34
	63	74.97	<b>74.67</b>	71.93	6.04	<b>6.09</b>	6.53
	67	80.65	<b>80.35</b>	77.62	6.24	<b>6.29</b>	6.73
	71	86.53	<b>86.22</b>	83.40	6.44	<b>6.47</b>	6.83
	75	92.32	<b>92.01</b>	89.18	6.53	<b>6.58</b>	7.03
2600	59	70.60	<b>70.29</b>	67.50	5.90	<b>5.95</b>	6.40
	63	76.50	<b>76.19</b>	73.40	6.10	<b>6.15</b>	6.60
	67	82.30	<b>81.99</b>	79.20	6.30	<b>6.35</b>	6.80
	71	88.30	<b>87.98</b>	85.10	6.50	<b>6.54</b>	6.90
	75	94.20	<b>93.88</b>	91.00	6.60	<b>6.65</b>	7.10

Fuente: Tabla 4.1, aplicando los factores de corrección a la capacidad total y la potencia eléctrica. Valores en negrita son interpolados.



**Gráfico 4.1**  
**Capacidad total vs. temperatura de bulbo húmedo de entrada al evaporador\***

Fuente: Tabla 4.3

\* Para 86°F de temperatura de bulbo seco exterior de entrada al condensador

En la tabla 4.3, se muestra en “negrita” la capacidad total y potencia eléctrica, para diferentes caudales de aire versus la temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador, a temperatura de bulbo seco exterior de 86°F, y en el gráfico 4.1, se han trazado los valores correspondientes a la capacidad total, observándose que para una misma temperatura exterior de bulbo seco, la capacidad total depende de la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador.

#### 4.2.2 CAPACIDAD SENSIBLE

La capacidad sensible del equipo de aire acondicionado, depende de la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador, ver tabla 4.1, luego estas líneas para otros caudales no se pueden hallar directamente aplicando el factor que da el fabricante, puesto que hay dos variables y se induce mucho error. Luego se construyeron estas líneas, en función de la tabla 4.1, pero teniendo en cuenta simultáneamente, cuatro aspectos los cuales son producto de un amplio análisis de la performance de varias marcas de equipos estándares\*.

- a) **Condiciones a la salida del serpentín evaporador aplicando el factor de corrección:** Se aplicó a la capacidad sensible el factor de corrección del fabricante para diferente caudal de aire. Con las capacidades total y sensible corregidas se calcularon las condiciones del aire a la salida del evaporador.
- b) **Proceso en la carta psicrométrica:** Con las capacidades sensibles corregidas para diferente caudal, las condiciones de entrada de la tabla 4.1 y las condiciones del aire a la salida del evaporador hallados en el punto “a”, se graficó en la carta psicrométrica, la recta de factor de calor sensible total

---

\* Performance de equipos de aire acondicionado estándares de similar capacidad marcas: Rheem, Carrier, York, I.G Electronic, analizadas por el autor.

(GSHF) correspondiente, para ver si es posible dicho proceso, es decir si la recta de factor de calor sensible total (GSHF), corta a la curva de saturación (punto de rocío del evaporador ADP ó  $t_{adp}$ ), puesto que se está realizando simultáneamente enfriamiento y deshumectación, ver capítulo 2, parte 2.3.1.1.

Las rectas que no cortan a la curva de saturación, son procesos no posibles, lo cual indica que la capacidad sensible hallada aplicando el factor de corrección del fabricante, no es la correcta.

- c) **Factor de bypass del serpentín evaporador (BF):** Para cada proceso posible, graficados en el punto “b”, se calcula el factor de bypass utilizando la fórmula<sup>[27]</sup> [4.1]. Se eliminan los procesos con factores de bypass fuera de rango, según tabla 2.28, el cual para este caso se tomó [0.03 – 0.20]\*.

$$BF = \frac{t_{ldb} - t_{adp}}{t_{edb} - t_{adp}} = \frac{h_l - h_{adp}}{h_e - h_{adp}} = \frac{w_l - w_{adp}}{w_e - w_{adp}} \quad [4.1]$$

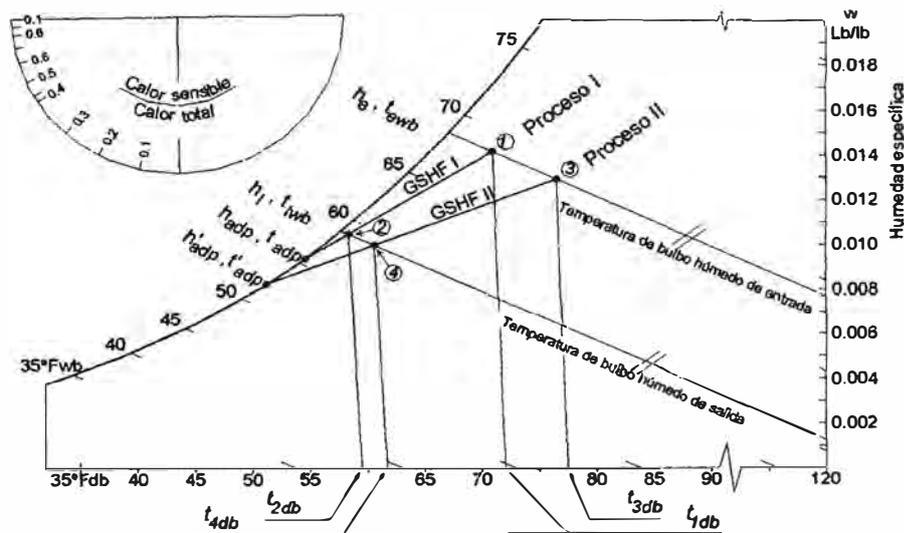
Donde :

- $t_{ldb}$  : Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador
- $t_{adp}$  : Temperatura correspondiente al ADP
- $t_{edb}$  : Temperatura de bulbo seco a la entrada del evaporador
- $h_l$  : Entalpía a la salida del evaporador
- $h_{adp}$  : Entalpía correspondiente al ADP
- $h_e$  : Entalpía a la entrada del evaporador
- $w_l$  : Humedad específica a la salida del evaporador
- $w_{adp}$  : Humedad específica correspondiente al ADP
- $w_e$  : Humedad específica a la entrada del evaporador

<sup>[27]</sup> CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 1-122

\* Rango extrapolado de tabla 2.28 para serpentín evaporador de 3 a 4 filas en profundidad con 15 aletas por pulgada.

d) **Líneas de capacidad sensible con igual temperatura de rocío del evaporador:** Tomando de base el proceso posible después de aplicar los aspectos anteriores, se elaboraron las líneas de capacidad sensible, teniendo en cuenta que dos procesos de aire acondicionado de un equipo a las mismas condiciones exteriores del aire a la entrada del condensador, con el mismo caudal y temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador, tienen la misma temperatura de rocío del serpentín ADP o " $t_{adp}$ ". Para demostrar lo mencionado, se han trazado dos procesos de aire acondicionado I y II, ver gráfico 4.2, con las siguientes características:



**Gráfico 4.2**

**Análisis de procesos de aire acondicionado con caudal y temperatura de bulbo húmedo iguales, de entrada al evaporador**

- Condiciones iguales del aire al ingreso del condensador.
- Caudales iguales de aire manejado por el equipo.
- Temperatura de bulbo húmedo de entrada al evaporador iguales, siendo: " $t_{ewb}$ "
- Diferente temperatura de bulbo seco de entrada del aire al evaporador, siendo " $t_{1db}$ " para el proceso I y " $t_{3db}$ " para el proceso II.

- Las condiciones a la salida para el proceso I son: “ $t_{2db}, t_{lwb}$ ” y para el proceso II : “ $t_{4db}, t_{lwb}$ ” . Cabe mencionar que la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador “ $t_{lwb}$ ”, para ambos procesos, son iguales, puesto que la capacidad total sólo depende de la temperatura de bulbo húmedo de ingreso del aire al evaporador, ver parte 4.2.1.
- Temperatura de punto de rocío del evaporador para el proceso I y II, son “ $t_{adp}$  y  $t'_{adp}$ ”, respectivamente.

Del gráfico 4.2, aplicando la fórmula [4.1], para ambos procesos se tiene:

Proceso I:

$$BF_I = \frac{t_{2db} - t_{adp}}{t_{1db} - t_{adp}} = \frac{h_1 - h_{adp}}{h_e - h_{adp}}$$

Proceso II:

$$BF_{II} = \frac{t_{4db} - t'_{adp}}{t_{3db} - t'_{adp}} = \frac{h_1 - h'_{adp}}{h_e - h'_{adp}}$$

Siendo el caudal de aire igual para los dos procesos, entonces:  $BF_I = BF_{II}$ , por ser el mismo equipo y tener la misma velocidad del aire al atravesar el serpentín, (ver parte 2.3.1.o), luego se tiene:

$$\frac{h_1 - h_{adp}}{h_e - h_{adp}} = \frac{h_1 - h'_{adp}}{h_e - h'_{adp}}$$

resolviendo:

$$(h_1 - h_{adp}) \times (h_e - h'_{adp}) = (h_e - h_{adp}) \times (h_1 - h'_{adp})$$

$$h_1 \times h_e - h_1 \times h'_{adp} - h_{adp} \times h_e + h_{adp} \times h'_{adp} = h_e \times h_1 - h_e \times h'_{adp} - h_{adp} \times h_1 + h_{adp} \times h'_{adp}$$

$$-h_1 \times h'_{adp} - h_{adp} \times h_e = -h_e \times h'_{adp} - h_{adp} \times h_1$$

$$h_{adp} \times h_1 - h_{adp} \times h_e = h_1 \times h'_{adp} - h_e \times h'_{adp}$$

$$h_{adp} \times (h_1 - h_e) = h'_{adp} \times (h_1 - h_e)$$

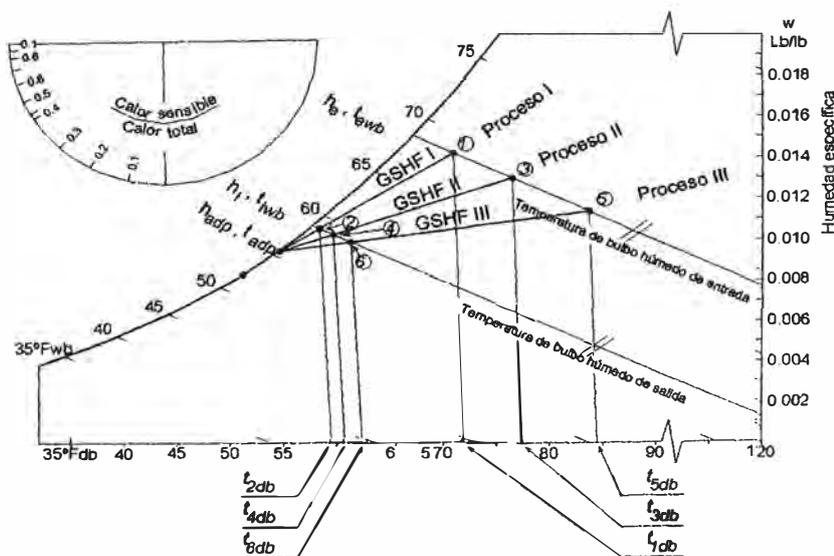
finalmente:

$$h_{adp} = h'_{adp}$$

Siendo las entalpías del punto de rocío iguales para ambos procesos, entonces las respectivas temperaturas del punto de rocío del evaporador, son iguales al estar sobre el mismo punto en la curva de saturación de la carta psicrométrica, luego:

$$t_{adp} = t'_{adp}$$

Por consiguiente, queda demostrado que las rectas de factor de calor sensible total (GSHF), del equipo de aire acondicionado para procesos con igual caudal de aire y temperaturas de bulbo húmedo de ingreso del aire al evaporador, cortan a la curva de saturación en un sólo punto que es el punto de rocío del evaporador “ADP”, lo cual se puede apreciar en el gráfico 4.3, para varios procesos similares.



**Gráfico 4.3**  
**Procesos de aire acondicionado con caudal y temperatura de bulbo húmedo iguales de entrada al evaporador**

#### 4.2.2.1 Construcción de las líneas de capacidad sensible

A modo de ejemplo se construyeron las líneas de capacidad sensible para el caudal de aire de 1800 CFM, para lo cual se utilizó la performance del fabricante (ver tabla 4.1) y los cuatro aspectos mencionados en el punto anterior.

Con las condiciones exteriores del proyecto y las de la mezcla de aire a la entrada del evaporador para un sistema con recirculación de aire en el evaporador, visto en la parte 4.2, se utilizaron los valores de la performance del equipo a las siguientes condiciones:

- Condiciones exteriores:

Temperatura de bulbo seco exterior : 85°F y 95°F

- Condiciones de entrada al evaporador:

Temperatura de bulbo seco : 70°F a 80°F

Temperatura de bulbo húmedo : 59°F a 71°F

para la construcción de las tablas de capacidad sensible.

Debido a que el flujo volumétrico del aire en el proceso de aire acondicionado es variable con la temperatura, se optó por trabajar con el “flujo de masa”, para los cálculos de las condiciones del aire a la salida del evaporador. Las fórmulas utilizadas, fueron las siguientes:

-Calor sensible:

$$SH = m \times Cp \times \Delta t \quad [4.2]$$

Donde:

$SH$  : Capacidad sensible. Btu/hr

$\dot{m}$  : Flujo de masa de aire =  $\frac{CFM \times 60}{v}$  Lb / hr

$CFM$  : Caudal de aire. pie<sup>3</sup>/min

$v$  : Volumen específico del aire = 13.65pie<sup>3</sup>/lb

$C_p$  : Calor específico del aire = 0.244 Btu/lb°F

$\Delta t$  : Variación de la temperatura de bulbo seco del aire. °F

-Calor latente:

$$LH = \dot{m} \times 1062 \times \Delta w \quad [4.3]$$

Donde:

$LH$  : Capacidad latente. Btu/hr

$\dot{m}$  : Flujo de masa de aire =  $\frac{CFM \times 60}{v}$  Lb / hr

$\Delta w$  : Variación de la humedad específica. Lb/lb

-Calor total:

$$TH = \dot{m} \times \Delta h \quad [4.4]$$

Donde:

$TH$  : Capacidad total. Btu/hr

$\dot{m}$  : Flujo de masa de aire =  $\frac{CFM \times 60}{v}$  Lb / hr

$\Delta h$  : Variación de la entalpía. Btu/lb

Siguiendo el procedimiento para la elaboración de las curvas de capacidad sensible se tiene:

**a) Cálculo de las condiciones a la salida del serpentín evaporador aplicando el factor de corrección.**

Datos para un proceso:

- Condiciones exteriores:
  - Temperatura de bulbo seco: 85°F  $\diamond$  29.4°C
- Condiciones de entrada al evaporador:
  - Temperatura de bulbo seco ( $t_{edb}$ ) : 70°F  $\diamond$  21.1°C
  - Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{ewb}$ ) : 59°F  $\diamond$  15°C
  - Entalpía específica ( $h_e$ ) : 25.78 Btu/lb

De la tabla 4.1:

- Capacidad total nominal a las condiciones de entrada : 70600 Btu/hr
- Capacidad sensible nominal a las condiciones de entrada : 56100 Btu/hr
- Caudal de aire : 1800 CFM
- Factor de corrección a la capacidad total : 0.92
- Factor de corrección a la capacidad sensible : 0.84

Cálculos:

- El flujo de masa de aire manejado por el equipo:  $m_e$

Aplicando lo referente a los componentes de la fórmula [4.2]

$$m_e = \frac{CFM \times 60}{v} = \frac{1800 \times 60}{13.65} = 7912.09 \text{ Lb / hr}$$

- Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador  $t_{ldb}$

Aplicando la fórmula [4.2], reemplazando datos y despejando:

$$t_{ldb} = 70 - \frac{0.84 \times 56100}{7912.09 \times 0.244} = 45.59^\circ F$$

- o Temperatura de bulbo húmedo a la salida del evaporador  $t_{twb}$

De la fórmula [4.4], de calor total, se calculó la entalpía de salida “ $h_l$ ”.

Despejando y remplazando datos se tiene:

$$h_l = 25.78 - \frac{0.92 \times 70600}{7912.09} = 17.57 \text{ Btu/lb}$$

Con  $h_l = 17.57 \text{ Btu/lb}$ , de la tabla 2.32, se obtiene:

$$t_{twb} = 44.84^\circ\text{F}$$

Luego las condiciones a la salida del evaporador son:

$$t_{tdb} = 45.59^\circ\text{F}, \quad t_{twb} = 44.84^\circ\text{F}$$

En forma análoga se calcularon las demás condiciones de salida, para otras condiciones de entrada, cuyos resultados se muestran en la tabla 4.4.

**Tabla 4.4**  
**Condiciones del aire a la salida del evaporador, aplicando los factores de corrección de capacidad sensible, para un caudal de 1800 CFM\***

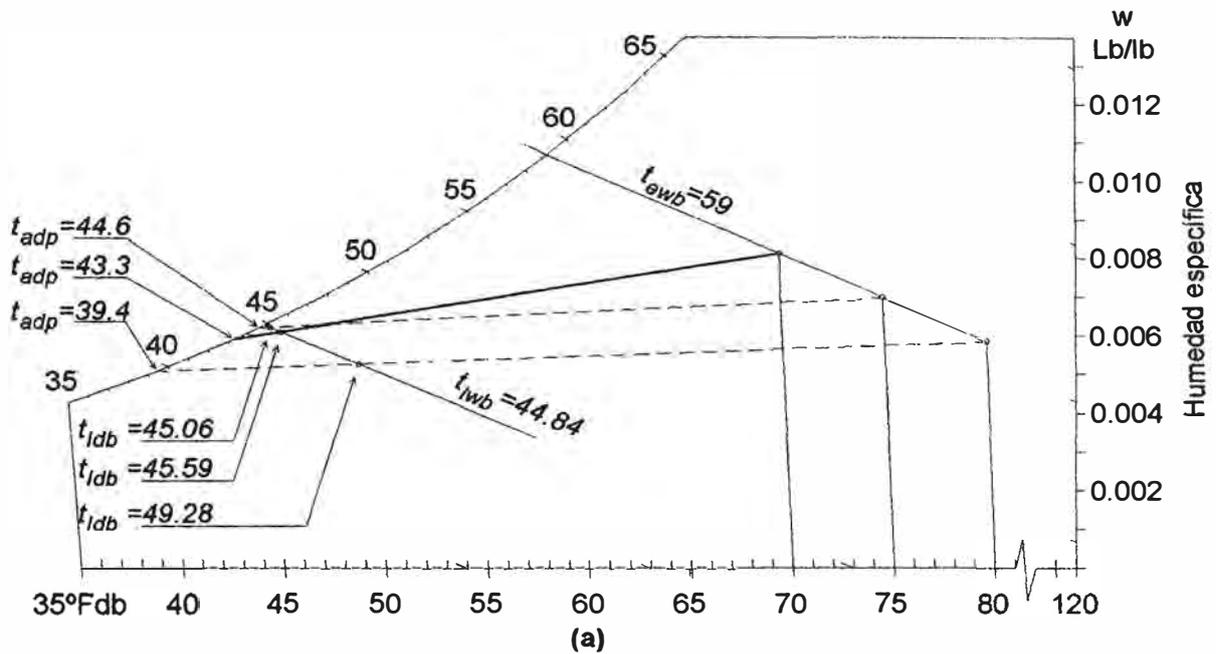
Temperatura bulbo húmedo de entrada al evaporador	Entalpía del aire a la entrada del evaporador	Flujo de masa de aire manejado por el equipo	Capacidad total nominal a 26000 CFM	Capacidad total corregida (FC = 0.92)	Entalpía del aire a la salida del evaporador	Temperatura bulbo húmedo a la salida del evaporador	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador								
							70°F			75°F			80°F		
							Capacidad Sensible nominal a 2600 CFM.	Capacidad Sensible corregida (FC = 0.84).	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Capacidad Sensible nominal a 2600 CFM.	Capacidad Sensible corregida (FC = 0.84).	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Capacidad Sensible nominal a 2600 CFM.	Capacidad Sensible corregida (FC = 0.84).	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador
$t_{evb}$	$h_e$	$m_e$	TH	TH	$h_l$	$t_{twb}$	SH	SH	$t_{tdb}$	SH	SH	$t_{tdb}$	SH	SH	$t_{tdb}$
°F	Btu/lb	Lb/hr	MBH	MBH	Btu/lb	°F	MBH	MBH	°F	MBH	MBH	°F	MBH	MBH	°F
59	25.78	7912.09	70.6	64.95	17.57	44.84	56.1	47.12	45.59	68.8	57.79	45.06	70.6	59.30	49.28
63	28.57	7912.09	76.5	70.38	19.67	48.85	46.1	38.72	49.94	58.8	49.39	49.42	71.5	60.06	48.89
67	31.62	7912.09	82.3	75.72	22.05	53.05	37.0	31.08	53.90	49.7	41.75	53.38	62.5	52.50	52.81**
71	34.95	7912.09	88.3	81.24	24.68	57.31				38.7	32.51	58.16	51.5	43.26	57.59

MBH: 1000 Btu/hr

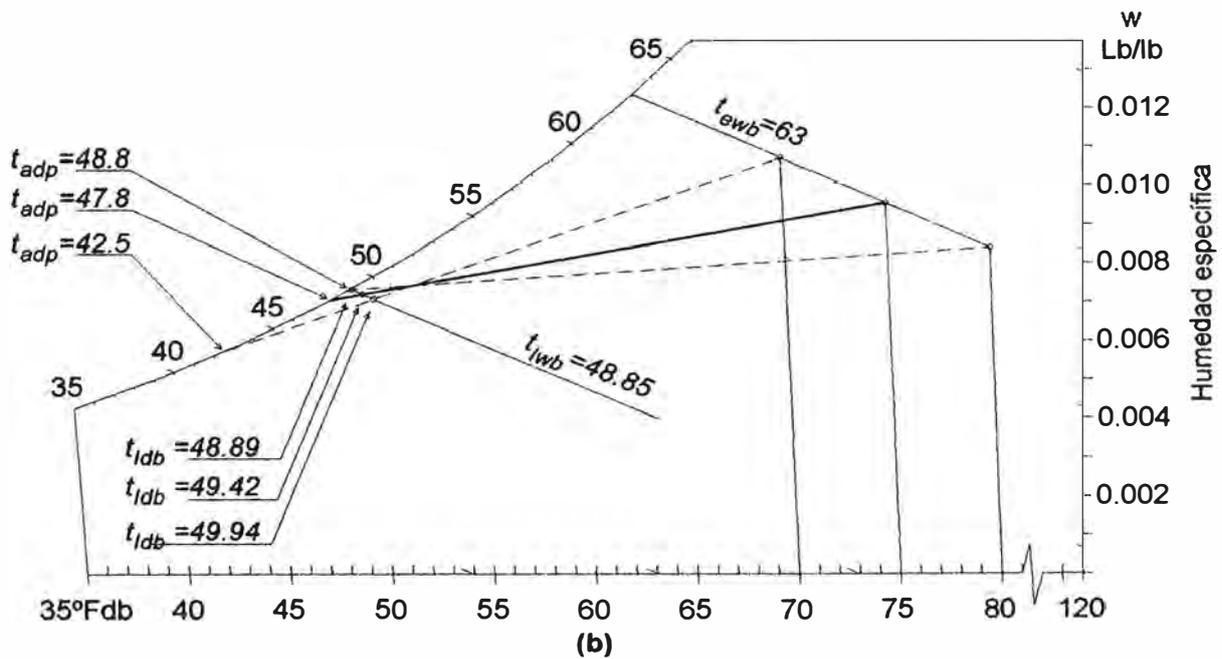
\* Temperatura exterior de bulbo seco: 85°F

\*\* Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador menor que la de bulbo húmedo, por cálculo con datos redondeados en miles de Btu/hr de las capacidades dadas por el fabricante, se toma =  $t_{twb} = 53.05^\circ\text{F}$

- b) Proceso en la carta psicrométrica:** con los datos de la tabla 4.4 se han trazado los procesos respectivos en la carta psicrométrica, ver gráficos. 4.4 y 4.5; a fin de verificar si estos procesos son posibles.



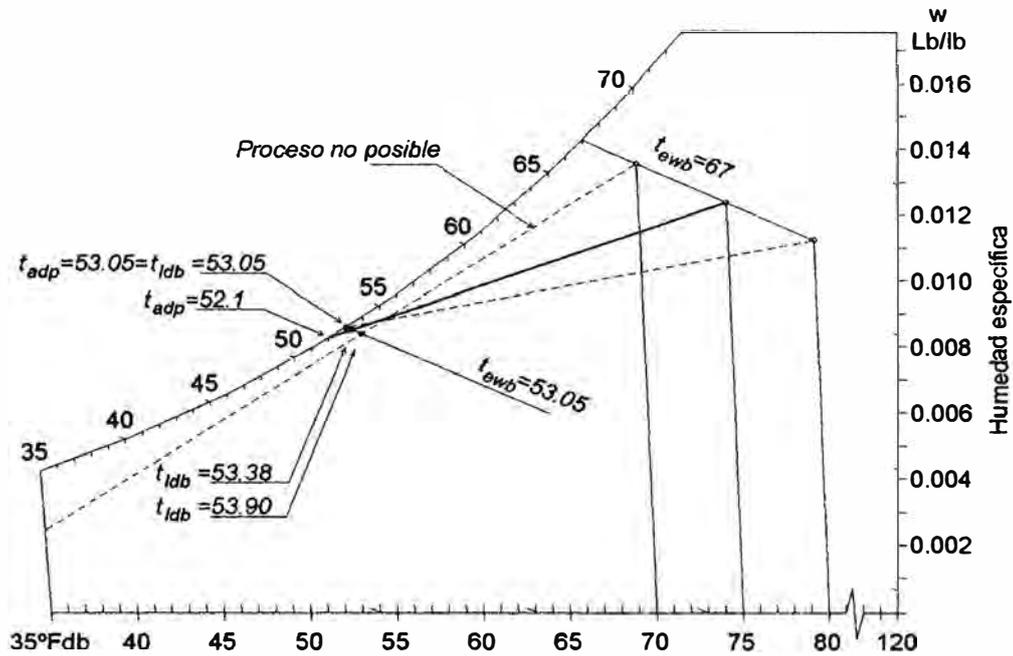
Temperatura de bulbo húmedo de entrada:  $t_{ewb} = 59^\circ F$



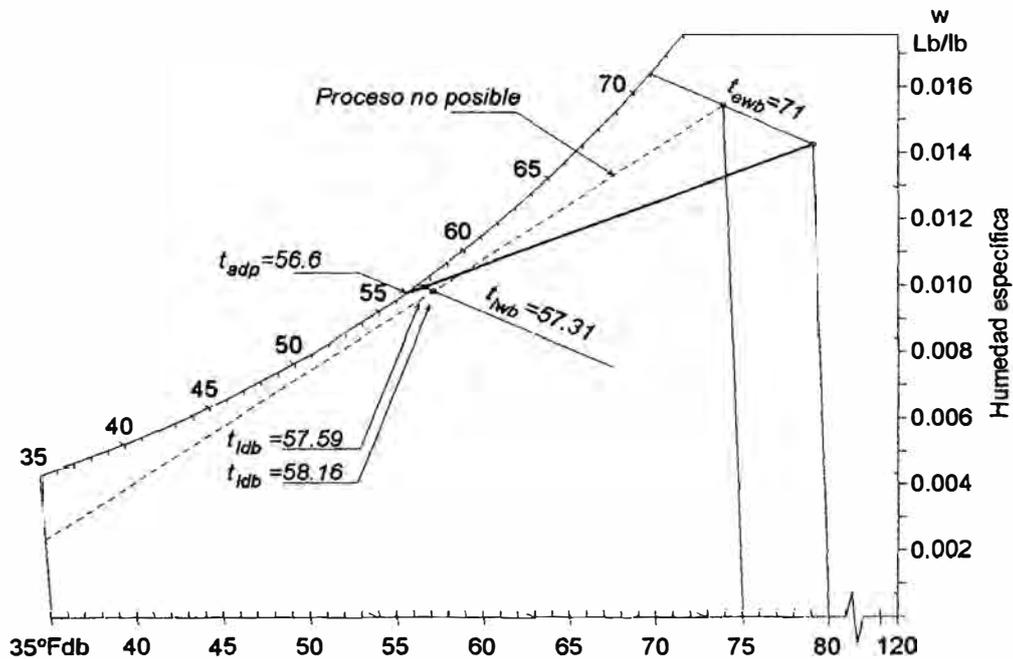
Temperatura de bulbo húmedo de entrada:  $t_{ewb} = 63^\circ F$

**Gráfico 4.4**  
**Procesos de aire acondicionado a 1800 CFM, con temperaturas de bulbo húmedo de entrada de: (a) 59°F y (b) 63°F**

Fuente: Tabla 4.4



(c)  
 Temperatura de bulbo húmedo  
 de entrada:  $t_{ewb} = 67^\circ F$



(d)  
 Temperatura de bulbo húmedo  
 de entrada:  $t_{ewb} = 71^\circ F$

**Gráfico 4.5**  
**Procesos de aire acondicionado a 1800 CFM, con temperaturas**  
**de bulbo húmedo de entrada de: (c)  $67^\circ F$  y (d)  $71^\circ F$**

Fuente: Tabla 4.4

En el gráfico 4.5 se puede apreciar los procesos no posibles por no cortar a la curva de saturación, por tanto quedaron eliminados.

- c) **Factor de bypass del serpentín evaporador (BF):** De los gráficos 4.4 y 4.5, se obtienen los datos de punto de rocío del serpentín evaporador (ADP) para cada proceso a fin de calcular el factor de bypass respectivo. Para el proceso en línea gruesa del gráfico 4.4a, se tiene:

Datos:

- Condiciones exteriores:
  - Temperatura de bulbo seco: 85°F
- Condiciones de entrada al evaporador:
  - Temperatura de bulbo seco ( $t_{edb}$ ) : 70°F
  - Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{ewb}$ ) : 59°F
- Condiciones de salida del evaporador:
  - Temperatura de bulbo seco ( $t_{ldb}$ ) : 45.59°F
  - Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{lwb}$ ) : 44.84°F
- Temperatura de rocío del evaporador ADP :  $t_{adp}$  : 43.3°F\*
- Factor de bypass:

Aplicando la fórmula [4.1], reemplazando datos se tiene:

$$BF = \frac{45.59 - 43.3}{70 - 43.3} = 0.09$$

De manera análoga se obtiene el factor de bypass para los otros procesos, los cuales se muestran tabulados en la tabla 4.5.

---

\* Para el proceso en línea gruesa de la figura 4.4a.

Con los factores de bypass calculados, se han descartado los procesos con factor de bypass fuera del rango [0.03-0.20]. Los procesos de aire acondicionado con trazo grueso de los gráficos 4.4 y 4.5, son procesos posibles y con factores de bypass dentro de los rangos, motivo por el cual se tomaron como base para la construcción de las líneas de capacidad sensible a 1800 CFM.

**Tabla 4.5**  
**Temperatura de rocío del evaporador y factor de bypass**  
**para procesos a 1800 CFM**

Temperatura bulbo húmedo de entrada al evaporador		Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador								
		70°F			75°F			80°F		
		Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Temperatura de rocío del evaporador	Factor de Bypass	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Temperatura de rocío del evaporador	Factor de Bypass	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Temperatura de rocío del evaporador	Factor de Bypass
$t_{ewb}$	$t_{hw}$	$t_{db}$	$t_{dp}$	BF	$t_{db}$	$t_{dp}$	BF	$t_{db}$	$t_{dp}$	BF
°F	°F	°F	°F		°F	°F		°F	°F	
59	44.84	45.59	43.3	0.09	45.06	44.6	0.02*	49.28	39.4	0.24*
63	48.85	49.94	42.5	0.27*	49.42	47.8	0.06	48.89	48.8	0.00*
67	53.05	53.90	-	-	53.38	52.1	0.06	53.05	53.05	0.00*
71	57.31	-	-	-	58.16	-	-	57.59	56.6	0.04

\* Procesos de aire acondicionado con Factores de bypass fuera del rango considerado de [0.03-0.20].

- d) **Líneas de capacidad sensible con igual temperatura de rocío del evaporador:** Tomando de base los procesos posibles (líneas gruesa ver gráficos 4.3 y 4.4), se trazan sobre la carta psicrométrica (ver gráficos 4.6 y 4.7), otros procesos manteniendo la misma temperatura de bulbo húmedo de entrada pero a diferente temperatura de bulbo seco de entrada, de esta manera gráficamente, se pueden obtener las condiciones de salida respectivas y así calcular las capacidades sensibles respectivas. En el gráfico 4.6a, el proceso base es el trazado con línea gruesa, con  $t_{adp} = 43.3^\circ\text{F}$ , la capacidad sensible para el proceso I, se calculó así:

Datos: Proceso I, ver figura 4.6a

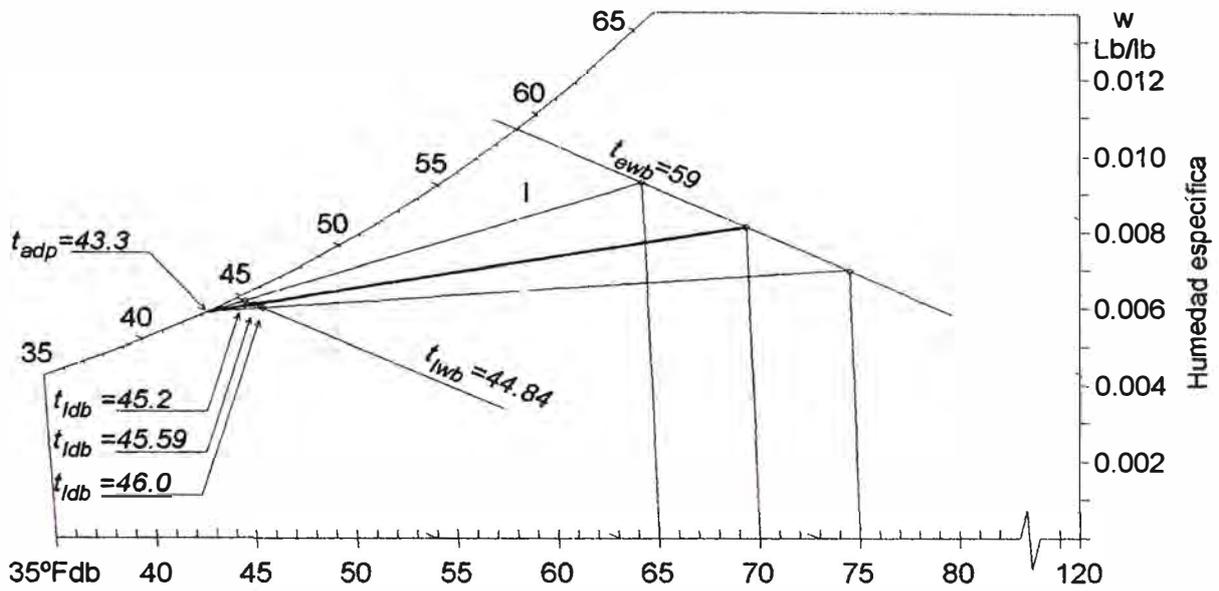
- Condiciones exteriores:
  - Temperatura de bulbo seco: 85°F
- Condiciones de entrada al evaporador:
  - Temperatura de bulbo seco ( $t_{edb}$ ) : 65°F  $\diamond$  18.3°C
  - Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{ewb}$ ) : 59°F  $\diamond$  15.0°C
- Caudal de aire : 1800 CFM
- Flujo de masa de aire : 7912.09 Lb/hr
- Temperatura de rocío del evaporador ADP :  $t_{adp}$  : 43.3°F
- Condiciones de salida del evaporador:
  - Temperatura de bulbo seco ( $t_{ldb}$ ) : 45.2°F
  - Temperatura de bulbo húmedo ( $t_{twb}$ ) : 44.84°F

Capacidad sensible:

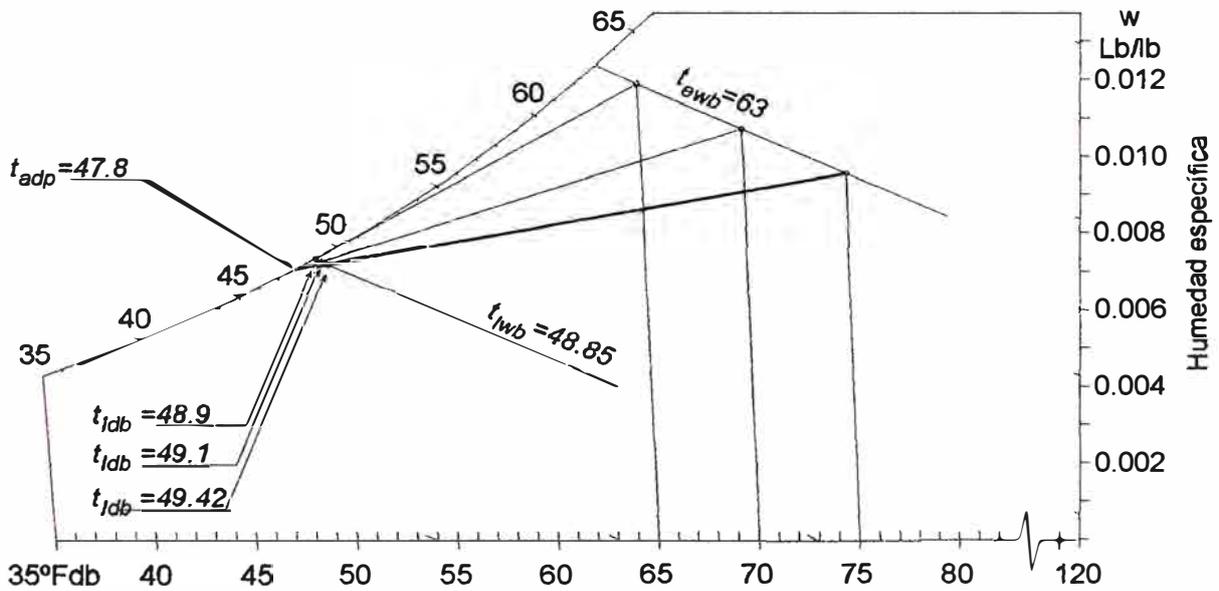
Aplicando la fórmula [4.2] de calor sensible, reemplazando datos:

$$SH = 7912.09 \times 0.244 \times (65 - 45.2) = 38224.9 \text{ Btu/hr} = 38.22 \text{ MBH}$$

En los gráficos 4.6 y 4.7, se muestran los procesos de aire acondicionado, para el caudal de 1800 CFM, para otras condiciones de entrada, siendo el proceso base el dibujado con línea gruesa. Con las condiciones del aire a la salida del evaporador obtenidos gráficamente y las respectivas condiciones de entrada y caudal de aire, se ha calculado la capacidad sensible, aplicando la fórmula [4.2], cuyos resultados se encuentran tabulados en la tabla 4.6.



(a): Temperatura de bulbo húmedo de entrada:  $t_{ewb} = 59^\circ F$



(b): Temperatura de bulbo húmedo de entrada:  $t_{ewb} = 63^\circ F$

**Gráfico 4.6**

**Proceso posible del equipo de aire acondicionado\* a 1800 CFM, con temperatura de bulbo húmedo de entrada: (a) 59°F y (b) 63°F**

\* Temperatura exterior de bulbo seco: 85°F



**Tabla 4.6**  
**Capacidad sensible a 1800 CFM\***

Temperatura bulbo húmedo de entrada al evaporador	Flujo de masa de aire manejado por el equipo	Temperatura bulbo húmedo a la salida del evaporador	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador ( $t_{edb}$ )					
			65°F		70°F		75°F	
			Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)
$t_{ewb}$ °F	$m_e$ Lb/hr	$t_{lwb}$ °F	$t_{ldb}$ °F	SH MBH	$t_{ldb}$ °F	SH MBH	$t_{ldb}$ °F	SH MBH
59	7912.09	44.84	45.2	38.22	45.59	47.12	46.0	55.99
63	7912.09	48.85	48.9	31.08	49.1	40.35	49.42	49.38
67	7912.09	53.05			53.1	32.63	53.38	41.74
71	7912.09	57.31					57.4	33.98

\* Temperatura de bulbo seco exterior: 85°F

De manera análoga se calculó la capacidad sensible para otros caudales de aire y temperatura de bulbo seco exterior, los cuales se muestran en la tabla 4.7.

### 4.2.3 TABLAS DE PERFORMANCE

En la tabla 4.8, se tienen la performance del equipo de aire acondicionado a diferente caudal de aire, para temperatura exterior de bulbo seco de entrada al condensador de 85°F y 95°F, para lo cual se extrajeron los valores de la capacidad total (tabla 4.3) y capacidad sensible (tabla 4.7). Las líneas de performance con temperatura exterior de ingreso al condensador de 86°F, se muestran en la tabla 4.9, cuyos datos son producto de la interpolación en la tabla 4.8 de temperatura exterior 85°F y 95°F.

En la tabla 4.9, se muestra la performance del equipo a las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire al ingreso del evaporador.

**Tabla 4.7**  
**Capacidad sensible a diferente caudal de aire**

Temperatura exterior de bulbo seco de entrada al condensador.	Caudal de aire manejado por el equipo.	Flujo de masa de aire manejado por el equipo	Temperatura bulbo húmedo a la entrada del evaporador	Temperatura bulbo húmedo a la salida del evaporador	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador ( $t_{edb}$ )						
					65°F		70°F		75°F		
					Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	
					$t_{ldb}$	SH	$t_{ldb}$	SH	$t_{ldb}$	SH	
°F	CFM	Lb/hr	°F	°F	°F	MBH	°F	MBH	°F	MBH	
85	1800	7912.09	59	44.84	45.2	38.22	45.6	47.11	46.0	55.99	
			63	48.85	48.9	31.08	49.1	40.35	49.4	49.42	
			67	53.05			53.1	32.63	53.4	41.70	
			71	57.31					57.4	33.98	
	2000	8791.21	59	46.14	46.5	39.68	47.0	49.34	47.5	58.99	
			63	50.16	50.2	31.75	50.5	41.83	50.9	51.70	
			67	54.33			54.4	33.46	54.6	43.76	
			71	58.59					58.7	34.96	
	2200	9670.33	59	47.17	47.6	41.06	48.1	51.67	48.6	62.29	
			63	51.22	51.3	32.33	51.7	43.18	52.1	54.03	
			67	55.37			55.4	34.45	55.6	45.78	
			71	59.59					59.7	36.10	
	2400	10549.45	59	48.02	48.5	42.47	49.1	53.80	49.6	65.38	
			63	52.03	52.1	33.21	52.6	44.79	53.1	56.37	
			67	56.20			56.3	35.26	56.5	47.62	
			71	60.41					60.5	37.32	
	2600	11405.49	59	48.70	49.3	43.69	49.8	56.1	50.3	68.8	
		11486.49	63	52.80	52.9	33.91	53.6	46.1	54.0	58.8	
		11430.56	67	56.90			56.7	37	57.2	49.7	
		11423.03	71	61.10					61.1	38.7	
	95	1800	7912.09	59	45.54	45.8	37.07	46.2	45.95	46.7	54.63
				63	49.52	49.5	29.92	49.7	39.19	50.1	48.07
				67	53.65			53.7	31.47	54.0	40.54
				71	57.82					57.9	33.01
2000		8791.21	59	46.77	47.0	38.61	47.6	48.05	48.0	57.92	
			63	50.75	50.8	30.46	51.1	40.54	51.5	50.41	
			67	54.88			55.0	32.18	55.2	42.47	
			71	59.10					59.2	33.89	
2200		9670.33	59	47.76	48.1	39.88	48.7	50.26	49.3	60.64	
			63	51.73	51.8	31.15	52.2	42.00	52.7	52.62	
			67	55.87			55.9	33.27	56.2	44.36	
			71	60.03					60.1	35.16	
2400		10549.45	59	48.56	49.0	41.19	49.6	52.51	50.1	64.09	
			63	52.53	52.6	31.92	53.1	43.50	53.6	55.09	
			67	56.66			56.8	33.98	57.0	46.33	
			71	60.84					61.0	36.04	
2600		11402.03	59	49.20	49.8	42.46	50.4	54.6	50.8	67.4	
		11415.24	63	53.20	53.3	32.72	54.0	44.6	54.4	57.3	
		11395.68	67	57.30			57.4	35.5	57.6	48.3	
		11422.82	71	61.50					61.6	37.3	

**Tabla 4.8**  
**Performance del equipo de aire acondicionado**  
**a diferente caudal de aire**

Temperatura exterior de bulbo seco de entrada al condensador.	Caudal de aire manejado por el equipo.	Capacidad total 1000 Btu/hr (MBH)	Potencia eléctrica. EP kW	Temperatura bulbo húmedo a la entrada del evaporador	Temperatura bulbo húmedo a la salida del evaporador	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador ( $t_{edb}$ )						
						65°F		70°F		75°F		
						Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada 1000 Btu/hr (MBH)	
						$t_{ldb}$	SH	$t_{ldb}$	SH	$t_{ldb}$	SH	
°F	CFM	MBH	kW	°F	°F	°F	MBH	°F	MBH	°F	MBH	
85	1800	64.95	5.78	59	44.84	45.2	38.22	45.6	47.11	46.0	55.99	
		70.38	5.98	63	48.85	48.9	31.08	49.1	40.35	49.4	49.42	
		75.72	6.17	67	53.05			53.1	32.63	53.4	41.70	
		81.24	6.37	71	57.31					57.4	33.98	
	2000	66.36	5.78	59	46.14	46.5	39.68	47.0	49.34	47.5	58.99	
		71.91	5.98	63	50.16	50.2	31.75	50.5	41.83	50.9	51.70	
		77.36	6.17	67	54.33			54.4	33.46	54.6	43.76	
		83.00	6.37	71	58.59					58.7	34.96	
	2200	67.78	5.84	59	47.17	47.6	41.06	48.1	51.67	48.6	62.29	
		73.44	6.04	63	51.22	51.3	32.33	51.7	43.18	52.1	54.03	
		79.01	6.24	67	55.37			55.4	34.45	55.6	45.78	
		84.77	6.44	71	59.59					59.7	36.10	
	2400	69.19	5.84	59	48.02	48.5	42.47	49.1	53.80	49.6	65.38	
		74.97	6.04	63	52.03	52.1	33.21	52.6	44.79	53.1	56.37	
		80.65	6.24	67	56.20			56.3	35.26	56.5	47.62	
		86.53	6.44	71	60.41					60.5	37.32	
	2600	70.60	5.90	59	48.70	49.3	43.69	49.8	56.1	50.3	68.8	
		76.50	6.10	63	52.80	52.9	33.91	53.6	46.1	54.0	58.8	
		82.30	6.30	67	56.90			56.7	37.0	57.2	49.7	
		88.30	6.50	71	61.10					61.1	38.7	
	95	1800	62.10	6.27	59	45.54	45.8	37.07	46.2	45.95	46.7	54.63
			67.53	6.47	63	49.52	49.5	29.92	49.7	39.19	50.1	48.07
			72.86	6.66	67	53.65			53.7	31.47	54.0	40.54
			78.29	6.76	71	57.82					57.9	33.01
2000		63.45	6.27	59	46.77	47.0	38.61	47.6	48.05	48.0	57.92	
		69.00	6.47	63	50.75	50.8	30.46	51.1	40.54	51.5	50.41	
		74.45	6.66	67	54.88			55.0	32.18	55.2	42.47	
		79.99	6.76	71	59.10					59.2	33.89	
2200		64.80	6.34	59	47.76	48.1	39.88	48.7	50.26	49.3	60.64	
		70.46	6.53	63	51.73	51.8	31.15	52.2	42.00	52.7	52.62	
		76.03	6.73	67	55.87			55.9	33.27	56.2	44.36	
		81.70	6.83	71	60.03					60.1	35.16	
2400		66.15	6.34	59	48.56	49.0	41.19	49.6	52.51	50.1	64.09	
		71.93	6.53	63	52.53	52.6	31.92	53.1	43.50	53.6	55.09	
		77.62	6.73	67	56.66			56.8	33.98	57.0	46.33	
		83.40	6.83	71	60.84					61.0	36.04	
2600		67.50	6.40	59	49.20	49.8	42.46	50.4	54.6	50.8	67.4	
		73.40	6.60	63	53.20	53.3	32.72	54.0	44.6	54.4	57.3	
		79.20	6.80	67	57.30			57.4	35.5	57.6	48.3	
		85.10	6.90	71	61.50					61.6	37.3	

Fuente: Tabla 4.3 y tabla 4.7

**Tabla 4.9**  
**Performance del equipo de aire acondicionado a 86°F de temperatura exterior, a diferente caudal de aire, para el proyecto**

Temperatura exterior de bulbo seco de entrada al condensador.	Caudal de aire manejado por el equipo.	Capacidad total TH. 1000 Btu/hr (MBH)	Potencia eléctrica. EP kW	Temperatura bulbo húmedo a la entrada del evaporador	Temperatura bulbo húmedo a la salida del evaporador	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador ( $t_{eab}$ )					
						65°F		70°F		75°F	
						Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada SH. 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada SH. 1000 Btu/hr (MBH)	Temperatura de bulbo seco a la salida del evaporador	Cap. Sensible calculada SH. 1000 Btu/hr (MBH)
$t_{oab}$	pie <sup>3</sup> /min	TH	EP	$t_{evb}$	$t_{svb}$	$t_{iab}$	SH	$t_{iab}$	SH	$t_{iab}$	SH
°F	CFM	MBH	kW	°F	°F	°F	MBH	°F	MBH	°F	MBH
86	1800	64.67	5.83	59	44.9	45.3	38.11	45.7	46.99	46.1	55.85
		70.10	6.03	63	48.9	49.0	30.96	49.2	40.23	49.5	49.29
		75.43	6.22	67	53.1			53.2	32.51	53.5	41.58
		80.95	6.41	71	57.4					57.5	33.88
	2000	66.07	5.83	59	46.2	46.6	39.57	47.1	49.21	47.6	58.88
		71.62	6.03	63	50.2	50.3	31.62	50.6	41.70	51.0	51.57
		77.07	6.22	67	54.4			54.5	33.33	54.7	43.63
		82.70	6.41	71	58.6					58.8	34.85
	2200	67.48	5.89	59	47.2	47.7	40.94	48.2	51.53	48.7	62.13
		73.14	6.09	63	51.3	51.4	32.21	51.8	43.06	52.2	53.89
		78.71	6.29	67	55.4			55.5	34.33	55.7	45.64
		84.46	6.47	71	59.6					59.7	36.01
	2400	68.89	5.89	59	48.1	48.6	42.34	49.2	53.67	49.7	65.26
		74.67	6.09	63	52.1	52.2	33.08	52.7	44.66	53.2	56.24
		80.35	6.29	67	56.2			56.4	35.13	56.6	47.49
		86.22	6.47	71	60.5					60.6	37.19
	2600	70.29	5.95	59	48.8	49.4	43.57	49.9	55.95	50.4	68.66
		76.19	6.15	63	52.8	52.9	33.79	53.6	45.95	54.0	58.65
		81.99	6.35	67	56.9			56.8	36.85	57.2	49.56
		87.98	6.54	71	61.1					61.2	38.56

Fuente: Tabla 4.8

#### 4.2.4 CAUDALES DE AIRE DE TRABAJO

Son los caudales de aire: el total manejado por el equipo y el de inyección, que permiten acondicionar el local a las condiciones interiores de diseño. Para calcular estos caudales, se tuvo que realizar varias combinaciones de ambos y se utilizó la performance del equipo para el proyecto (ver tabla 4.9). Los caudales de aire fueron tomados con los siguientes criterios:

- a) **Caudal de aire inyectado:** Para la sala de operaciones, se tuvo en cuenta dos recomendaciones: el de la ASHRAE, el cual dice que el caudal mínimo es de 736 CFM y el estudio de la Cambridge Filter, que dice que el caudal mínimo es de 1104 CFM (ver capítulo 2 parte 2.2.3.5). Se tomó como valor máximo, aproximadamente el caudal promedio de estas dos recomendaciones. Por otro lado, el caudal calculado en el estudio psicrométrico, es de 775 CFM (ver capítulo 2 parte 2.3.2), luego el caudal necesario debe estar alrededor de estos valores. Por consiguiente, se realizaron las combinaciones desde 750 CFM a 900 CFM, con variaciones de 50 CFM.
- b) **Caudal de aire total manejado por el equipo:** El equipo seleccionado puede manejar entre 1800 y 3400 CFM. (ver tabla 4.1). Se realizaron las combinaciones con caudales de aire total desde el mínimo hasta el nominal (1800 CFM y 2600 CFM respectivamente), con variaciones de 400 CFM, puesto que para caudales por encima del nominal, sólo se usa en aplicaciones de ambientes con alto factor de carga sensible.

Para hallar los caudales de aire de trabajo que cumplan con acondicionar el ambiente a las condiciones de diseño, se tomaron todas las alternativas posibles

dentro de los rangos mencionados siguiendo el procedimiento iterativo de aproximación\*

- Se asumió, que la combinación de caudales de aire es la adecuada y se logra adquirir las condiciones de diseño en el local acondicionado, puesto que el caudal o volumen de aire, puede ser ligeramente variable en cada punto por haber cambios de temperatura; se optó por trabajar con flujos máscicos.
- Partiendo de las condiciones de diseño en el ambiente acondicionado (punto “*rp*”, ver gráfico.4.9) y con las cargas térmicas del local, vistas en capítulo 2, se calcularon las condiciones del caudal de aire inyectado a la salida en los difusores de aire acondicionado (punto “*d*”, ver gráfico 4.9), trazándose dicho proceso en la carta psicrométrica.
- Se trazó una recta horizontal desde el punto “*d*”, la cual cortó a la curva de saturación en el punto “*l*”. El tramo “*l-d*” es un proceso sensible, luego es horizontal, el cual comprende desde la salida del evaporador, hasta la salida en los difusores.
- Se asumió que el punto “*l*”, representa las condiciones del aire a la salida del serpentín evaporador, luego con las cargas sensible suplementarias (motor más ventilador vistas en capítulo 2, parte 2.2.3.6), se halló el punto “*v*” en la recta “*l-d*”, el cual nos representa las condiciones del aire a la salida del ventilador centrífugo.
- Se trazó en la carta psicrométrica la recta “*v-o*”, siendo “*o*” el punto que nos representa las condiciones del aire exterior y se ubica el punto “*e*”, en esta recta, el cual nos representa las condiciones del caudal de aire de entrada al

---

\* Aporte del autor.

serpentín evaporador (mezcla entre el aire exterior y el recirculado). La temperatura de bulbo seco de mezcla, se obtiene aplicando la expresión de mezcla de aire, fórmula [2.22].

- Con las condiciones de entrada en el punto “e” y el caudal total manejado por el equipo, se calcularon las capacidades total y sensible, usando la performance del equipo para el proyecto tabla 4.9, y las condiciones a la salida del serpentín evaporador “l’”, luego se siguió el mismo procedimiento hasta que las condiciones de salida asumidas y calculadas sean similares.
- Con las condiciones de salida convergidas se calcula y traza el proceso en la carta psicrométrica hacia adelante, por el lado del caudal de aire inyectado y se hallan las condiciones finales del ambiente acondicionado, para analizar si cumple con las condiciones de diseño.

### **Ejemplo de cálculo:**

Se realizó el cálculo de las condiciones finales en el ambiente acondicionado, para una combinación de caudal de inyección y el total manejado por el equipo siguiendo el procedimiento de aproximación mencionado. Así se tiene:

Datos:

- Caudal de aire del equipo : 1800 CFM  $\diamond$  849,47 l/s
- Caudal de aire de inyección : 850 CFM  $\diamond$  401.14 l/s
- Caída de presión estática : 1.94” de c. a, ver tabla 4.1

De la tabla 2.30, se extrae lo siguiente:

- Carga sensible del local : 15809.21 Btu/hr
- Carga latente del local : 3241.35 Btu/hr

- Carga sensible por ductos : 1021.14 Btu/hr

Carga sensible por ventilador: Para una altura manométrica total de 2" de c.a., es de 647.40 Btu/hr. Para la presión real que puede vencer el ventilador de impulsión del evaporador del equipo de 1.94" de c.a., realizando el mismo procedimiento visto en la parte 2.2.3.6.a, la carga sensible estimada por ventilador de impulsión es de: 617.3 Btu/hr.

Luego:

- Carga sensible por ventilador : 617.3 Btu/hr.

Carga sensible por motor: Para el equipo especial 100% aire exterior, es de 1820 Btu/hr. Para el equipo seleccionado, de la performance del ventilador centrífugo, con serpentín evaporador húmedo (grafico 3.4) la potencia al eje del motor del ventilador centrífugo, para 1800 CFM y 1.94" de c.a., es: 993 W  $\Leftrightarrow$  3388.1 Btu/hr.

Luego:

- Carga sensible por motor: 3388.1 Btu/hr

Condiciones interiores: Del capítulo 2, parte 2.2.3

Temperatura interior de bulbo seco ( $t_{rdb}$ ) : 74°F  $\Leftrightarrow$  23,3°C

Humedad relativa : 50%

Humedad específica : 0.00898\* Lb/lb

Condiciones exteriores: Del capítulo 2, parte 2.2.3

Temperatura exterior de bulbo seco ( $t_{odb}$ ) : 86°F  $\Leftrightarrow$  30°C

Temperatura exterior de bulbo húmedo ( $t_{owb}$ ) : 77°F  $\Leftrightarrow$  25°C

---

\* De la carta psicrométrica ver anexo 1 a las condiciones interiores.

El esquema básico del sistema de recirculación de aire en el evaporador del equipo de aire acondicionado, se muestra en la figura 4.2. Se procedió al cálculo de las condiciones del aire en cada punto, empezando desde las condiciones de diseño en el local, utilizando la performance del equipo para el proyecto, luego se chequeó si las condiciones finales en el ambiente acondicionado son de acuerdo a lo diseñado, así se tiene:

**1.- Cálculo de flujos de masa de los caudales de aire:** Con los caudales de aire tomados, se calculó el flujo de masa utilizando las expresiones adjuntas de la fórmula [4.2] y usando la nomenclatura de la figura 4.2.

- Flujo de masa de inyección al local ( $\dot{m}_d$ )

Tomando el volumen específico del aire a las condiciones de entrada en promedio para los procesos de aire acondicionado:  $v = 13.65 \text{ pies}^3 / \text{lb}$ , se tiene:

$$m_d = \frac{850}{13.65} \times 60 = 3736.26 \text{ Lb} / \text{hr}$$

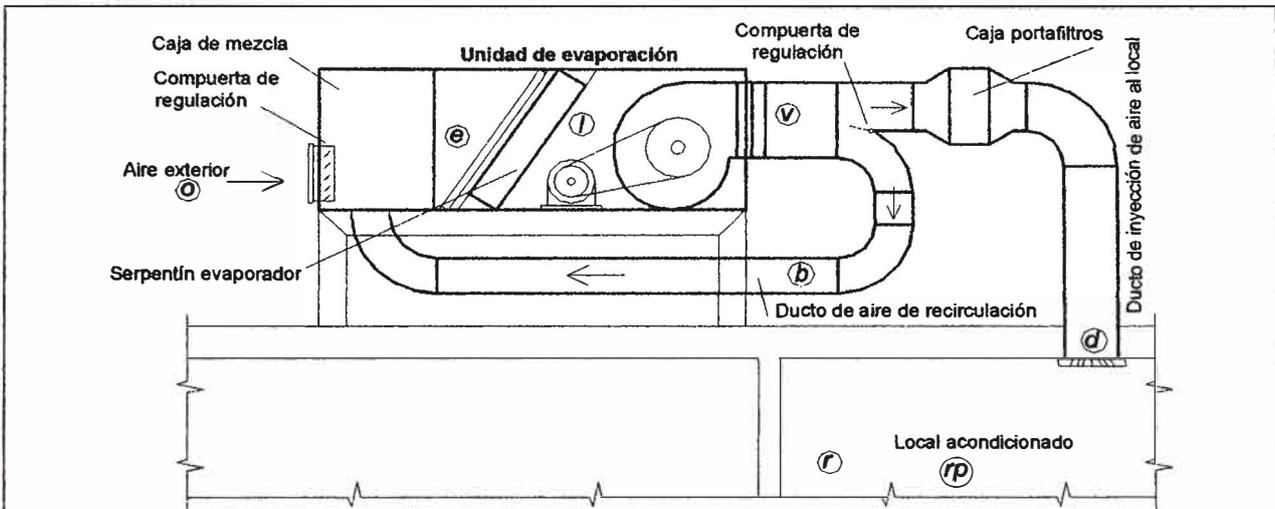
$$m_d = 3736.26 \text{ Lb} / \text{hr}$$

- Flujo de masa de aire exterior ( $m_o$ )

El flujo de masa de aire exterior es igual al flujo de masa de aire inyectado por ley de conservación de la materia, luego:

$$m_o = m_d = 3736.26 \text{ Lb} / \text{hr}$$

- Flujo de masa de aire manejado por el equipo ( $\dot{m}_e$ )



Para el esquema:

- $\dot{m}_n$  : Flujo de masa de aire en el punto ( $n$ )  
 $t_{ndb}$  : Temperatura de bulbo seco en el punto ( $n$ )  
 $t_{mwb}$  : Temperatura de bulbo húmedo en el punto ( $n$ )  
 $h_n$  : Entalpía en el punto ( $n$ )  
 $w_n$  : Humedad específica en el punto ( $n$ )

Siendo los puntos:

- $o$  : Aire exterior  
 $e$  : Mezcla de aire exterior con aire recirculado  
 $b$  : Aire recirculado  
 $l$  : Aire a la salida del evaporador  
 $d$  : Aire impulsado al local  
 $v$  : Aire a la salida del moto ventilador  
 $r$  : condiciones del local  
 $rp$  : Condiciones interiores del proyecto

**Fig. 4.2**  
**Esquema de un caudal de aire de recirculación en equipo de aire acondicionado estándar**

$$m_e = \frac{1800}{13.65} \times 60 = 7912.09 \text{ Lb/hr}$$

$$m_e = 7912.09 \text{ Lb/hr}$$

- Flujo de masa de aire de recirculación ( $\dot{m}_b$ )

$$m_b = m_e - m_d = 7912.09 - 3736.26 = 4175.83 \text{ Lb/hr}$$

$$m_b = 4175.83 \text{ Lb/hr}$$

**2.- Condiciones del aire en la salida de los difusores:** Se calcularon las condiciones del aire a la descarga (salida en los difusores de aire acondicionado) punto (d), ver gráfico 4.9, de la siguiente manera:

- Temperatura de bulbo seco del aire a la descarga en el local ( $t_{ddb}$ )

El tramo (d-rp) es un proceso de ganancia sensible y latente del local. La temperatura de bulbo seco ( $t_{ddb}$ ), se calcula, de formula [4.2]:

Reemplazando datos y despejando se tiene:

$$t_{ddb} = 74 - \frac{15,809.21}{3,736.26 \times 0.244} = 56.7^\circ F$$

$$t_{ddb} = 56.7^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo del aire a la descarga en el local ( $t_{dwb}$ ):

Siendo el factor de calor sensible del local  $RSH^* = 0.83$ , el proceso (d-rp), se traza desde el punto conocido (rp), con una paralela a dicha pendiente, el cual corta a la línea de temperatura de bulbo seco,  $t_{ddb} = 56.7^\circ F$  en el punto (d), ver gráfico 4.9, siendo la temperatura de bulbo húmedo =

$$t_{dwb} = 53.6^\circ F$$

---

\* Aplicando fórmula [2.14] a las cargas del local: Sensible 15809.21 Btu/hr y latente: 3241.35 Btu/hr

**3.- Condiciones asumidas del aire a la salida del evaporador:** Trazando una recta horizontal desde el punto (*d*) hasta cortar la curva de saturación, se asumió que las condiciones de salida sean el punto de intersección de la recta mencionada con la curva de saturación, el cual se llamó (*l*). Luego de la carta psicrométrica (ver gráfico 4.9 y anexo 1), las condiciones de salida asumidas, son:

$$t_{ldb} = t_{lwb} = 51.3^\circ F$$

**4.- Condiciones del aire a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{vdb}$ ):** El punto (*v*) se encuentra sobre la recta (*l-d*), luego:

- Temperatura de bulbo seco a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{vdb}$ ): Se calculó aplicando la fórmula [4.2], en la cual reemplazando datos y despejando, se tiene:

$$t_{vdb} = 51.3 + \frac{3388.1 + 617.3}{7912.09 \times 0.244} = 53.4^\circ F$$

$$t_{vdb} = 53.4^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{vwb}$ ):

Del gráfico 4.9:

$$t_{vwb} = 52.21^\circ F$$

**5.- Condiciones de entrada al serpentín evaporador:** En el punto (*v*) el caudal total de aire se divide en dos: una parte va hacia el local acondicionado (caudal de inyección) y el otro recircula mezclándose con el aire exterior, para ingresar al serpentín evaporador, punto (*e*). Luego las condiciones de entrada al serpentín, son las condiciones de la mezcla de los caudales mencionados.

- Temperatura de bulbo seco de mezcla a la entrada del evaporador ( $t_{edb}$ )

Se calculó de la expresión de mezcla de aire, fórmula [2.22], la cual para este caso, quedó así:

$$t_{edb} = \frac{\dot{m}_o \times t_{odb} + \dot{m}_b \times t_{bdb}}{\dot{m}_e}$$

de la figura. 4.2, siendo:  $t_{vdb} = t_{bdb}$

entonces reemplazando datos, se tiene:

$$t_{edb} = \frac{3736.26 \times 86 + 4175.83 \times 53.4}{7912.09} = 68.79^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo de la mezcla de aire a la entrada del evaporador ( $t_{ewb}$ ).

Del gráfico 4.9, trazando la línea ( $v-o$ ), que representan los estados iniciales de los flujos de aire antes de la mezcla y, con la temperatura de bulbo seco de mezcla se obtiene:

$$t_{ewb} = 65.5^\circ F$$

Luego las condiciones de entrada, son:

$$t_{edb} = 68.79^\circ F, \quad t_{ewb} = 65.5^\circ F$$

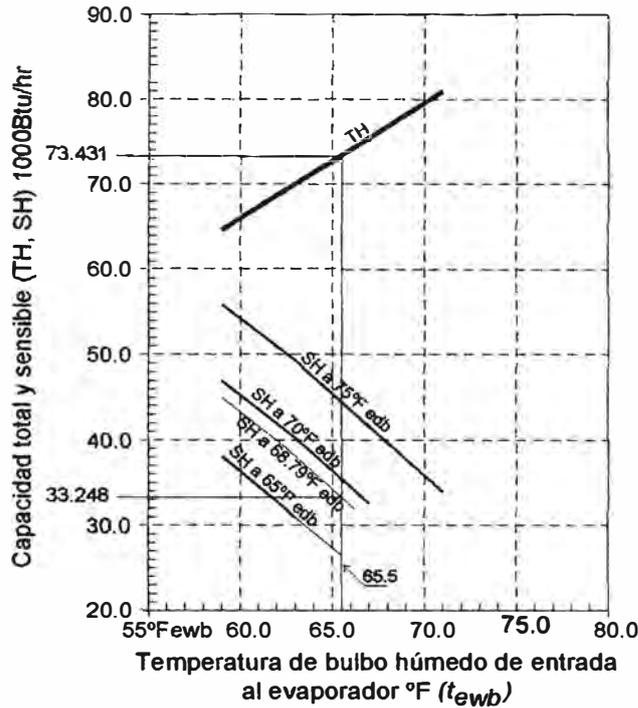
**6.- Performance del equipo:** Con las condiciones de entrada y la performance del equipo para el proyecto (tabla 4.9), se obtienen las capacidades sensible y total para calcular las condiciones a la salida del serpentín evaporador.

- Capacidad sensible del equipo (SH)

La capacidad sensible del equipo, a las condiciones de la mezcla de aire a la entrada al evaporador y temperatura de bulbo seco exterior de 86°F, se halla de la tabla 4.9, cuyos valores se han trazado en el gráfico 4.8.

Del gráfico 4.8, para  $t_{edb} = 68.79^\circ F$  y  $t_{ewb} = 65.5^\circ F$ , interpolando las líneas, la capacidad sensible total del equipo es:

$$SH = 33248 \text{ Btu/hr}$$



**Gráfico 4.8**  
**Performance a 1800 CFM y**  
**86°F de temperatura exterior**

Fuente: Tabla 4.9

- Capacidad total del equipo (TH)

Del gráfico 4.8 para  $t_{ewb} = 65.5^\circ F$ , se tiene:

$$TH = 73431 \text{ Btu/hr}$$

**7.- Condiciones calculadas del aire a la salida del evaporador:** Con las capacidades del equipo halladas se calcularon las condiciones de salida, ( $l'$ ) para poderlas comparar con las asumidas ( $l$ ).

- Temperatura de bulbo seco del aire a la salida del evaporador ( $t'_{db}$ )

De la expresión de calor sensible, fórmula [4.2], se tiene:

$$t_{l'db} = 68.79 - \frac{33248}{7912.09 \times 0.244} = 51.57^\circ F$$

$$t_{l'db} = 51.57^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador ( $t_{l'wb}$ )

Se calcula indirectamente a través de la entalpía de salida del equipo. Con la entalpía de ingreso del aire al evaporador  $h_e = 30.45 \text{ Btu/lb}$  (entrando con  $t_{ewb} = 65.5^\circ F$ , en tabla 2.32) y de la expresión de capacidad total, fórmula [4.14], se obtiene la entalpía a la salida:

$$h_p = 30.45 - \frac{73431}{7912.09} = 21.17 \text{ Btu/lb}$$

De la tabla 2.32, para  $h_p = 21.17 \text{ Btu/lb}$ , se obtiene:  $t_{l'wb} = 51.54^\circ F$

Luego las condiciones calculadas a la salida del evaporador, son:

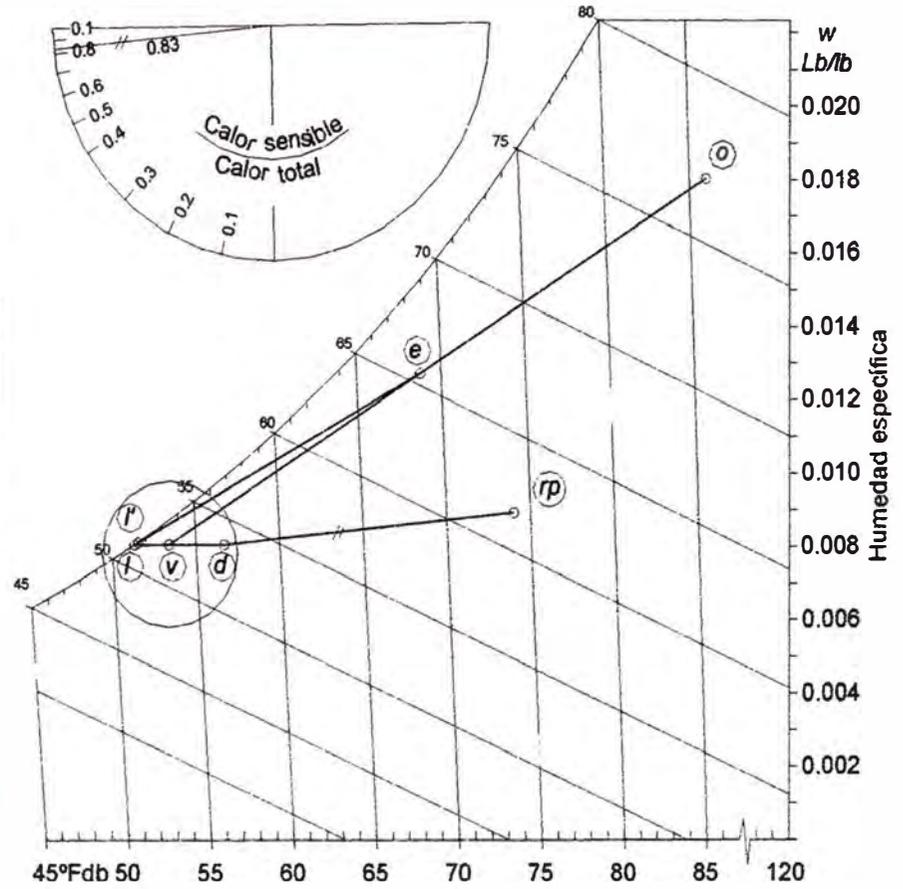
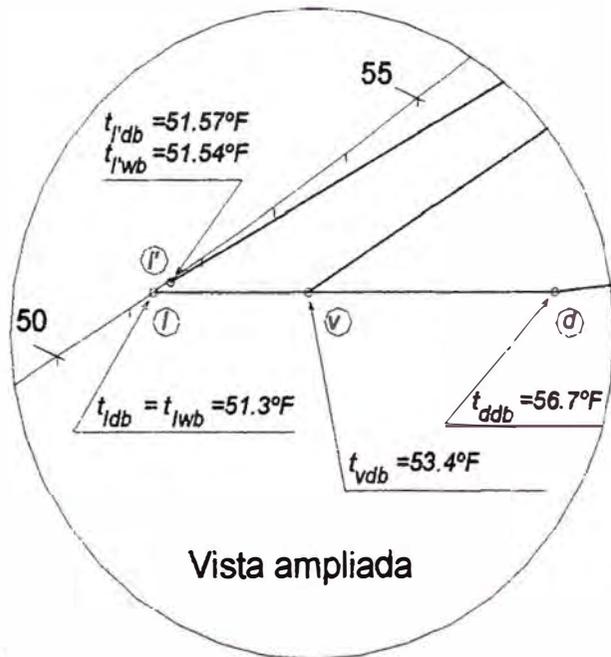
$$t_{l'db} = 51.57^\circ F, t_{l'wb} = 51.54^\circ F$$

En la tabla 4.10 se muestran los resultados de la primera iteración y en el gráfico 4.9, se observa el respectivo proceso.

**Tabla 4.10**  
**Resultados de la primera iteración, para el cálculo de las condiciones a la salida del evaporador**

Condiciones a la salida del serpentín: asumidas		Temperatura de bulbo seco a la salida del ventilador. °F	Condiciones a la entrada del serpentín		Capacidad y condiciones a la salida del serpentín calculadas			
Temperatura de bulbo seco. °F	Temperatura de bulbo húmedo. °F		Temperatura de bulbo seco. °F	Temperatura de bulbo húmedo. °F	Temperatura de bulbo seco. °F	Temperatura de bulbo húmedo. °F	Capacidad total	Capacidad sensible
Primera iteración								
$t_{ldb}$	$t_{lwb}$	$t_{vdb}$	$t_{edb}$	$t_{ewb}$	$t_{l'db}$	$t_{l'wb}$	Btu/hr	Btu/hr
51.30	51.30	53.4	68.79	65.5	51.57	51.54	73431	33248

**Proceso de aire acondicionado con recirculación,  
 primera iteración**  
**Gráfico 4.9**



LEYENDA	
(o)	Condiciones exteriores del proyecto $t_{odt} = 86.0^{\circ}\text{F}$ , $t_{owb} = 77.0^{\circ}\text{F}$
(e)	Condiciones del aire a la entrada del evaporador $t_{edt} = 68.79^{\circ}\text{F}$ , $t_{ewb} = 65.5^{\circ}\text{F}$
(i)	Condiciones del aire a la salida del evaporador asumidas $t_{idb} = 51.3^{\circ}\text{F}$ , $t_{iwb} = 51.3^{\circ}\text{F}$
(r)	Condiciones del aire a la salida del evaporador calculadas en primera iteración $t_{rdt} = 51.57^{\circ}\text{F}$ , $t_{rwb} = 51.54^{\circ}\text{F}$
(v)	Condiciones del aire a la salida del ventilador $t_{vdb} = 53.4^{\circ}\text{F}$ , $t_{vwb} = 52.21^{\circ}\text{F}$
(d)	Condiciones del aire impulsado al local $t_{ddt} = 56.7^{\circ}\text{F}$ , $t_{dwb} = 53.50^{\circ}\text{F}$
(rp)	Condiciones interiores del proyecto $t_{rdb} = 74^{\circ}\text{F}$ , 50% HR

Segunda iteración:

Como las condiciones calculadas a la salida, no son similares a las asumidas, se continuó con el cálculo de la siguiente manera:

- Temperatura de bulbo seco a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{v'db}$ ):

$$t_{v'db} = 51.57 + \frac{3388.1 + 617.3}{7912.09 \times 0.244} = 53.64^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{v'wb}$ ):

Del gráfico 4.10:  $t_{v'wb} = 52.43^\circ F$

- Temperatura de bulbo seco de mezcla a la entrada del evaporador ( $t_{e'db}$ )

$$t_{e'db} = \frac{3736.26 \times 86 + 4175.83 \times 53.64}{7912.09} = 68.92^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo de mezcla a la entrada del evaporador ( $t_{e'wb}$ ): Del gráfico 4.10, trazando la línea ( $v'-o$ ), que representan los estados iniciales de los flujos de aire antes de la mezcla y con la temperatura de bulbo seco de mezcla se obtiene:  $t_{e'wb} = 65.6^\circ F$

Luego las condiciones de entrada son:

$$t_{e'db} = 68.92^\circ F, \quad t_{e'wb} = 65.6^\circ F$$

- Capacidad sensible del equipo (SH): Del gráfico 4.8, para  $t_{e'db} = 68.92^\circ F$  y  $t_{e'wb} = 65.6^\circ F$ , interpolando las curvas, la capacidad sensible total del equipo, es:  $SH = 33290 \text{ Btu/hr}$
- Capacidad total del equipo (TH): Del gráfico 4.8 para  $t_{e'wb} = 65.6^\circ F$ , la capacidad total del equipo es  $TH = 73565 \text{ Btu/hr}$
- Temperatura de bulbo seco del aire a la salida del evaporador ( $t_{l'db}$ )

$$t_{l'db} = 68.92 - \frac{33290}{7912.09 \times 0.244} = 51.68^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador ( $t_{l'wb}$ )

Siendo la entalpía de ingreso del aire al evaporador  $h_{e'} = 30.52 \text{ Btu/lb}$ , para  $t_{e'wb} = 65.6^\circ F$ , ver tabla 2.32, de la fórmula 4.4, se obtiene la entalpía a la salida:

$$h_{l'} = 30.52 - \frac{73,565}{7912.09} = 21.22 \text{ Btu/lb}$$

De la Tabla 2.32, para  $h_{l'} = 21.22 \text{ Btu/lb}$  se tiene:

$$t_{l'wb} = 51.63^\circ F$$

Luego las condiciones calculadas a la salida del evaporador, son:

$$t_{l'db} = 51.68^\circ F, t_{l'wb} = 51.63^\circ F$$

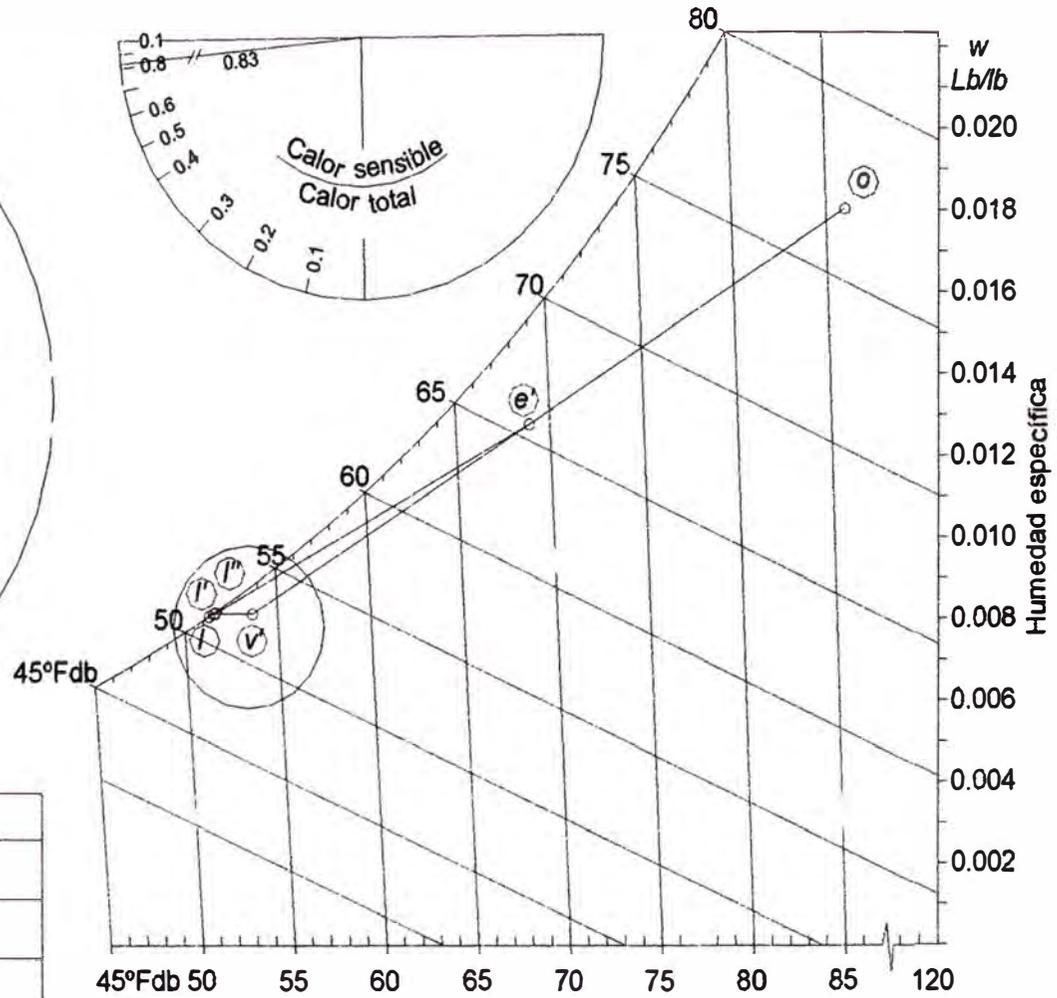
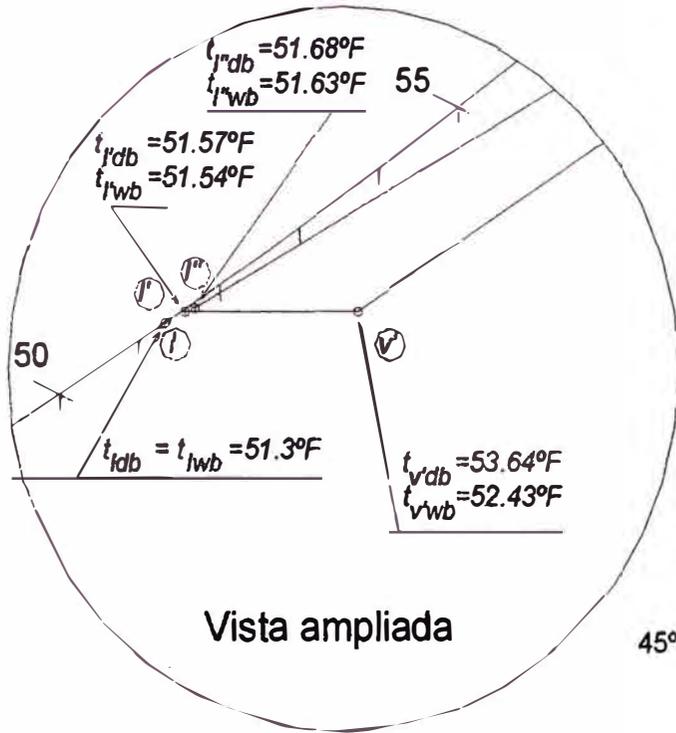
En la tabla 4.11 se muestran los resultados de la segunda iteración y en el gráfico 4.10, se observa el respectivo proceso en la carta psicrométrica.

**Tabla 4.11**  
**Resultados hasta la segunda iteración, para el cálculo de las condiciones a la salida del evaporador**

Condiciones a la salida del serpentín: asumidas			Condiciones a la entrada del serpentín		Capacidad y condiciones a la salida del serpentín calculadas			
Temperatura de bulbo seco, °F	Temperatura de bulbo húmedo, °F	Temperatura de bulbo seco a la salida del ventilador, °F	Temperatura de bulbo seco, °F	Temperatura de bulbo húmedo, °F	Temperatura de bulbo seco, °F	Temperatura de bulbo húmedo, °F	Capacidad total	Capacidad sensible
Primera iteración								
$t_{ldb}$	$t_{lwb}$	$t_{vdb}$	$t_{edb}$	$t_{ewb}$	$t_{l'db}$	$t_{l'wb}$	Btu/hr	Btu/hr
51.30	51.30	53.4	68.79	65.5	51.57	51.54	73431	33248
Segunda iteración								
$t_{l'db}$	$t_{l'wb}$	$t_{v'db}$	$t_{e'db}$	$t_{e'wb}$	$t_{l''db}$	$t_{l''wb}$	Btu/hr	Btu/hr
51.57	51.54	53.64	68.92	65.6	51.68	51.63	73565	33290

**Proceso de aire acondicionado con recirculación,  
segunda iteración**

**Gráfico 4.10**



**LEYENDA**

⊙	Condiciones exteriores del proyecto $t_{odb} = 86.0^\circ\text{F}$ , $t_{owb} = 77.0^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la entrada del evaporador $t_{edb} = 68.92^\circ\text{F}$ , $t_{ewb} = 65.6^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador asumidas $t_{ldb} = 51.3^\circ\text{F}$ , $t_{lwb} = 51.3^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador calculadas en primera iteración $t_{fdb} = 51.57^\circ\text{F}$ , $t_{fwb} = 51.54^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador calculadas en segunda iteración $t_{rdb} = 51.68^\circ\text{F}$ , $t_{rwb} = 51.63^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del ventilador $t_{vdb} = 53.64^\circ\text{F}$ , $t_{vwb} = 52.43^\circ\text{F}$

Tercera iteración:

Como las condiciones calculadas a la salida, todavía no son similares a las asumidas, se continuó con el cálculo, así se tiene:

- Temperatura de bulbo seco a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{v''db}$ )

$$t_{v''db} = 51.68 + \frac{3388.1 + 617.3}{7912.09 \times 0.244} = 53.75^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del ventilador centrífugo ( $t_{v''wb}$ )

Del gráfico 4.11:  $t_{v''wb} = 52.51^\circ F$

- Temperatura de bulbo seco de mezcla a la entrada del evaporador ( $t_{e''db}$ )

$$t_{e''db} = \frac{3736.26 \times 86 + 4175.83 \times 53.75}{7912.09} = 68.98^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo de mezcla a la entrada del evaporador

( $t_{e''wb}$ ): Del gráfico 4.11, trazando la línea ( $v''-o$ ), que representan los estados iniciales de los flujos de aire antes de la mezcla y con la temperatura de bulbo seco de mezcla, se obtiene:  $t_{e''wb} = 65.6^\circ F$

Luego las condiciones de entrada, son:

$$t_{e''db} = 68.98^\circ F, \quad t_{e''wb} = 65.6^\circ F$$

- Capacidad sensible del equipo (SH)

Del gráfico 4.8, para  $t_{e''db} = 68.98^\circ F$  y  $t_{e''wb} = 65.6^\circ F$ , interpolando las curvas, la capacidad sensible total del equipo es:  $SH = 33397 \text{ Btu} / \text{hr}$

- Capacidad total del equipo (TH)

Del gráfico 4.8 para  $t_{e''wb} = 65.6^\circ F$ , se tiene:  $TH = 73565 \text{ Btu} / \text{hr}$

- Temperatura de bulbo seco del aire a la salida del evaporador ( $t_{j''db}$ )

$$t_{l''db} = 68.98 - \frac{33397}{7912.09 \times 0.244} = 51.68^\circ F$$

○ Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del evaporador ( $t_{l''wb}$ )

Siendo la entalpía de ingreso del aire al evaporador  $h_{e''} = 30.52 \text{ Btu/lb}$ , para  $t_{e''wb} = 65.6^\circ F$ , ver tabla 2.32, de la fórmula [4.4], se obtiene la entalpía a la salida:

$$h_{l''} = 30.52 - \frac{73565}{7912.09} = 21.22 \text{ Btu/lb}$$

De la tabla 2.32, para  $h_{l''} = 21.22 \text{ Btu/lb}$  se tiene:  $t_{l''wb} = 51.63^\circ F$

Luego las condiciones calculadas a la salida del evaporador, son:

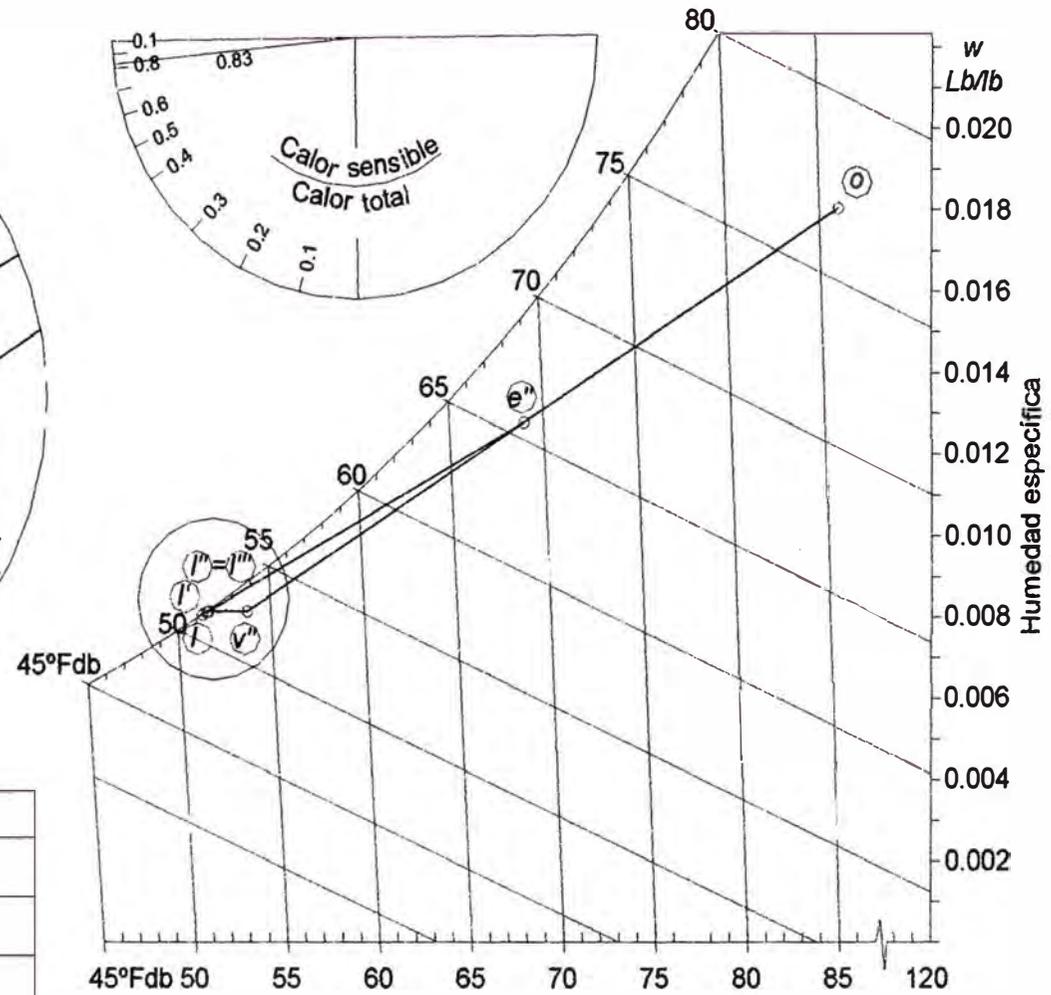
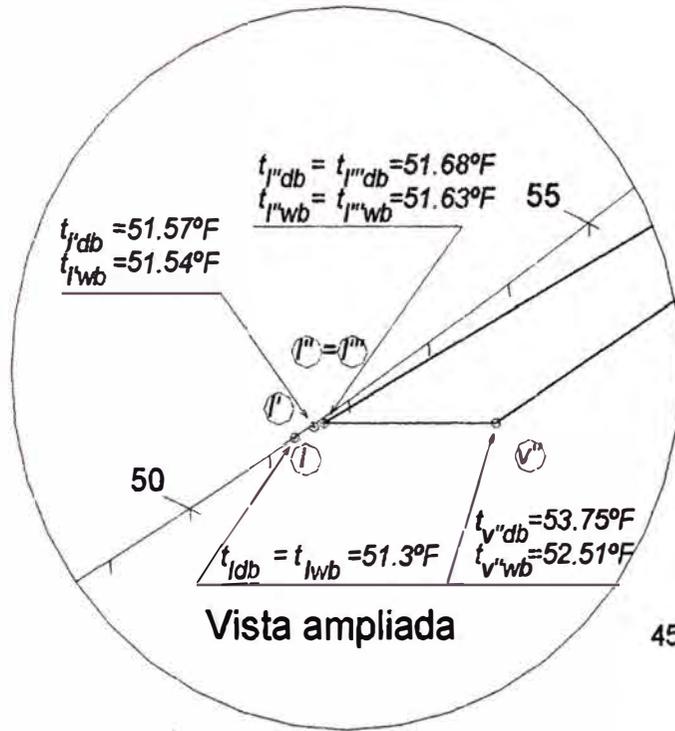
$$t_{l''db} = t_{l'db} = 51.68^\circ F \quad y \quad t_{l''wb} = t_{l'wb} = 51.63^\circ F$$

En la tabla 4.12, se muestran los resultados de la tercera iteración y en el gráfico 4.11, se observa el respectivo proceso en la carta psicrométrica.

**Tabla 4.12**  
**Resultados hasta la tercera iteración, para el cálculo de las condiciones a la salida del evaporador**

Condiciones a la salida del serpentín: asumidas		Temperatura de bulbo seco a la salida del ventilador. °F	Condiciones a la entrada del serpentín		Capacidad y condiciones a la salida del serpentín calculadas			
Temperatura de bulbo seco. °F	Temperatura de bulbo húmedo. °F		Temperatura de bulbo seco. °F	Temperatura de bulbo húmedo. °F	Temperatura de bulbo seco. °F	Temperatura de bulbo húmedo. °F	Capacidad total	Capacidad sensible
Primera iteración								
$t_{ldb}$	$t_{lwb}$	$t_{vdb}$	$t_{edb}$	$t_{ewb}$	$t_{l'db}$	$t_{l'wb}$	Btu/hr	Btu/hr
51.30	51.30	53.4	68.79	65.5	51.57	51.54	73431	33248
Segunda iteración								
$t_{l''db}$	$t_{l''wb}$	$t_{v''db}$	$t_{e''db}$	$t_{e''wb}$	$t_{l''db}$	$t_{l''wb}$	Btu/hr	Btu/hr
51.57	51.54	53.64	68.92	65.6	51.68	51.63	73565	33290
Tercera iteración								
$t_{l'''db}$	$t_{l'''wb}$	$t_{v'''db}$	$t_{e'''db}$	$t_{e'''wb}$	$t_{l'''db}$	$t_{l'''wb}$	Btu/hr	Btu/hr
51.68	51.63	53.75	68.98	65.6	51.68	51.63	73565	33397

**Gráfico 4.11**  
**Proceso de aire acondicionado con recirculación,**  
**tercera iteración**



LEYENDA	
○	Condiciones exteriores del proyecto $t_{odb} = 86.0^{\circ}\text{F}$ , $t_{owb} = 77.0^{\circ}\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la entrada del evaporador $t_{e^{\circ}db} = 68.98^{\circ}\text{F}$ , $t_{e^{\circ}wb} = 65.6^{\circ}\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador asumidas $t_{ldb} = 51.3^{\circ}\text{F}$ , $t_{lwb} = 51.3^{\circ}\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador calculadas en primera iteración $t_{l'db} = 51.57^{\circ}\text{F}$ , $t_{l'wb} = 51.54^{\circ}\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador calculadas en segunda iteración $t_{l''db} = 51.68^{\circ}\text{F}$ , $t_{l''wb} = 51.63^{\circ}\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador calculadas en tercera iteración $t_{l'''db} = 51.68^{\circ}\text{F}$ , $t_{l'''wb} = 51.63^{\circ}\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del ventilador $t_{v^{\circ}db} = 53.75^{\circ}\text{F}$ , $t_{v^{\circ}wb} = 52.51^{\circ}\text{F}$

Como las condiciones calculadas a la salida, son similares a las asumidas, entonces se ha encontrado el equilibrio, es decir las condiciones del aire a la salida del evaporador, para la combinación de caudales escogida. En lo que sigue del cálculo, se consideró la condición de equilibrio del aire a la salida del evaporador :  $l'' = l$ .

**8.- Condiciones finales del ambiente acondicionado:** Al haberse encontrado el equilibrio, a partir de éstas, se calcularon las condiciones finales del ambiente acondicionado de acuerdo a las cargas térmicas del local. Así:

- Temperatura de bulbo seco del aire a la salida del ventilador. ( $t_{vdb}$ ): Para el tramo ( $l-v$ ), partiendo de las condiciones de equilibrio del caudal total de aire a la salida del serpentín evaporador ( $l$ ), de la fórmula [4.2], se tiene:

$$t_{vdb} = 51.68 + \frac{3388.1 + 617.3}{7912.09 \times 0.244} = 53.75^\circ F$$

$$t_{vdb} = 53.75^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida del ventilador. ( $t_{vwb}$ ): Del gráfico 4.12:  $t_{vwb} = 52.54^\circ F$
- Temperatura de bulbo seco a la salida en los difusores ( $t_{ddb}$ ): De la fórmula [4.2] se tiene:

$$t_{ddb} = 53.75 + \frac{1021.14}{3736.26 \times 0.244} = 54.87^\circ F$$

$$t_{ddb} = 54.87^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida en los difusores ( $t_{dwb}$ )

Del gráfico 4.12:  $t_{dwb} = 53.01^\circ F$

- Temperatura de bulbo seco en el ambiente acondicionado ( $t_{rdb}$ ): De la expresión de calor sensible, fórmula [4.2], se tiene:

$$t_{rdb} = 54.87 + \frac{15809.21}{3736.26 \times 0.244} = 72.21^\circ F$$

$$t_{rdb} = 72.21^\circ F$$

Se observa que la temperatura obtenida es menor que la del proyecto.

- Humedad relativa del ambiente acondicionado ( $HR$ ): En el gráfico 4.12, se traza desde el punto ( $d$ ) una paralela a la pendiente del factor de calor sensible del local,  $RSHF=0.83$ , la cual intercepta a la recta de temperatura de bulbo seco  $t_{rdb}=72.21^\circ F$  en el punto ( $r$ ), el que nos da las condiciones finales del ambiente acondicionado, siendo la humedad relativa:

$$HR = 53.4\%$$

Se observa que la humedad relativa obtenida es mayor que la del proyecto.

- Temperatura de bulbo húmedo en el ambiente acondicionado ( $t_{rwb}$ )

Del gráfico 4.12:  $t_{rwb} = 61.2^\circ F$

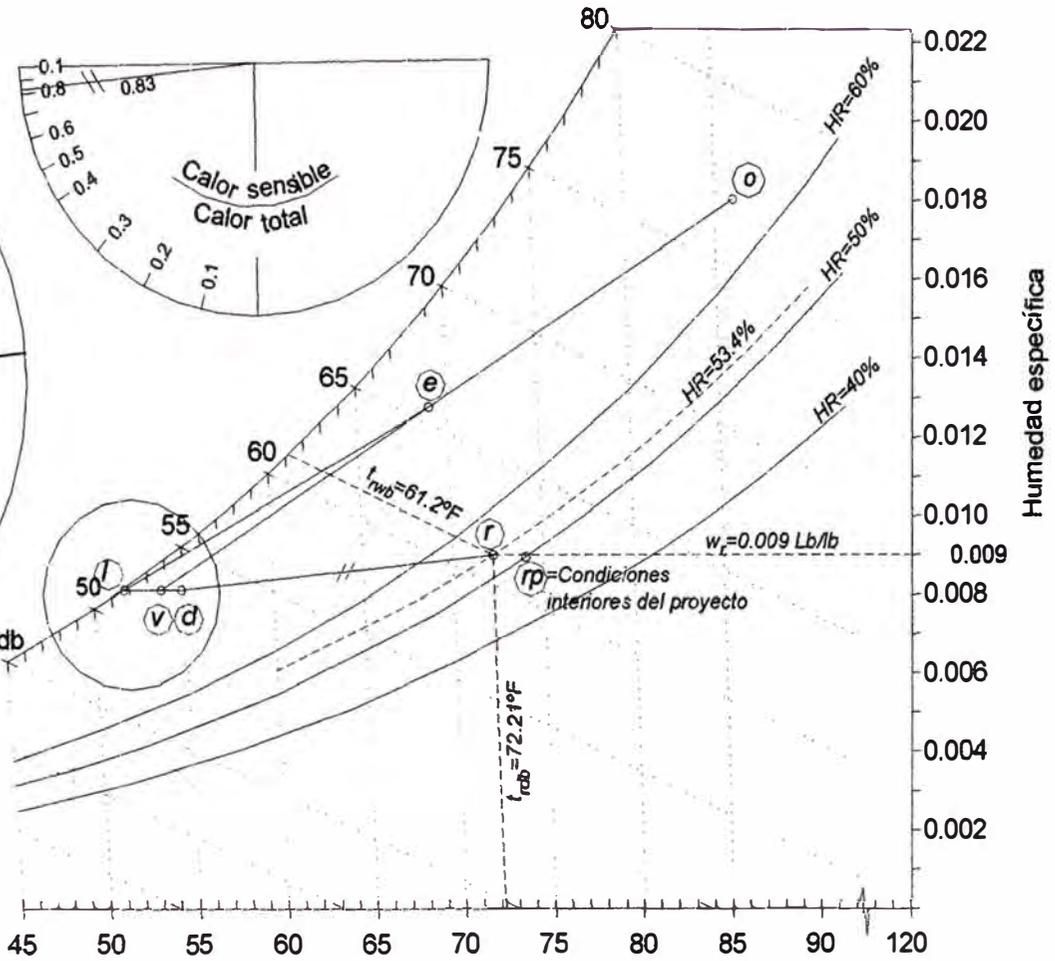
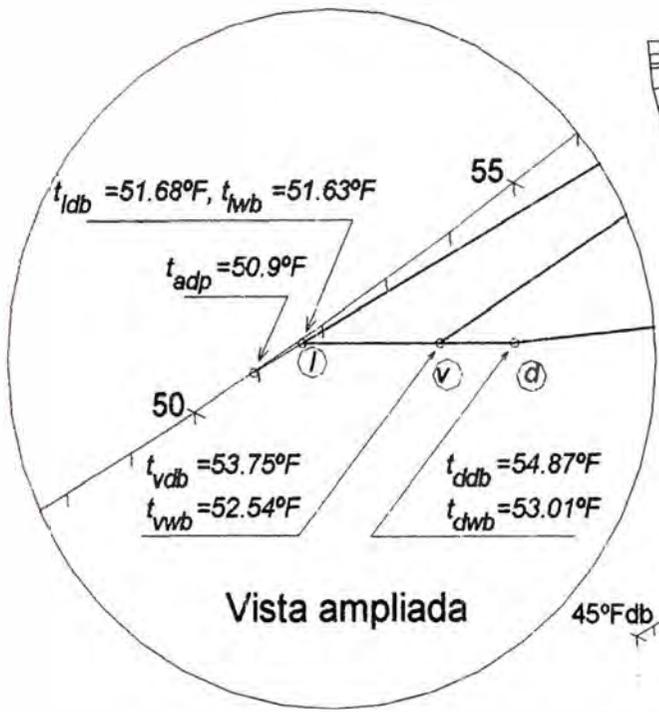
- Humedad específica en el ambiente acondicionado ( $w_r$ )

Del gráfico 4.12:  $w_r = 0.0090 \text{ Lb/lb}$

En el gráfico 4.12, se ha dibujado el proceso de aire acondicionado en la carta psicrométrica, en la que se puede observar las condiciones finales obtenidas en el local, para un caudal total de 1800 CFM, con un caudal de inyección de 850 CFM. Se puede notar que la temperatura de bulbo seco, es menor que la del proyecto; esto es favorable puesto que nos da la opción de aumentar un proceso de calentamiento a fin de reducir la humedad relativa, que está por encima del valor del proyecto.

**Proceso de aire acondicionado con recirculación, para caudal total de 1800 CFM e inyectado de 850 CFM**

**Gráfico 4.12**



LEYENDA	
⊙	Condiciones exteriores del proyecto $t_{odb} = 86.0^\circ\text{F}$ , $t_{owb} = 77.0^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la entrada del evaporador $t_{edb} = 68.98^\circ\text{F}$ , $t_{owb} = 65.6^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del evaporador $t_{ldb} = 51.68^\circ\text{F}$ , $t_{lwb} = 51.63^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire a la salida del ventilador $t_{vdb} = 53.75^\circ\text{F}$ , $t_{vwb} = 52.54^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones del aire impulsado al local $t_{ddb} = 54.87^\circ\text{F}$ , $t_{dwb} = 53.01^\circ\text{F}$
⊙	Condiciones finales del aire en el local $t_{rdb} = 72.21^\circ\text{F}$ , $t_{rwb} = 61.2^\circ\text{F}$ , HR=53.4%
⊙	Condiciones interiores del proyecto $t_{rdb} = 74^\circ\text{F}$ , 50% HR

**9.- Resistencia eléctrica de deshumidificación:** Al ser las condiciones finales de temperatura de bulbo seco = 72.21 °F y HR = 53.4%, diferentes a las del proyecto que son: temperatura de bulbo seco = 74°F y HR = 50% y, observando el proceso en la carta psicrométrica (gráfico 4.12), se puede notar que si se traza un segmento horizontal a partir de “r” hasta alcanzar la temperatura de bulbo seco del proyecto = 74°F, punto “c”, la humedad relativa es HR= 50.3% (ver gráfico 4.13) siendo estas condiciones muy similares a la del proyecto. Este último proceso se denomina “calentamiento sensible” y lo puede realizar una resistencia eléctrica, denominada resistencia eléctrica de deshumidificación (ver figura 4.3). Las condiciones finales del proceso de aire acondicionado siendo el calentamiento en el ambiente o antes en el ducto de inyección, no varían puesto que se trata de una carga sensible aplicada al caudal de aire, la cual no varía la pendiente del factor de calor sensible del local, tal como se muestra a continuación.

- Potencia de la resistencia eléctrica de deshumidificación ( $P_{r.elect.}$ ): Se obtiene aplicando la fórmula [4.2], para el tramo “r-c” del gráfico 4.13:

Datos:

- Caudal de aire de inyección : 850 CFM
- Flujo de masa de aire de inyección al local : 3736.26 Lb/hr
- Diferencia de temperatura : 74.0 °F - 72.21 °F.
- Potencia de la resistencia eléctrica :  $P_{r.elect.}$

Reemplazando datos en fórmula [4.2], se tiene:

$$P_{r.elect.} = 3736.26 \times 0.244 \times (74.0 - 72.21) = 1631.85 \text{ Btu / hr} = 0,48 \text{ kW}$$

$$P_{r.elect.} = 1631.85 \text{ Btu / hr} = 0,48 \text{ kW}$$

### Resistencia eléctrica en ducto, según figura 4.3

- Temperatura de bulbo seco a la salida de la resistencia. ( $t_{cdb}$ ): Siendo las condiciones del aire en el punto “v”, de temperatura de bulbo seco = 53.75° F y temperatura de bulbo húmedo = 52.54° F (ver gráfico 4.12), las condiciones del aire en el punto “c” a la salida de la resistencia eléctrica, se encuentra sobre la recta horizontal a partir del punto “v”, puesto que se trata de un proceso con carga sensible y se calcula aplicando la fórmula de calor sensible [4.2], conociendo la potencia de la resistencia eléctrica, así:

$$t_{cdb} = 53.75 + \frac{1631.85}{3736.26 \times 0.244} = 55.54^\circ F$$

$$t_{cdb} = 55.54^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida del ventilador. ( $t_{cwb}$ ): Del gráfico 4.14, se tiene:  $t_{cwb} = 53.27^\circ F$
- Temperatura de bulbo seco a la salida en los difusores. ( $t_{ddb}$ ): Después del punto “c”, el caudal de aire de inyección, tiene ganancia de calor suplementaria sensible por ductos, aplicando la fórmula de calor sensible [4.2], se tiene:

$$t_{ddb} = 55.54 + \frac{1021.14}{3736.26 \times 0.244} = 56.66^\circ F$$

$$t_{ddb} = 56.66^\circ F$$

- Temperatura de bulbo húmedo a la salida en los difusores. ( $t_{dwb}$ ): Del gráfico 4.14, se tiene:  $t_{dwb} = 53.72^\circ F$
- Temperatura de bulbo seco en el ambiente acondicionado. ( $t_{rdb}$ ): El tramo ( $d-r$ ) es un proceso con ganancia de calor sensible y latente provenientes

del local a acondicionar, aplicando la fórmula de calor sensible [4.2] se

$$\text{tiene } t_{rdb} = 56.66 + \frac{15809.21}{3736.26 \times 0.244} = 74.0^\circ F$$

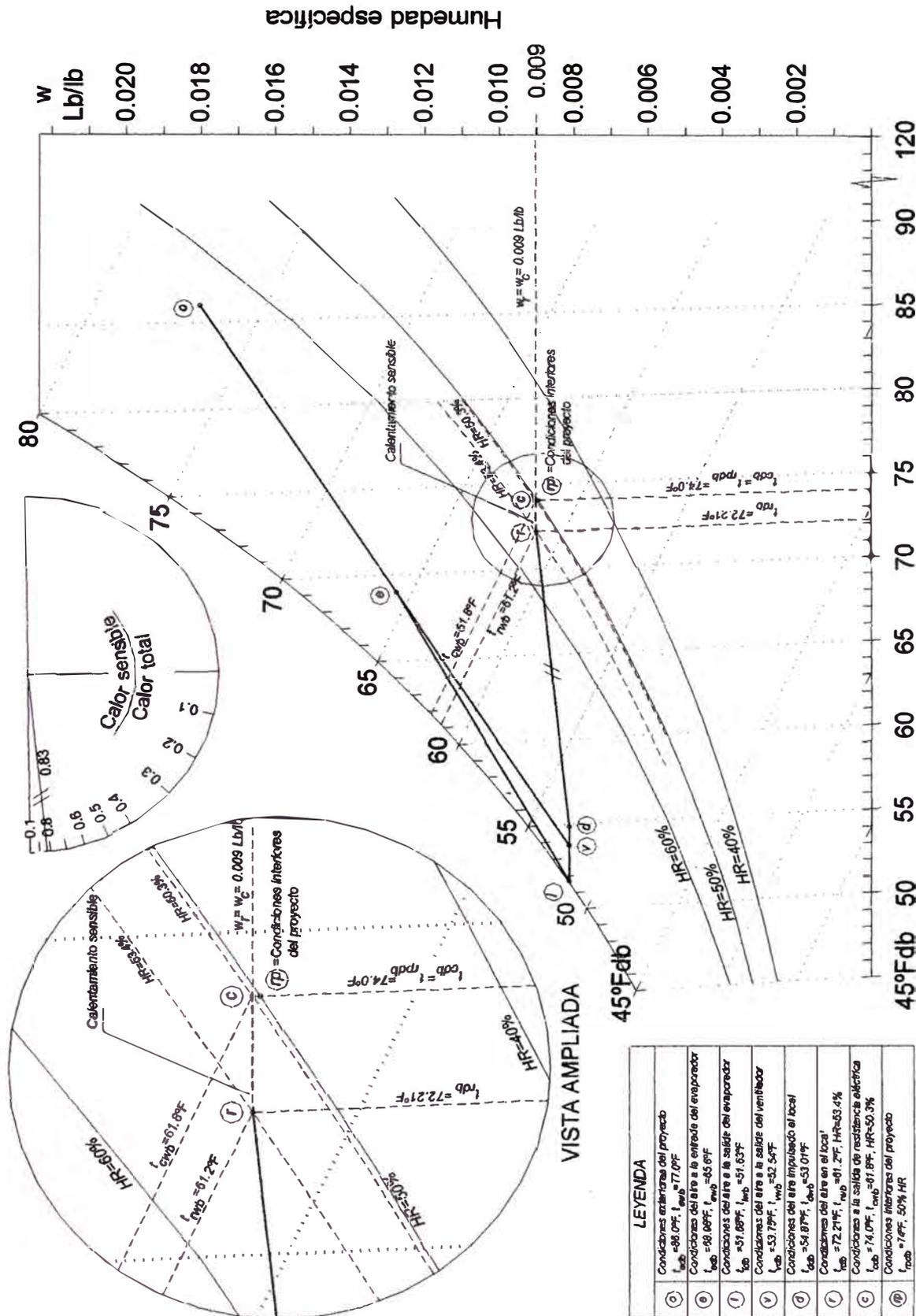
$$t_{rdb} = 74.0^\circ F$$

- Humedad relativa del ambiente acondicionado (HR): Del gráfico 4.14, se traza desde el punto (*d*) una paralela a la pendiente del factor de calor sensible del local, RSHF=0.83 (la cual no ha sufrido variación ya que las cargas del local a acondicionar son las mismas) la que intercepta a la recta de temperatura de bulbo seco  $t_{rdb}=74.0^\circ F$  en el punto (*r*), el cual nos da las condiciones finales del ambiente acondicionado, siendo la humedad relativa: HR = 50.3%.

Se observa que la humedad relativa obtenida en el ambiente, es muy similar a la del proyecto HR = 50%.

- Temperatura de bulbo húmedo en el ambiente acondicionado ( $t_{rwb}$ ): Del gráfico 4.14 se tiene:  $t_{rwb} = 61.8^\circ F$
- Humedad específica en el ambiente acondicionado ( $w_r$ ): Del gráfico 4.13, se tiene:  $w_r = 0.0090 \text{ Lb/lb}$ .

Se observa que las condiciones finales obtenidas con la resistencia eléctrica de deshumidificación en la descarga, son similares a las obtenidas si el calentamiento es al final (ver gráficos 4.14 y 4.13). Se observa que con el uso de la resistencia eléctrica de deshumidificación, se puede bajar la humedad relativa y alcanzar las condiciones del proyecto.



**Gráfico 4.13**  
**Proceso de aire acondicionado con recirculación, para caudal total de 1800 CFM e inyectado de 850 CFM, con calentamiento sensible al final.**

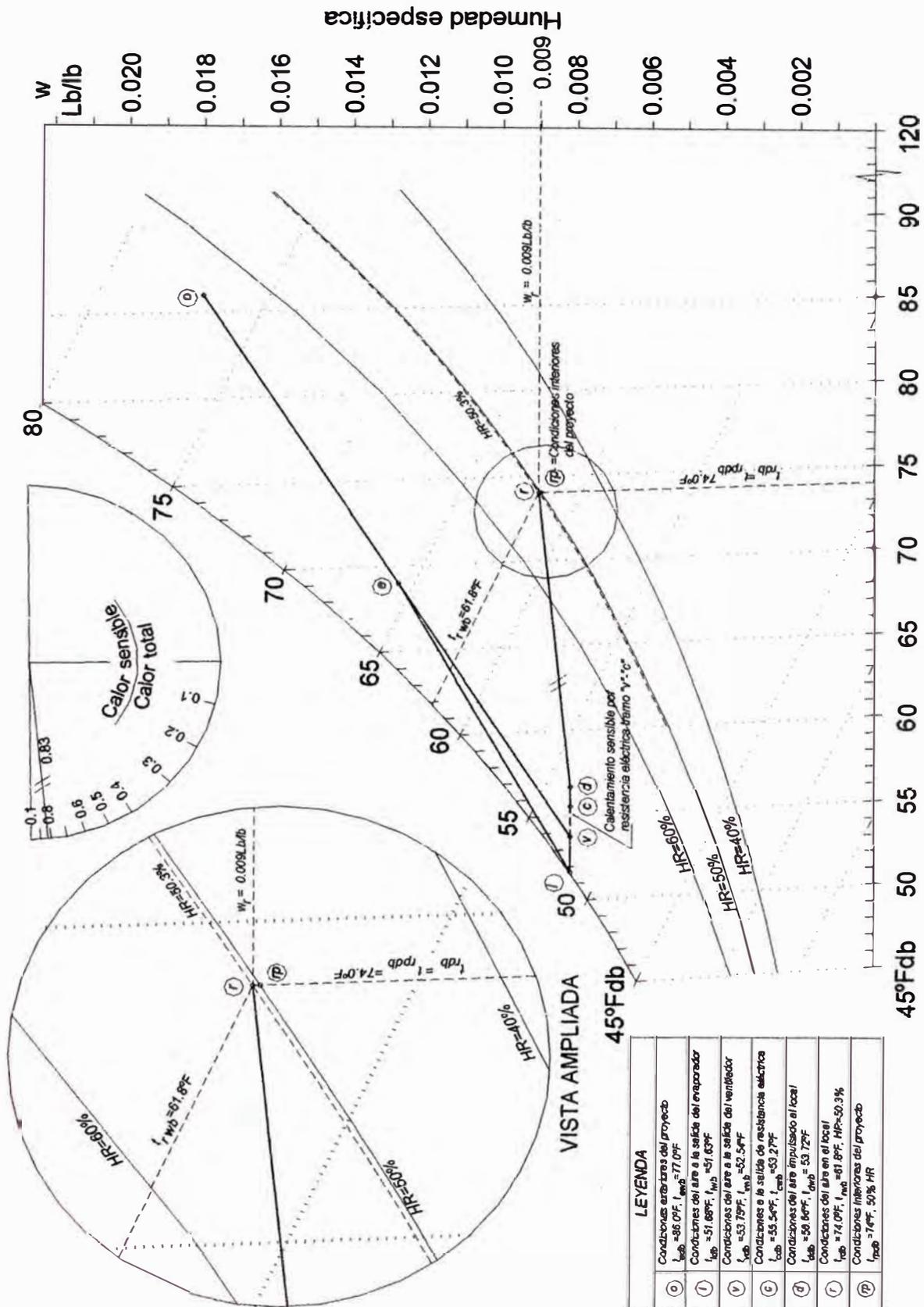
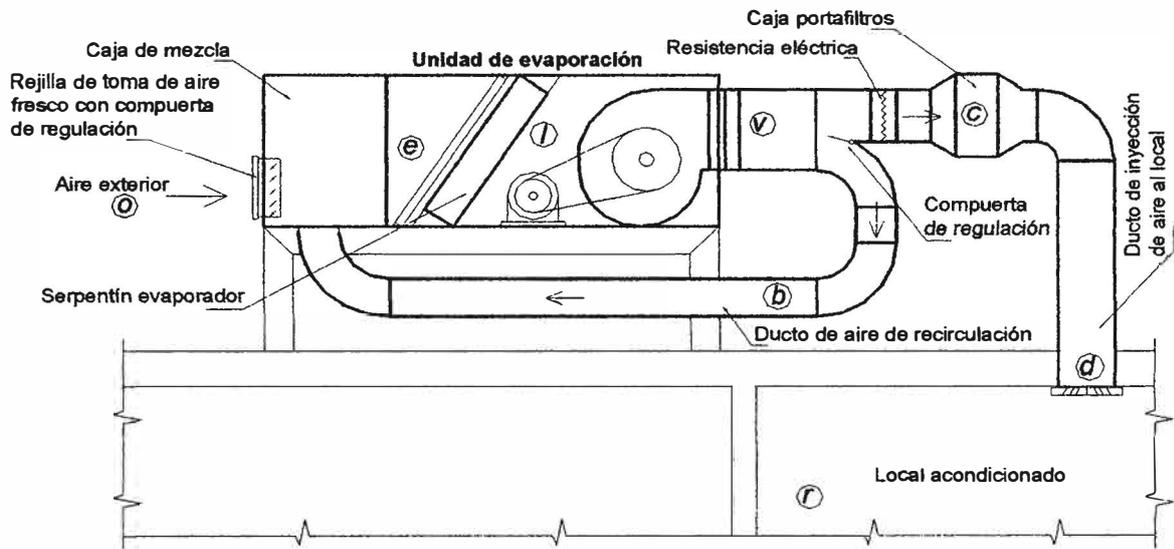


Gráfico 4.14

Proceso de aire acondicionado con recirculación, para caudal total de 1800 CFM e inyectado de 850CFM, con calentamiento sensible a la descarga.



Para el esquema:

- $\dot{m}_n$  : Flujo de masa de aire en el punto ( $n$ )  
 $t_{ndb}$  : Temperatura de bulbo seco en el punto ( $n$ )  
 $t_{nwb}$  : Temperatura de bulbo húmedo en el punto ( $n$ )  
 $h_n$  : Entalpía en el punto ( $n$ )  
 $w_n$  : Humedad específica en el punto ( $n$ )

Siendo los puntos:

- $o$  : Aire exterior  
 $e$  : Mezcla de aire exterior con aire recirculado  
 $b$  : Aire recirculado  
 $l$  : Aire a la salida del evaporador  
 $d$  : Aire impulsado al local  
 $v$  : Aire a la salida del moto ventilador  
 $c$  : Aire a la salida de la resistencia eléctrica de deshumidificación  
 $r$  : condiciones del local  
 $rp$  : Condiciones interiores del proyecto

**Fig. 4.3**

**Nomenclatura usada en esquema de caudal de aire de recirculación en equipo de aire acondicionado estándar, con resistencia eléctrica de deshumidificación**

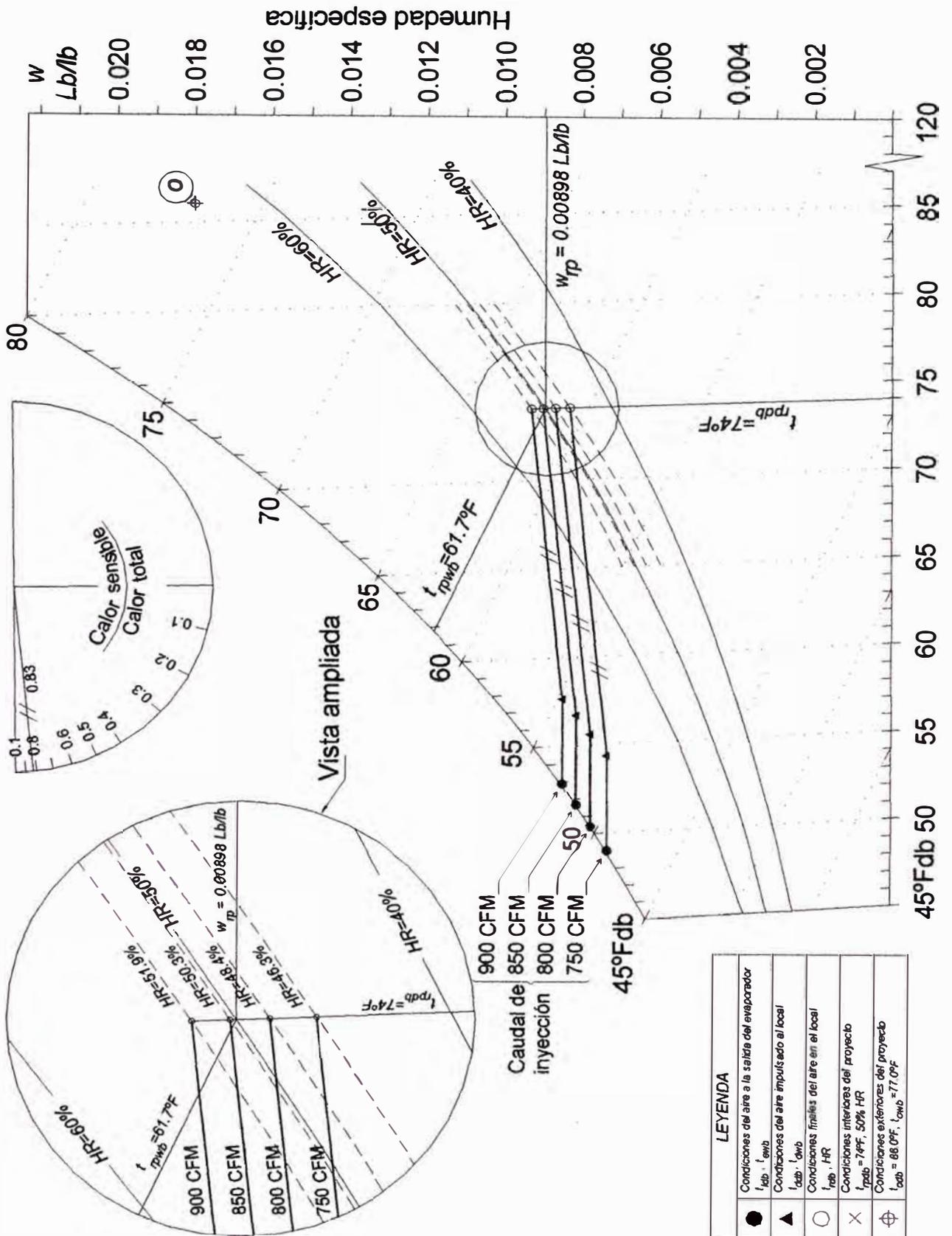
**4.2.4.1 Condiciones finales del ambiente acondicionado para diferentes caudales de aire**

A fin de encontrar la combinación de caudales de aire total y de inyección, que cumplan con acondicionar el ambiente a las condiciones interiores del proyecto, siguiendo el ejemplo de cálculo anterior, en la tabla 4.13 se muestran los resultados de las condiciones finales del ambiente acondicionado, según la performance del equipo y la carga térmica del local para un sistema de aire acondicionado estándar, con un caudal de aire de recirculación, haciendo variar el caudal total y el inyectado al ambiente acondicionado y con resistencia eléctrica de deshumidificación. Los procesos finales en la carta psicrométrica se muestran en los gráficos: 4.15, 4.16 y 4.17.

**Tabla 4.13**  
**Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección y el caudal total manejado por el equipo**

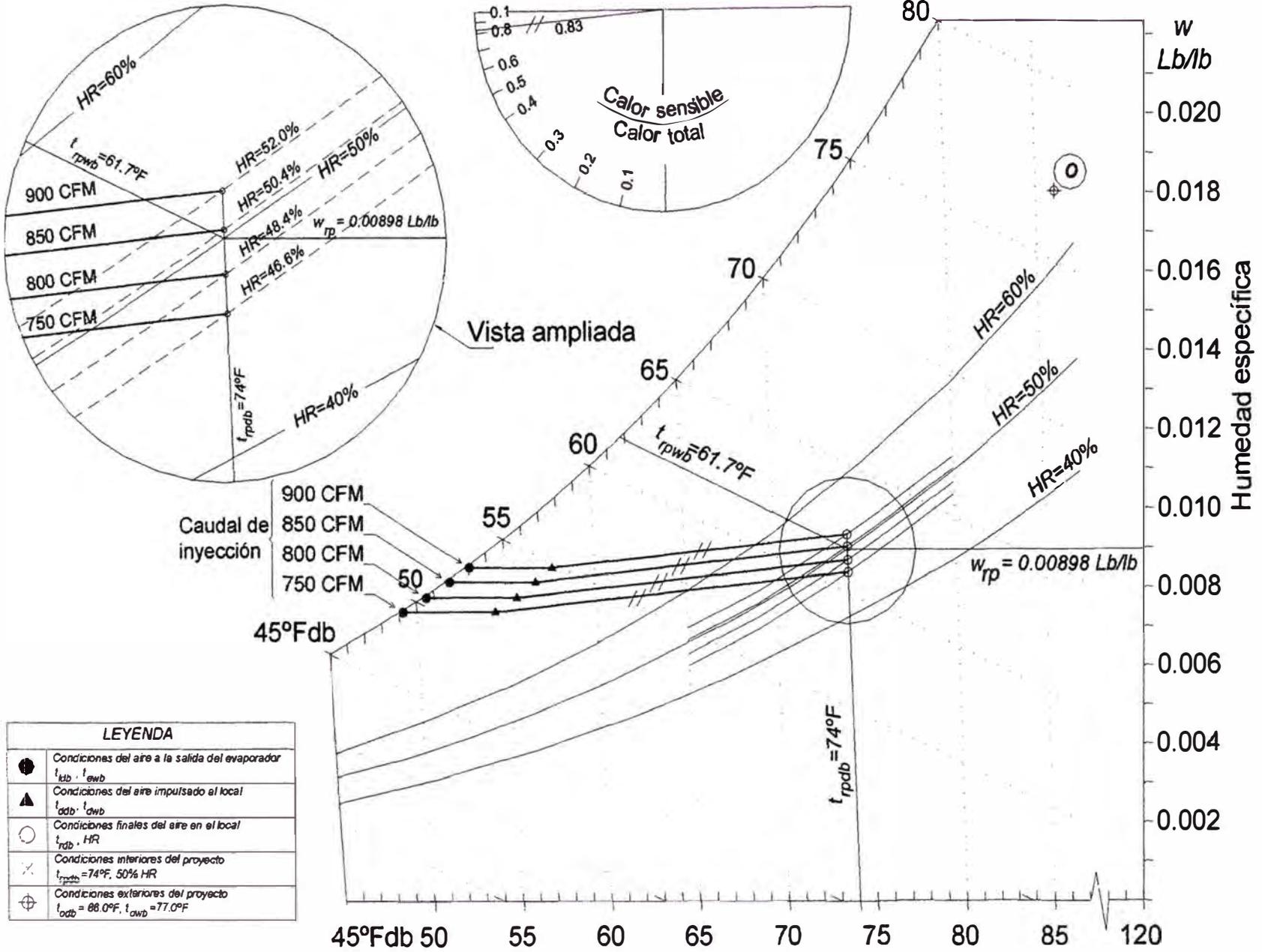
Caudal total de aire manejado por el equipo	Caudal de aire inyectado al ambiente	Capacidad: A las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire al ingreso del evaporador		Condiciones del aire en el evaporador				Temperatura de bulbo seco a la descarga en difusores	Condiciones finales del ambiente acondicionado				Resistencia de deshumidificación
				A la entrada		A la salida			Temperatura de bulbo seco	Temperatura de bulbo húmedo	Humedad relativa	Humedad específica	
				Temperatura de bulbo seco	Temperatura de bulbo húmedo	Temperatura de bulbo seco	Temperatura de bulbo húmedo						
$CFM_e$	$CFM_d$	Total	Sensible	$t_{e,db}$	$t_{e,wb}$	$t_{s,db}$	$t_{s,wb}$	$t_{d,db}$	$t_{r,db}$	$t_{r,wb}$	%HR	$w_r$	
pies <sup>3</sup> /min	pies <sup>3</sup> /min	Btu/hr	Btu/hr	°F	°F	°F	°F	°F	°F	°F		Lb/lb	kW
1800	750	70100	32109	65.62	63.0	48.99	48.91	54.35	74.0	60.8	46.3	0.0083	0,48
	800	71966	32757	67.37	64.4	50.40	50.38	55.57	74.0	61.3	48.4	0.0087	0,48
	850	73565	33397	68.98	65.6	51.68	51.63	56.66	74.0	61.8	50.3	0.0090	0,48
	900	75030	33960	70.48	66.7	52.89	52.80	57.62	74.0	62.3	51.9	0.0093	0,45
2200	750	70169	32636	63.06	60.9	49.23	49.12	54.35	74.0	60.9	46.6	0.0084	0,44
	800	72008	33330	64.71	62.2	50.58	50.43	55.57	74.0	61.3	48.4	0.0087	0,46
	850	73836	33918	66.30	63.5	51.92	51.77	56.66	74.0	61.9	50.4	0.0090	0,44
	900	75368	34555	67.69	64.6	53.05	52.90	57.62	74.0	62.3	52.0	0.0093	0,43
2600	750	70733	33416	61.20	59.3	49.21	48.98	54.35	74.0	60.8	46.2	0.0083	0,45
	800	72798	34081	62.84	60.7	50.61	50.48	55.57	74.0	61.4	48.5	0.0087	0,46
	850	74568	34744	64.30	61.9	51.83	51.70	56.66	74.0	61.8	50.3	0.0090	0,47
	900	76043	35470	65.60	62.9	52.87	52.70	57.62	74.0	62.2	51.6	0.0093	0,49

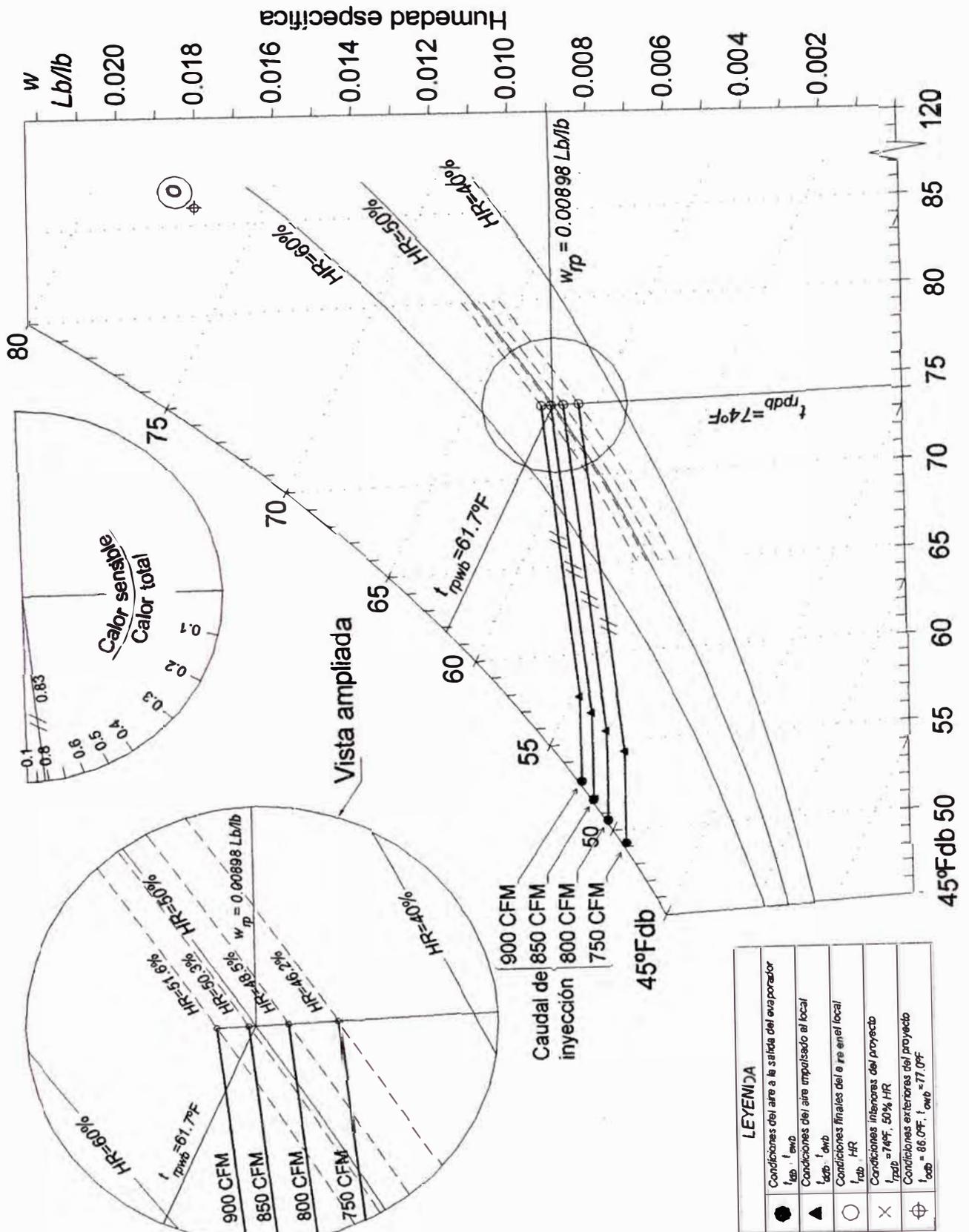
Fuente: Tabla 4.9 y cálculos realizados según ejemplo mencionado en parte 4.2.4, para las otras combinaciones de caudal de aire total y de inyección.



**Gráfico 4.15**  
**Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección, para un caudal total de 1800 CFM**

**Gráfico 4.16**  
**Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección, para un caudal total de 2200 CFM**





**Gráfico 4.17**  
**Condiciones finales del ambiente acondicionado, vs. la variación del caudal de inyección, para un caudal total de 2600 CFM**

#### 4.2.4.2 Selección de los caudales de aire de trabajo

De las condiciones finales del ambiente acondicionado para varias combinaciones del caudal de aire total manejado por el equipo e inyectado al ambiente (tabla 4.13 y gráficos 4.15, 4.16 y 4.17), se ha elaborado la tabla 4.14 con las combinaciones que dan como resultado el acondicionamiento del ambiente a las condiciones similares a la del proyecto. En la tabla 4.14 se ha incluido la potencia eléctrica de la resistencia de deshumidificación y la del motor eléctrico del ventilador centrífugo del evaporador, para la máxima disponibilidad de presión estática, ver gráfico 3.4.

**Tabla 4.14**  
**Combinación de caudales que cumplen con acondicionar**  
**el ambiente a las condiciones interiores del proyecto**

Caudal total de aire manejado por el equipo	Potencia del motor del ventilador del evaporador, ver gráfico 3.4	Caudal de aire inyectado al ambiente	Condiciones finales del ambiente acondicionado		Potencia de la resistencia de deshumidificación
			Temperatura de bulbo seco	Humedad relativa	
$CFM_e$	$W$	$CFM_d$	$t_{rdb}$	$\%HR$	$kW$
$pies^3/min$		$pies^3/min$	$^{\circ}F$		
1,800	993	800	74.0	48.4	0.48
		<b>842 *</b>	74.0	<b>50.0 *</b>	<b>0.48 *</b>
		850	74.0	50.3	0.48
2,200	1,192	800	74.0	48.4	0.46
		<b>840 *</b>	74.0	<b>50.0 *</b>	<b>0.44 *</b>
		850	74.0	50.4	0.44
2,600	1,421	800	74.0	48.5	0.46
		<b>842 *</b>	74.0	<b>50.0 *</b>	<b>0.47 *</b>
		850	74.0	50.3	0.47

\* Valores interpolados  
Fuente: Tabla 4.13

En la tabla 4.14, se puede observar que para cada caudal total manejado por el equipo, se ha interpolado el caudal de inyección que nos da la humedad relativa interior del proyecto, ya que se tienen los procesos con caudales de inyección que nos da una humedad relativa por encima y por debajo del valor requerido. También si

observamos los gráficos 4.15, 4.16 y 4.17, se puede notar que se puede interpolar gráficamente el caudal de aire inyectado que cumple con acondicionar el ambiente a las condiciones interiores del proyecto. Así de la tabla 4.14, se selecciona la siguiente combinación de caudales de aire de trabajo, por cumplir con acondicionar el ambiente a las condiciones interiores del proyecto y tener el menor consumo eléctrico. Así:

**Caudales de aire de trabajo:**

- **Caudal de aire total : 1800 CFM  $\diamond$  849,47 l/s**
- **Caudal de aire de inyección : 842 CFM  $\diamond$  397,37 l/s**

Estos valores fueron tomados para el diseño.

Los caudales de aire de trabajo, calculados las capacidades y condiciones del aire en todo el proceso, se muestran en la tabla 4.15.

**Tabla 4.15**  
**Capacidades y condiciones del aire con los caudales de aire de trabajo**

Capacidad: A las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire al ingreso del evaporador		Caudales de aire de trabajo			Condiciones del aire						Condiciones alcanzadas en el local		Resistencia eléctrica de deshumidificación
					Exterior		De mezcla: Exterior y recirculación al ingreso del evaporador		Salida del evaporador				
Total	Sensible	Total	Inyección	Recirculación	Bulbo seco	Bulbo húmedo	Bulbo seco	Bulbo húmedo	Bulbo seco	Bulbo húmedo	Bulbo seco	Bulbo húmedo	
Btu/hr	Btu/hr	CFM	CFM	CFM	$t_{odb}$	$t_{owb}$	$t_{edb}$	$t_{ewb}$	$t_{ldb}$	$t_{lwb}$	$t_{rdb}$	$t_{rvb}$	
					°F	°F	°F	°F	°F	°F	°F	%	kW
73309	33294	1800	842	958	86.0	77.0	68.72	65.41	51.48	51.43	74	50	0.5

Fuente: Tabla 4.13, valores interpolados al caudal de inyección de 842 CFM

**4.2.4.3 Performance del equipo a los caudales de aire de trabajo**

Con los caudales de aire de trabajo, se calculó la performance del equipo a las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire al ingreso del evaporador a

fin de comprobar si la capacidad sensible y latente del equipo, cumple con los parámetros de selección del capítulo 2, asumidas en el capítulo 3.

De la tabla 4.15 la capacidad total y sensible a las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire al ingreso al evaporador, es:

Capacidad total	73309 Btu/hr
Capacidad sensible	33294 Btu/hr

Del cuadro 4.3 las capacidades requeridas son:

Capacidad total	67901.63 Btu/hr
Capacidad sensible	28943.46 Btu/hr

Se observa que las capacidades total y sensible del equipo, son mayores a las capacidades requeridas, por tanto queda validada la selección del equipo visto en el capítulo 3 parte 3.2.2.

#### 4.2.4.4 Eficiencia real

Con los caudales de aire de trabajo, se calculó la eficiencia real del equipo a las condiciones de la performance del punto anterior, a fin de comprobar lo asumido en capítulo 3; así se tiene:

Datos

- Capacidad total : 73309 Btu/hr
- Potencia eléctrica del condensador

De la tabla 4.9, la potencia eléctrica del condensador a la temperatura de bulbo húmedo, de mezcla a la entrada del evaporador

$t_{evb} = 65.41^\circ\text{F}$  después de interpolar, es : 6140 W.

- Potencia del motor del ventilador del evaporador

De la tabla 4.14, para 1800 CFM es: 993W  $\leftrightarrow$  3388.1 Btu/hr.

- Potencia de la resistencia eléctrica de deshumidificación

De la tabla 4.14, para los caudales de aire de trabajo, es 0,48kW  $\leftrightarrow$

1637.8 Btu/hr.

Eficiencia real: aplicando la fórmula 3.2, se tiene:

$$EER_p = \frac{73309 - 3388.1 - 1637.8}{6140 + 993 + 480} = 8.97 \frac{\text{Btu} / \text{hr}}{\text{W}}$$

$$EER_p = 8.97 \frac{\text{Btu} / \text{hr}}{\text{W}}$$

Se observa que la eficiencia real calculada (8.97 Btu/hr/W), es ligeramente mayor que la asumida (8.9 Btu/hr/W) en capítulo 3, por tanto, queda validado lo realizado en esa parte.

### 4.3 CONVERSION DEL EQUIPO

Tal como se mencionó en las consideraciones preliminares, para convertir el equipo de aire acondicionado estándar a uno de 100% aire exterior se debe: Reducir el caudal de aire de inyección, modificar y adicionar elementos en el circuito de refrigeración y de control, y adicionar elemento para controlar la humedad relativa y tener calefacción de tal manera que el equipo convertido permita alcanzar el suministro de aire acondicionado en condiciones similares al equipo especial.

### 4.3.1 REDUCCION DEL CAUDAL DE AIRE DE INYECCION

Para reducir el caudal de aire de inyección y mantener el mínimo caudal de aire permitido por el equipo, se requiere de lo siguiente:

- Un ducto de recirculación de aire.
- Una caja de mezcla de aire.
- Un elemento medidor de la velocidad del aire.

**Ducto de recirculación de aire:** Se estableció un flujo de aire de recirculación en el evaporador, mediante un ducto, que va desde la descarga del ventilador de inyección hasta la caja de mezcla con el flujo de aire exterior. Los caudales de aire con los ductos respectivos se muestran en la tabla 4.16.

**Tabla 4.16**  
**Ductos de aire acondicionado y caudales de aire**

Ducto	Caudal de aire	
	Pie <sup>3</sup> /min (CFM)	l/s
Principal	1800	849,47
Inyección	842	397,37
Recirculación	958	452,10

Fuente: Parte 4.2.4.2

En la figura 4.4, se muestra en forma esquemática, la reducción del caudal de aire de inyección al local, con el ducto de recirculación y la caja de mezcla con los caudales de aire de la tabla 4.15, y en el plano N° AA-02, las dimensiones de los ductos.

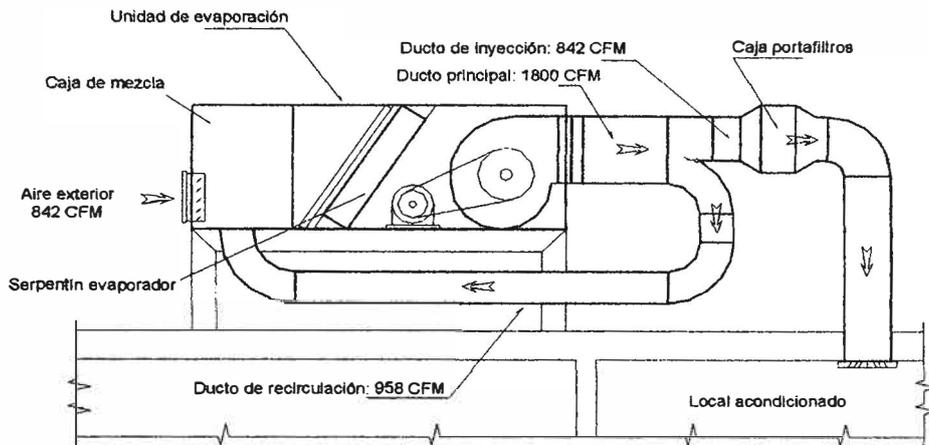


Fig. 4.4

### Esquema de reducción de caudal de aire de inyección al local

**Caja de mezcla:** Va adosada al gabinete de la unidad de evaporación en el lado de la succión del ventilador. Es un elemento adicional al equipo donde se mezcla el caudal de aire exterior con el de recirculación. Se selecciona del catálogo del fabricante, para su respectiva unidad de evaporación (ver figura 4.5, y anexo 3), así se tiene:

Selección:

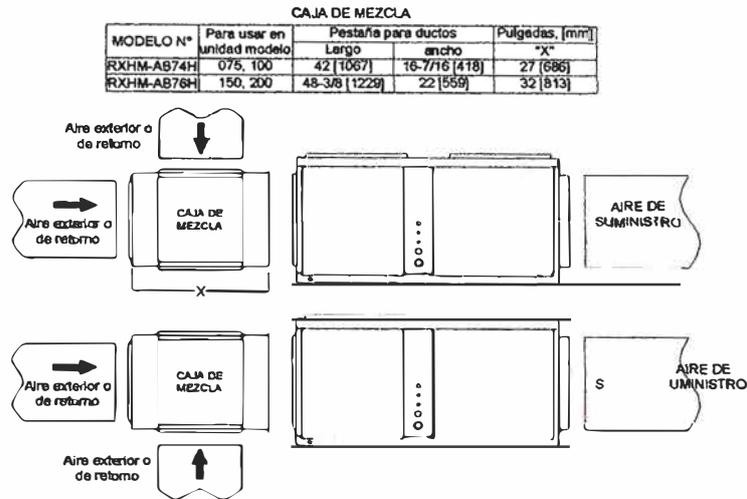
Caja de mezcla de unidad de evaporación de aire acondicionado tipo split

- Marca : RHEEM
- Modelo : RXHM-AB74H
- Caída de presión estática : 0.006" de c.a.

**Elemento medidor de la velocidad del aire:** Es un manómetro con tubo de pitot que se instala en el ducto de recirculación a fin de medir la presión dinámica, y con la sección del ducto se obtiene el caudal de aire que esta circulando.

Selección:

Del catálogo de manómetros de presión diferencial, marca: DWYER, ver cuadro 4.6 y anexo 8, se selecciona:



**Fig. 4.5**  
**Caja de mezcla**

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. H11-508 REV.4 Supersedes Form No. H11-508 Rev.3. Commercial air handler 7.5 through 20 nominal ton units [26 trough 70 kW]. RHGE-075, 100, 150, 200 RHGF-100. Aplicación horizontal de caja de mezcla p.22

**Cuadro 4.6**  
**Manómetro diferencial de tubo inclinado**

Modelo	Rango	Fluido requerido
25	0-3 pulgadas de columna de agua	0.826 gravedad específica color rojo
26	0-7 pulgadas de columna de agua	1.9 gravedad específica color azul
M-80	0-80 milímetros de columna de agua	0.826 gravedad específica color rojo
M-180	0-180 milímetros de columna de agua	1.9 gravedad específica color azul
M-700 Pa	10-0-700 Pascales	0.826 gravedad específica color rojo
27*	0-7000 FPM	0.826 gravedad específica color rojo
28*	0-10500 FPM	1.9 gravedad específica color azul

\* Requiere tubo de pitot.

Fuente: DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin D-58. Air filter gages and pressure switches. p. 2

- Medidor de velocidad de aire

Marca : DWYER

Modelo : 27\*

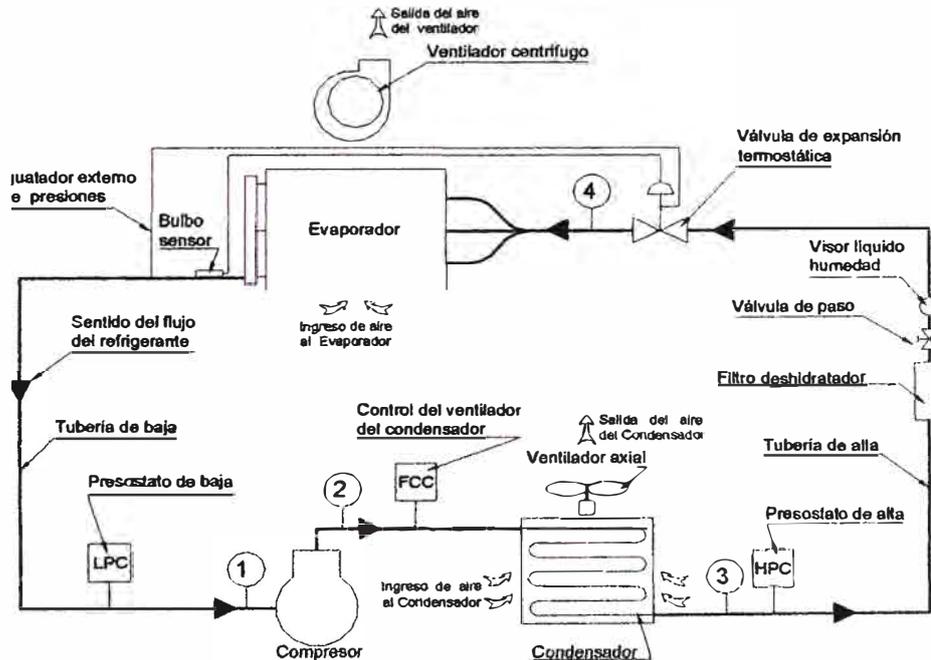
Rango : 0 a 7000 FPM

### 4.3.2 CONTROL DE LA CAPACIDAD DEL COMPRESOR

La conversión del equipo en esta parte involucra al circuito de refrigeración y al circuito de control.

### 4.3.2.1 Circuito de refrigeración

Al circuito de refrigeración del equipo de aire acondicionado estándar (ver figura 4.6) se le modificó y adicionó elementos a fin de que se pueda controlar la capacidad del compresor mediante el método de desviación de gas caliente<sup>[28]</sup>, el cual consiste, en cargar artificialmente al compresor cuando se baja la carga del sistema (carga parcial), esto se obtiene a través de una válvula de desviación de gas caliente que es ajustada para abrir y desviar el gas caliente de la descarga del compresor hacia el evaporador cuando la presión del evaporador baja del valor predeterminado. Con esto, indirectamente se controla la temperatura del refrigerante en el evaporador, de tal manera que no baje a los valores del congelamiento de la humedad del aire, solucionando así el problema de escarchamiento a carga parcial.



**Fig. 4.6**  
**Esquema del circuito de refrigeración de equipo estándar**

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES*. Esquema basado en especificaciones técnicas p. 3 e inspección visual del equipo por el autor

<sup>[28]</sup> DOSSAT, Roy J. *Principios de refrigeración*. p.311

Tomando como referencia la teoría mencionada, los elementos que tiene un equipo de aire acondicionado especial para 100% aire exterior (ver cuadro 4.5), la información del fabricante de estos elementos para su selección e instalación y la experiencia propia del autor en trabajos similares, el circuito de refrigeración fue modificado, adicionando los siguientes elementos:

- Acumulador de líquido en la succión.
- Válvula de desviación de gas caliente.
- Válvula solenoide de gas caliente.

No se consideró la válvula solenoide de líquido y el presostato de control de baja presión, para apagado del compresor por baja presión, por no ser necesarios en esta conversión del equipo\*. La utilidad, descripción de funcionamiento y selección de los elementos arriba mencionados se presenta a continuación:

**a) Acumulador de líquido en la succión<sup>[29]</sup>:** Se utiliza para evitar el ingreso de líquido refrigerante en la succión del compresor, pues es una trampa que recoge este líquido refrigerante, y lo evapora. La presencia de líquido refrigerante puede ser entre otros por: baja temperatura del aire de ingreso al evaporador, sistema de aire acondicionado trabajando a carga parcial, baja presión del refrigerante a la salida del evaporador, exceso de gas refrigerante, mal funcionamiento del dispositivo de expansión. Se instala en la unidad de condensación, en la tubería de succión cerca del compresor.

---

<sup>[29]</sup> AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. Tomo 1.p. 170

\* El sistema de apagado del compresor por baja presión se utiliza en equipos de aire acondicionado del tipo split con el evaporador por debajo del condensador o para capacidades superiores a las 10 toneladas de refrigeración.

Descripción de funcionamiento: La mezcla vapor, líquido refrigerante y aceite al ingresar al acumulador de succión (ver figura 4.7 y anexo 5), es desviada por un deflector, para prevenir salpicaduras, se expansionan en la botella donde se evapora el líquido que pueda contener y luego ingresa por la parte superior del tubo en U que tiene un agujero en la parte inferior para recolectar el aceite depositado, para salir como vapor, conjuntamente con el aceite.

Selección: Según la información del fabricante, entre otros, AC e R<sup>[30]</sup> y Alco<sup>[31]</sup>:

- Se selecciona de acuerdo a la capacidad de refrigeración del motocompresor, para lo cual el fabricante da una tabla de capacidades recomendadas en función del refrigerante y la temperatura del evaporador, ver tabla 4.18.
- El acumulador debe tener capacidad para retener una adecuada cantidad de líquido, la cual puede variar para cada sistema, sin embargo recomienda que no debe ser menor que el 50% de la carga de refrigerante. Asumiendo esta carga de 14 libras\*, la capacidad de almacenamiento del acumulador a seleccionar debe ser mínimo de 7 libras. En tabla 4.17 se tiene la capacidad de retención del acumulador de succión Alco.
- La caída de presión del refrigerante a través del acumulador, no debe ser mayor que el equivalente a 1°F. La máxima capacidad recomendada de la tabla 4.18, está basada en esta caída de presión.

---

<sup>[30]</sup>AC e R COMPONENTS INC. *Compressor Protective Devices*. Illinois USA, AC e R COMPONENTS INC, 1988.p. 6

<sup>[31]</sup>ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. p. 177 y 178

\* Con cargo a chequear en capítulo 5 en “carga de refrigerante del sistema”.

- La mínima capacidad en toneladas de refrigeración, no debe ser menor que el 15% de la capacidad recomendada a fin de asegurar un retorno positivo de aceite al compresor.

**Ejemplo de selección:**

Datos:

Capacidad del motocompresor	: 6.5 Toneladas, ver cuadro 4.1
Temperatura del evaporador <sup>[32]</sup>	: 40°F
Carga del sistema	: 14 libras R22
Refrigerante	: R22. Ver cuadro 4.1

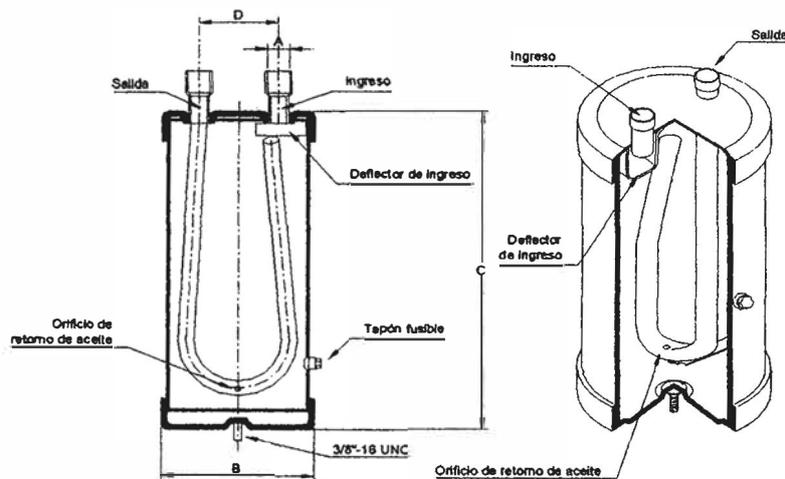
Del catálogo de selección de controles de refrigeración y aire acondicionado, marca ALCO (ver tablas 4.17, 4.18 y anexo 5), se selecciona:

Acumulador de succión

Marca	: Alco
- Modelo	: A-AS 5 127
- Capacidad para R22 a 40°F	: 7.3 Ton, ver tabla 4.18
- Capacidad de retención a 40°F/R22	: 8 Libras, ver tabla 4.17
- Tubería de ingreso y salida	: 7/8"Ø
- Máxima presión de trabajo	: 300 PSIG

El acumulador seleccionado cumple con todas las recomendaciones de selección del fabricante arriba mencionadas y su instalación en el circuito de refrigeración modificado, se puede ver en la figura 4.12 y plano AA-06.

<sup>[32]</sup> RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV.1 Supersedes Form No. A11-144 Rev 0  
Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 NOMINAL TON UNITS. RAWC - SERIES. p. 8



**Fig. 4.7**  
**Acumulador de succión**

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. p. 177

**Tabla 4.17**  
**Dimensiones y capacidad del acumulador de succión**

MODELO Nº	A Encaje para tubería nominal	Peso de unidad (Libras)	B Diámetro (pulgadas)	C Longitud, (pulgadas)	D Separación de encajes	Toneladas refrigeración R-22 (+40°F)	Capacidad de retención (Libras), 50% lleno	
							40°F Líquido R22/R134a	40°F Líquido R404A/R507
A-AS 3 84 *	1/2	2.0	3	8	1.63	2	1.5	1.5
A-AS 3 105 *	5/8	2.4	3	10	1.63	3	2	2
A-AS 3 125 *	5/8	2.9	3	12	1.63	3	3	2.5
A-AS 3 126 *	3/4	2.9	3	12	1.63	4	3	2.5
A-AS 3 145 *	5/8	3.3	3	15	1.63	3	3.5	3
A-AS 3 146 *	3/4	3.3	3	14	1.63	4	3.5	2.75
A-AS 4 64	1/2	2.8	4	6	2.5	2	2.5	2
A-AS 4 65	5/8	2.8	4	6	2.5	3	2.5	2
A-AS 4 105	5/8	4.6	4	10	2.5	3	4	3.5
A-AS 4 106	3/4	4.6	4	10	2.5	4	4	3.5
A-AS 5 96	3/4	5.1	5	9	2.75	4	6	5.5
A-AS 5 97	7/8	5.1	5	9	2.75	7.3	6	5.5
A-AS 5 126	3/4	6.6	5	12	2.75	4	8	7.5
A-AS 5 127	7/8	6.6	5	12	2.75	7.3	8	7.5
A-AS 5 137	7/8	7.1	5	13	2.75	7.3	8.5	8
A-AS 5 139	1-1/8	7.1	5	13	2.75	11.8	8.5	8
A-AS 5 179	1-1/8	8.4	5	17	2.75	11.8	12	10
A-AS 5 1711	1-3/8	8.4	5	17	2.75	18.8	12	10
A-AS 6 117	7/8	10.0	6	11	2.94	7.3	10	9
A-AS 6 137	7/8	11.7	6	13	2.94	7.3	12	11
A-AS 6 139	1-1/8	11.7	6	13	2.94	11.8	12	11
A-AS 6 1411	1-3/8	12.1	6	14	2.94	18.8	15	12
A-AS 6 1713	1-5/8	15.4	6	17	2.94	28.5	16	15
A-AS 6 2013	1-5/8	18.1	6	20	2.94	28.5	20	16
A-AS 6 2513	1-5/8	22.6	6	25	2.94	28.5	25	20

\* No suministrado con tapón fusible

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. p. 177

**Tabla 4.18**  
**Capacidad del acumulador de succión en toneladas de refrigeración**

Modelo N°	R-22					R-502				
	-40°F	-20°F	0°F	+20°F	+40°	-40°F	-20°F	0°F	+20°F	+40°
A-AS 3 84	0.4	0.6	0.9	1.4	2.0	0.3	0.5	0.8	1.3	1.8
A-AS 3 105	0.5	0.8	1.4	2.1	3.0	0.5	0.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 3 125	0.5	0.8	1.4	2.1	3.0	0.5	0.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 3 126	0.72	1.1	1.8	2.8	4.0	0.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 3 145	0.5	0.8	1.4	2.1	3.0	0.6	0.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 3 146	0.72	1.1	1.8	2.8	4.0	0.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 4 64	0.4	0.6	0.9	1.4	2.0	0.3	0.5	0.8	1.3	1.8
A-AS 4 65	0.5	0.8	1.4	2.1	3.0	0.5	0.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 4 105	0.5	0.8	1.4	2.1	3.0	0.5	0.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 4 106	0.72	1.1	1.8	2.8	4.0	0.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 5 96	0.72	1.1	1.8	2.8	4.0	0.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 5 97	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 5 126	0.72	1.1	1.8	2.8	4.0	0.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 5 127	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 5 137	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 5 139	2.1	3.3	5.3	8.3	11.8	1.9	2.9	4.6	7.1	10.2
A-AS 5 179	2.1	3.3	5.3	8.3	11.8	1.9	2.9	4.6	7.1	10.2
A-AS 5 1711	3.4	5.3	8.5	13.2	18.8	3.0	4.6	7.4	11.6	16.5
A-AS 6 117	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 6 137	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 6 139	2.1	3.3	5.3	8.3	11.8	1.9	2.9	4.6	7.1	10.2
A-AS 6 1411	3.4	5.3	8.5	13.2	18.8	3.0	4.6	7.4	11.6	16.5
A-AS 6 1713	5.1	8.0	12.8	20.0	28.5	4.4	6.9	11.0	17.2	24.5
A-AS 6 2013	5.1	8.0	12.8	20.0	28.5	4.4	6.9	11.0	17.2	24.5
A-AS 6 2513			12.8	20.8	28.5	4.4	6.9	11.0	17.2	24.5

Notas:

- 1.- La máxima capacidad recomendada en toneladas de refrigeración está basada en la caída de presión en el acumulador equivalente a 1.0°F
- 2.- La mínima capacidad en toneladas de refrigeración, no debe ser menor que el 15% de la capacidad recomendada a fin de asegurar un retorno positivo de aceite al compresor.
- 3.- Todos los datos están basados en toneladas de refrigeración y no está relacionada a la potencia.
- 4.- Mínima temperatura del evaporador es -40°F. Mínima temperatura del gas en la succión a través del acumulador es 12°F. Para operaciones debajo de estas condiciones, favor contactar con el departamento técnico de Alco Control.

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A.  
*Refrigeration and air conditioning flow controls.* p. 178

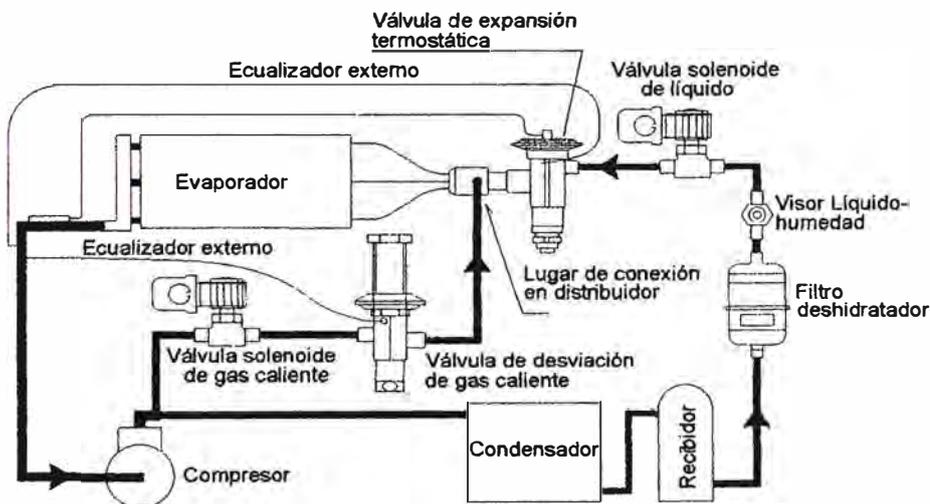
**Cuadro 4.7**  
**Nomenclatura para selección del acumulador de succión**

Nomenclatura de selección				
A	AS	3	12	5
Alco	Acumulador de succión	Diámetro pulgadas	Longitud del vaso Pulgadas	Tamaño nominal de la tubería en 1/8"

Especificaciones: Máxima presión de trabajo : 300 PSIG

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A.  
*Refrigeration and air conditioning flow controls.* p. 177

b) **Válvula de desviación de gas caliente**<sup>[33]</sup>: Se utiliza para controlar la presión del refrigerante a un valor fijado en el evaporador, con esto permite que el equipo de aire acondicionado pueda refrigerar a temperaturas bajas tanto del aire en el evaporador, como en el condensador, sin producirse escarchamiento o bloque de hielo en el evaporador. El efecto que produce es una reducción de la capacidad de refrigeración del equipo, creando una carga artificial en el evaporador, al desviar el gas caliente que sale del compresor para inyectarlo directamente al evaporador después de la salida de la válvula de expansión termostática. Esta válvula se instala cerca del compresor en una tubería adicional al circuito de refrigeración, que va entre la tubería de descarga del compresor y la salida de la válvula de expansión termostática, ver figura 4.8.

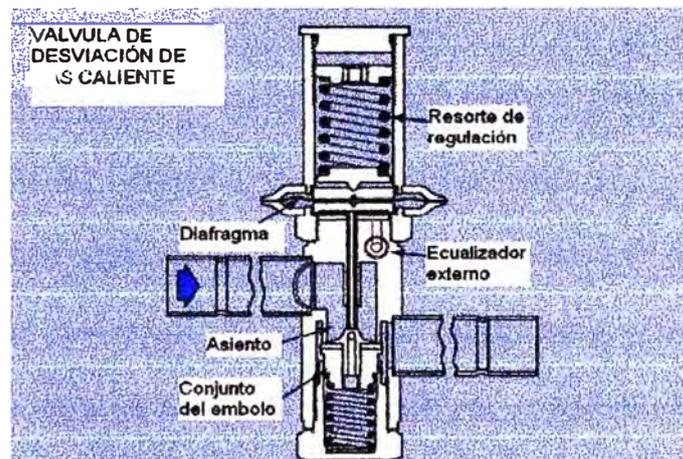


**Fig. 4.8**  
**Diagrama esquemático de la instalación de la válvula de desviación de gas caliente.**

Fuente: SPORLAN VALVE COMPANY. Bulletin 90-40. *Discharge Bypass Valves for system capacity control.* Figura 1 p.1

<sup>[33]</sup>ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527N-0598 Rev. B (0897). 100% outside Air Cooling/Dehumidifying Units. High Efficiency Split Systems. Installation Operation and Maintenance Manual . p.3

Descripción de funcionamiento: La válvula responde a los cambios en la presión de succión a la salida del evaporador; cuando esta presión está por encima del valor fijado de 56 PSIG<sup>[34]</sup>, vence a la fuerza ejercida por el resorte de calibración lo cual hace que el puerto de la válvula permanezca cerrada. Si la presión cae por debajo del valor fijado, la fuerza del resorte vence a la presión antagonista permitiendo el ingreso de gas caliente al evaporador. El funcionamiento es modulante y proporcional a la desviación con la presión fijada. En la figura 4.9 se tiene un corte de la válvula de desviación de gas caliente.



**Fig. 4.9**  
**Corte esquemático de válvula de desviación de gas caliente**

Fuente: SPORLAN VALVE COMPANY. Bulletin 90-40. *Discharge Bypass Valves for system capacity control*. Figura 4 p.4

Selección: Básicamente existen tres tipos de estas válvulas, para uso en refrigeración y aire acondicionado diferenciadas, por su tipo de regulación y cuerpo, que son:

- 1.- Con regulador de operación directa: Diseñado para sistemas industriales, el regulador controla directamente el flujo del refrigerante desviado, puede ser fijado entre 0 a 80 PSIG, lleva una toma de servicio para la lectura de presiones.

<sup>[34]</sup> ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527N-0598 Rev. B (0897). *100% outside Air Cooling/Dehumidifying Units. High Efficiency Split Systems. Installation Operation and Maintenance Manual*. Valor recomendado a fin de que el refrigerante no alcance la temperatura de congelamiento de la humedad del aire. p.19

Para la conversión del equipo se utilizó este tipo de válvula, por ser del tipo industrial.

- 2.- Con regulador de acción directa, diseñado para sistemas residenciales, similar al de operación directa, son regulables entre 0 a 80 PSIG.
- 3.- Con regulador con piloto, diseñado para sistemas industriales de grandes capacidades, entre 7 a 100 toneladas de refrigeración desviada, la acción del piloto controla el flujo del refrigerante, siendo posible su regulación entre 0 a 80 PSIG.

Según la información del fabricante, entre otros: Alco, Sporlan, se debe seleccionar la válvula, teniendo en cuenta lo siguiente:

- Tipo de refrigerante: El equipo seleccionado trabaja con gas R22.
- Capacidad de desviación: Es la máxima capacidad, expresada en toneladas de refrigeración que se desea sea desviada por la válvula hacia el evaporador. Las válvulas de este tipo, instaladas de fábrica de los equipos especiales 100% aire exterior (Addison<sup>[35]</sup>, Weatherking), vienen para una capacidad de desviación del 50% en promedio. Tomando este mismo porcentaje la válvula de desviación de gas caliente, se seleccionó para una capacidad de desviación de 3 Ton.
- Temperatura del evaporador: Es la temperatura del gas refrigerante en el evaporador, para propósitos de aire acondicionado, se tomó: 40°F.

---

<sup>[35]</sup> ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-0512 Rev. C (0401) Supersedes Form #3527S-0939 Rev. B (0900). *100% outside air – makeup air units RCA SERIES 4-30 TONS*. p.3

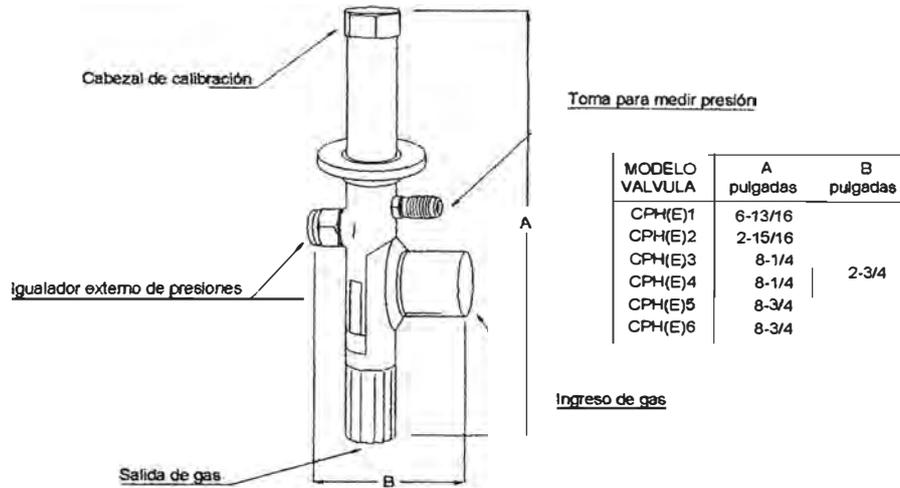
**Ejemplo de selección:****Datos:**

- Capacidad del equipo : 6.5 Toneladas, ver cuadro 4.1
- Capacidad desviada : 3 Ton de refrigeración
- Refrigerante : R22. Ver cuadro 4.1
- Temperatura del evaporador : 40°F

Del catálogo de selección de controles de refrigeración y aire acondicionado Alco (ver cuadro 4.8 y anexo 5), se seleccionó:

- Válvula de desviación de gas caliente (Hot gas bypass valve)
- Tipo : Operación directa
- Marca : Alco
- Modelo : CPHE-4
- Capacidad desviada : 3 Ton de refrigeración
- Refrigerante : R22
- Temperatura del evaporador : 40° F
- Rango de calibración : 0-80 PSIG

La válvula de desviación de gas caliente seleccionada, cumple con las recomendaciones del fabricante. Del catálogo (cuadro 4.8) se observa que implícitamente, también se ha seleccionado la válvula solenoide con la cual trabaja normalmente, siendo el modelo: 200 RB5.



**Fig. 4.10**  
**Válvula de desviación de gas caliente con regulador de operación directa**

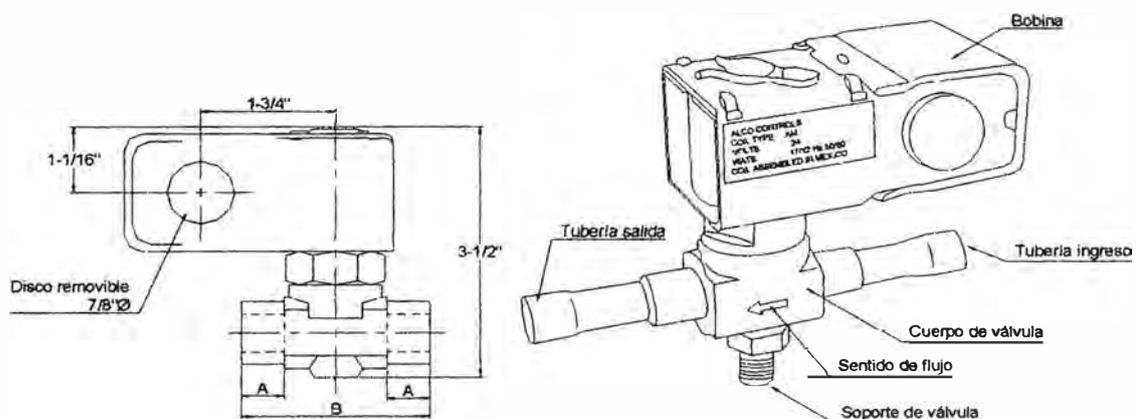
Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. p. 206

**Cuadro 4.8**  
**Selección de válvulas de desviación de gas caliente, R22**

Capacidad desviada Ton	Tipo de componente	Temperatura del evaporador °F								
		40°	30°	20°	10°	0°	-10°	-20°	-30°	-40°
½	Regulador de desviación	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1	CPHE-1
	Solenoides de gas caliente	100RB2	100RB2	100RB2	100RB2	100RB2	100RB2	100RB2	100RB2	100RB2
1	Válvula inyección de líquido	LCL1A	LCL1A	LCL1B	LCL1B	LCL1B	LCL1C	LCL1C	LCL1C	LCL1C
	Regulador de desviación	CPHE-3	CPHE-3	CPHE-3	CPHE-3	CPHE-3	CPHE-3	CPHE-3	CPHE-2	CPHE-2
2	Solenoides de gas caliente	200RB3	200RB3	200RB3	200RB3	200RB3	200RB3	200RB3	200RB3	200RB3
	Válvula inyección de líquido	LCL1A	LCL1A	LCL1B	LCL1B	LCL1B	LCL1C	LCL1C	LCL1C	LCL1C
3	Regulador de desviación	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4
	Solenoides de gas caliente	200RB4	200RB4	200RB4	200RB4	200RB4	200RB4	200RB4	200RB4	200RB4
4	Válvula inyección de líquido	LCL1A	LCL1A	LCL1B	LCL1B	LCL1B	LCL1C	LCL1C	LCL1C	LCL1C
	Regulador de desviación	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4
5	Solenoides de gas caliente	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5
	Válvula inyección de líquido	LCL1A	LCL1A	LCL1B	LCL1B	LCL1B	LCL1C	LCL1C	LCL1C	LCL1C
6	Regulador de desviación	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-4	CPHE-4	CPHE-4
	Solenoides de gas caliente	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5	200RB5
7	Válvula inyección de líquido	LCL2A	LCL2A	LCL2B	LCL2B	LCL2B	LCL2C	LCL2C	LCL2C	LCL2C
	Regulador de desviación	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-5	CPHE-5
8	Solenoides de gas caliente	200RB6	200RB6	200RB6	200RB6	200RB6	200RB6	200RB6	200RB6	200RB6
	Válvula inyección de líquido	LCL2A	LCL2A	LCL2B	LCL2B	LCL2B	LCL2B	LCL2C	LCL2C	LCL2C
9	Regulador de desviación	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-6	CPHE-5
	Solenoides de gas caliente	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	200RB6
10	Válvula inyección de líquido	LCL2A	LCL2A	LCL2B	LCL2B	LCL2B	LCL2B	LCL2C	LCL2C	LCL2C
	Regulador de desviación	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H
11	Solenoides de gas caliente	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8
	Válvula inyección de líquido	LCL3A	LCL3A	LCL3B	LCL3B	LCL3B	LCL3B	LCL3C	LCL3C	LCL3C
12	Regulador de desviación	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H
	Solenoides de gas caliente	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8
13	Válvula inyección de líquido	LCL3A	LCL3A	LCL3B	LCL3B	LCL3B	LCL3B	LCL3C	LCL3C	LCL3C
	Regulador de desviación	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H	FA8-12H
14	Solenoides de gas caliente	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8	240RA8
	Válvula inyección de líquido	LCL3A	LCL3A	LCL3B	LCL3B	LCL3B	LCL3B	LCL3C	LCL3C	LCL3C

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. Extracto de catálogo de selección de elementos de control de refrigeración y aire acondicionado, sección válvulas de desviación de gas caliente. p. 210

c) **Válvula solenoide<sup>[36]</sup>**: Es una válvula de accionamiento eléctrico, sirve para controlar remotamente el paso de un fluido en forma de gas o líquido (ver figura 4.11 y anexo 5). Por su modo de operación puede ser normalmente abierta (NO), cuando permanece abierta hasta que se energiza su bobina y se cierra, y normalmente cerrada (NC), cuando permanece cerrada hasta que se energiza su bobina y se abre. Para el caso del presente trabajo, se optó por la válvula del tipo normalmente cerrada, conectada de tal manera que su bobina se energiza cada vez que arranca el compresor, permitiendo el paso de gas caliente del compresor hacia la válvula de desviación de gas caliente. La ubicación de esta válvula se puede apreciar en el plano AA-06 y figuras 4.8 y 4.12.



**Fig. 4.11**  
**Válvula solenoide de dos vías**

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION, EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. Sección válvula solenoide de refrigeración. p. 78-79

Descripción de funcionamiento: Una bobina se coloca alrededor de un tubo que contiene un émbolo móvil. Cuando pasa corriente en la bobina se crea un campo

<sup>[36]</sup> AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. Tomo 1.p. 172

magnético, que jala el émbolo dentro del tubo, dejando pasar el fluido, si es que es normalmente cerrada y corta el flujo del fluido si es normalmente abierta.

Selección: La válvula solenoide de gas caliente fue seleccionada implícitamente al momento de seleccionar la válvula de desviación de gas caliente.

Del catálogo de selección de controles de refrigeración y aire acondicionado, marca ALCO (ver anexo5, cuadro 4.9 y tabla 4.19) se tiene:

#### Válvula solenoide para gas refrigerante caliente

- Marca : Alco
- Modelo : 200 RB5F5M
- Tipo : Normalmente cerrada NC
- Número de vías : 2
- Máxima capacidad desviada : 3 Ton
- Máxima caída de presión : 32.13 PSIG \*
- Refrigerante : Gas caliente R22
- Características eléctricas : 220V-1Ø-60Hz
- MOPD : 300 PSIG<sup>Δ</sup>
- SWP : 500 PSIG<sup>□</sup>
- Máxima temperatura del fluido : 285 °F<sup>♦</sup>

\* Caída de presión interpolada de tabla 4.20, para la máxima capacidad desviada.

<sup>Δ</sup> Diferencia de presión máxima admisible. Para aire acondicionado con R22 la presión en el lado de alta está por el orden de 250 PSIG y en lado del evaporador por 60 PSIG, luego el MOPD = 300PSIG es mucho mayor que 250-60=190PSIG

<sup>□</sup> Presión segura de funcionamiento de 500 PSIG es mucho mayor que la presión en el lado de alta del circuito de refrigeración de 250PSIG

<sup>♦</sup> La temperatura del gas caliente a la descarga del compresor de aire acondicionado está por el orden de 130°F

**Cuadro 4.9**  
**Nomenclatura de válvula solenoide**

<b>200R</b>	<b>B</b>	<b>6</b>	<b>F</b>	<b>5</b>	<b>M</b>
Serie de válvula	Serie de diseño	Tamaño del puerto en 1/16"	Tipo de conexión F=SAE S=ODF P=FPT	Tamaño de la conexión en 1/8"	Soporte de válvula M=bástago manual T= Montaje con soporte adaptador

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. Sección válvula solenoide de refrigeración. p. 79

**Tabla 4.19**  
**Capacidad de la válvula solenoide para gas refrigerante caliente**  
**en toneladas de refrigeración**

<b>R134A</b>	Caída de presión a través de la válvula ,libras/pulg. <sup>2</sup> (PSIG)										
	1	2	4	5	7	8	10	20	30	40	50
200RB2	0.27	0.33	0.49	0.55	0.66	0.70	0.77	0.99	1.15	1.26	1.31
200RB3	0.42	0.50	0.76	0.84	1.01	1.09	1.18	1.51	1.76	1.93	2.02
200RB4	0.50	0.60	0.90	1.0	1.2	1.3	1.4	1.8	2.1	2.3	2.4
200RB5	0.70	1.0	1.4	1.6	1.8	1.9	2.1	2.9	3.3	3.6	3.7
200RB6	1.1	1.4	2.0	2.2	2.6	2.8	3.1	4.1	4.8	5.2	5.4
<b>R22</b>	1	2	4	5	7	8	10	20	30	40	50
200RB2	0.45	0.55	0.63	0.71	0.78	0.85	0.90	0.95	1.00	1.22	1.38
200RB3	0.69	0.85	0.97	1.09	1.19	1.30	1.38	1.46	1.55	1.87	2.12
200RB4	0.82	1.01	1.16	1.30	1.42	1.55	1.64	1.74	1.84	2.23	2.53
200RB5	1.28	1.58	1.82	2.03	2.22	2.42	2.57	2.72	2.87	3.48	3.85
200RB6	1.84	2.28	2.62	2.92	3.20	3.45	3.69	3.92	4.13	5.01	5.69
<b>R404A/R507</b>	1	2	4	5	7	8	10	20	30	40	50
200RB2	0.27	0.33	0.49	0.55	0.66	0.70	0.82	1.10	1.31	1.42	1.53
200RB3	0.42	0.50	0.76	0.84	1.01	1.09	1.26	1.68	2.02	2.18	2.35
200RB4	0.50	0.60	0.90	1.0	1.2	1.3	1.5	2.0	2.4	2.6	2.8
200RB5	0.70	1.0	1.5	1.6	1.9	2.0	2.3	3.1	3.7	4.1	4.4
200RB6	1.1	1.5	2.1	2.4	2.8	3.0	3.3	4.5	5.3	5.9	6.4

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. Sección válvula solenoide de refrigeración. p. 79

### Circuito de refrigeración modificado:

En la figura 4.12 y plano N° AA-06, se puede observar el circuito de refrigeración modificado, donde se puede apreciar la ubicación del acumulador de succión, válvula de desviación de gas caliente y válvula solenoide. La descripción del funcionamiento del circuito de refrigeración<sup>[37]</sup>, teniendo en cuenta que las presiones y temperaturas del refrigerante en los diferentes procesos son referenciales<sup>[38]</sup>, se da a continuación:

<sup>[37]</sup> STOEKER, W. F. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. p.53 e información del fabricante de los elementos instalados en el circuito de refrigeración modificado.

<sup>[38]</sup> AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. Tomo 2.p. 291. Presión y temperatura promedio del circuito de refrigeración de un equipo de aire acondicionado con R22



Si la presión en el evaporador es menor que 56 PSIG, la válvula empieza a modular el paso del gas caliente de tal manera que la presión no baje de este valor, la otra parte del gas va al condensador. Con esto se logra mantener la temperatura del refrigerante en el evaporador por encima de los 32°F, para evitar el escarchamiento o formación de hielo.

- b) Proceso de condensación (2-3):** El refrigerante sale del compresor en estado gaseoso a alta temperatura y presión. Para cambiar al estado líquido, se le debe eliminar calor sensible y latente. Esto se logra en un intercambiador de calor que se llama condensador. El refrigerante fluye a través de uno de los circuitos del condensador ingresando a 295 PSIG\* y 130 °F\*, en el otro pasa un fluido de enfriamiento, aire en este caso, a menor temperatura que el refrigerante (86°F según las condiciones exteriores de diseño). Por lo tanto, el calor se transfiere del refrigerante al fluido de enfriamiento y, como resultado de ello, el refrigerante se condensa y pasa a la forma líquida saliendo con un subenfriamiento de 15°F\* a 295PSIG\* y 114°F\* en el punto (3). Este proceso en realidad, se realiza con una mínima caída de presión del refrigerante en el condensador entre 0.5 a 3PSIG.
- c) Proceso de expansión (3-4):** El refrigerante en estado líquido saliendo del punto (3) pasa por: el filtro deshidratador, visor líquido humedad, luego pasa al punto (4) a través de una restricción, denominada válvula de expansión termostática. El refrigerante pierde presión al pasar por la restricción, y por

---

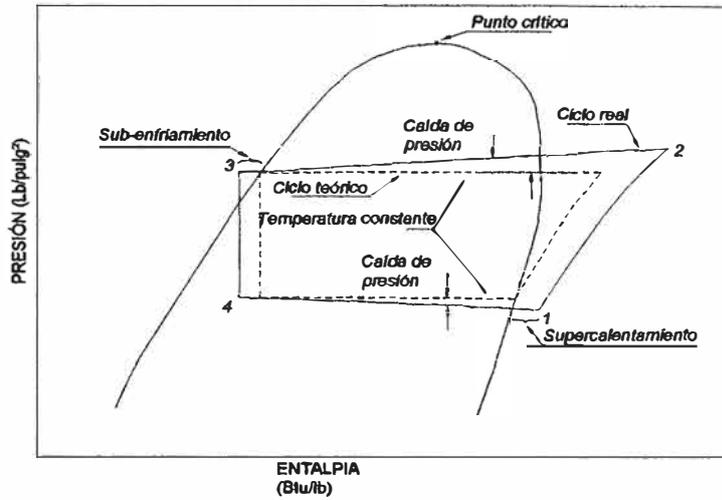
\* Valores referenciales , según bibliografía [37]

tanto también temperatura, saliendo a 75 PSIG\* y 44°F\* según las propiedades del refrigerante R22.

- d) Proceso de evaporación (4-1):** El refrigerante pasa a través de un intercambiador de calor llamado evaporador. Este intercambiador tiene dos circuitos, el aire circula por uno y por el otro, el refrigerante. El aire está a una temperatura mayor que la del refrigerante, y por lo tanto se transfiere calor desde el mismo hasta el refrigerante, y se produce el efecto de enfriamiento que se desea. El refrigerante hierve debido al calor que recibe en el evaporador, saliendo con un sobrecalentamiento de 15 °F\* a 75 PSIG\* y 56°F\*. Este proceso en realidad se realiza con una mínima caída de presión del refrigerante en el evaporador entre 1 a 6 PSIG. El vapor regresa al compresor, pasando por el acumulador de succión donde se expande y evapora el refrigerante en estado líquido que pueda contener.

Si la presión del vapor a la salida del evaporador, es menor a 56 PSIG, la válvula de desviación de gas caliente empieza a modular, permitiendo el ingreso de gas caliente al evaporador, creando una carga ficticia y levantado las presiones y el sobrecalentamiento que es detectado por el bulbo sensor de la válvula de expansión termostática que deja pasar más líquido para disminuir el sobrecalentamiento. En la figura 4.13 se muestra el proceso en el diagrama presión entalpía en condiciones de máxima carga.

\* Valores referenciales , según bibliografía [37]

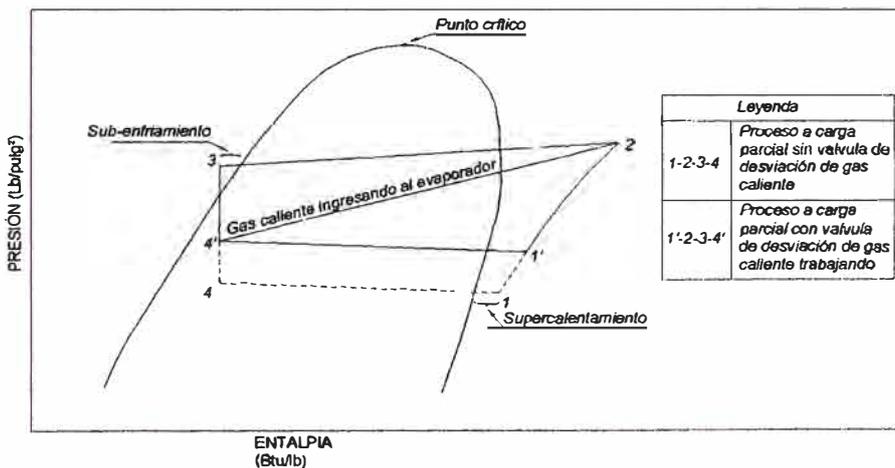


**Fig. 4.13**

**Ciclos de compresión de vapor real y teórico a condiciones de máxima carga**

Fuente: STOEKER, W. F. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. Figura 3.15. p. 54

En la figura 4.14 se muestra el efecto de la válvula de desviación de gas caliente, en el diagrama presión entalpía a las condiciones de carga parcial.



**Fig. 4.14**

**Efecto de la válvula de desviación de gas caliente a condiciones de carga parcial**

### 4.3.2.2 Circuito de control

Tomando como referencia el elemento de control que tiene el equipo de aire acondicionado especial para 100% aire exterior (ver cuadro 4.5) se adicionó un termostato de ambiente ajustable, para que saque de funcionamiento al compresor cuando la temperatura de bulbo seco exterior sea menor que 55°F, lo cual produce funcionamiento errático no recomendable<sup>[39]</sup>. El elemento utilizado fue un control de temperatura de bulbo y capilar para aire acondicionado, por ser el más utilizado para controlar en ambientes externos, por ser sellado y ajustable.

#### **Termostato exterior de bulbo y capilar<sup>[40]</sup>**

Es un interruptor mecánico con sensor del tipo bulbo y capilar, el cual puede ser accionado por la temperatura ambiente o de un fluido (ver figura 4.15 y anexo 5).

Descripción de funcionamiento: Se basa en la dilatación o contracción del líquido, gas o refrigerante contenido en el bulbo al calentarse o enfriarse, el cual ejerce una presión que se trasmite por el tubo capilar hasta el fuelle o diafragma, generándose un movimiento que acciona al micro interruptor.

Selección: La selección de este dispositivo de control es bastante simple, ya que existe en el mercado, controladores de temperatura de bulbo y capilar para uso en refrigeración y aire acondicionado. Se debe tener en cuenta la temperatura que se desea controlar.

---

<sup>[39]</sup> ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-1278 Rev. A (0701) Supersedes Form #0527S-1278(0900). *RCA Series air cooled condensing units RCA071E*. p. 2 Rango recomendado: 55°F a 70°F

<sup>[40]</sup> AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. Tomo 2.p. 218 y 219

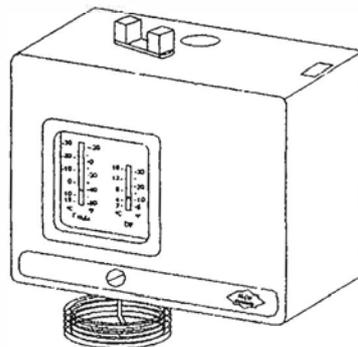
**Ejemplo de selección:****Datos**

- Rango de temperatura : 55°F a 70°F
- Tipo : Regulable

Del catálogo de selección de elementos de control de refrigeración y aire acondicionado, marca: ALCO (ver cuadro 4.10 y anexo 5), se seleccionó:

**Termostato exterior de bulbo y capilar**

- Marca : ALCO
- Modelo : TF115-S3 AE00
- Tipo : Regulable
- Características técnicas:
  - Rango de temperatura : 15°F a 95°F
  - Rango del diferencial : 3°F a 30°F
  - Sensor : 10 pies de tubo capilar con bulbo de 3/8"Øx2"
  - Tipo de interruptor : 1 polo con dos salidas (SPDT)
  - Capacidad de contactos : 24 amperios en 120 VAC , ver cuadro 4.11



**Fig. 4.15**  
**Termostato exterior de bulbo y capilar**

**Cuadro 4.10**  
**Características técnicas del termostato exterior de bulbo y capilar**

Modelo ALCO Ⓞ	Rango, °F	Diferencial °F	Interruptor	Capilar y bulbo	Reemplazos			
					Ranco	Penn	White- Rodgers	Honeywell
<b>BULBO CON CAPILAR – CARGADO DE VAPOR</b>								
TF 115-S1 AA10 Baja temperatura	-60 a +15	3 a 30	SPDT	10 pies de capilar con bulbo de 3/8"Ø x 2"	010-1433	-	1609-100 Ⓞ	-
TF115-S2 AA10 Refrigerador / control del evaporador	-20 a +60				010-1408 010-1409 016-104	-	1609-90	T4031A1008
<b>CAPILAR SENSOR DE AMBIENTE</b>								
TF115-S2 AE00 A la entrada Evaporadores	-20 a +60	3 a 30	SPDT	Capilar sensor para temperatura ambiente	010-1072 010-1418 016-594	A19BBC-2 Ⓞ	201-20 Ⓞ	T6054A Ⓞ
TF115-S3 AE00 Ventilación / aire acondicionado/ calefacción	+15 a +95				010-301 016-165	A19BAB-3 A19BAC-1	201-8	T6054B
<b>GAMA AMPLIA – BULBO SENSOR</b>								
TF115-S4 AF10 Gama amplia de control de temperatura	-20 a +95	5 a 35	SPDT	10 pies de capilar con bulbo de 3/8"Øx2-3/4"	060-100 F25-107 Ⓞ	A19ABC-24 A19ZBC-2 Ⓞ	1609-101 1609-102 1609-103	T6031A1029

SPDT: Interruptor de un polo con dos salidas.

Ⓞ Los controles de esta lista pueden ser reemplazados por la lista de reemplazos mostrada, consultar departamento de ingeniería de ALCO Controls, si se requiere apoyo técnico para el reemplazo de estos controles de temperatura.

Ⓞ Rango límite, revisar aplicación

Ⓞ Reemplazo funcional

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. Sección: Termostatos y presostatos de control. p.236 Control de temperatura modelo TF115

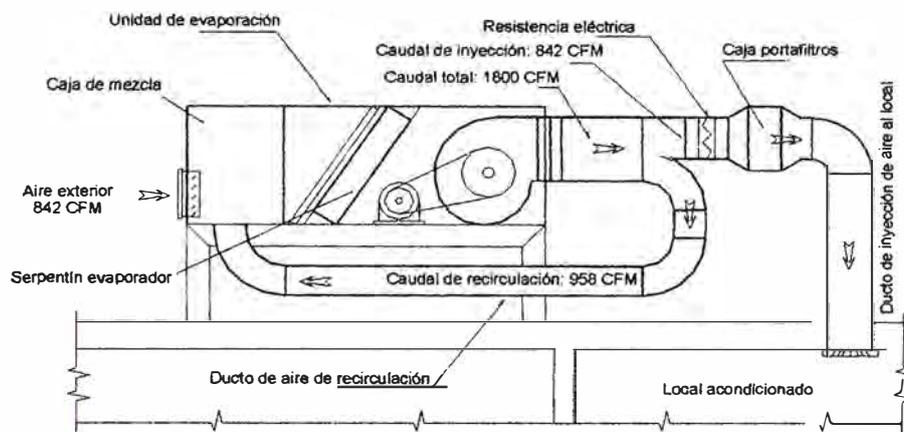
**Cuadro 4.11**  
**Capacidad eléctrica de los contactos del termostato exterior**

Máxima carga	120 VAC	240 VAC
Amperaje a plena carga (FLA)	24 amperios	24 amperios
Corriente a rotor trabado (LRA)	144 amperios	144 amperios
Potencia	2 HP	3 HP
Carga piloto	720 VA	720 VA
Corriente no inductiva	24 amperios	24 amperios

Fuente: ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. Sección: Termostatos y presostatos de control. p.237 Control de temperatura modelo TF115

### 4.3.3 ADICION DE ELEMENTO PARA CONTROLAR LA HUMEDAD RELATIVA Y TENER CALEFACCION

Para el control de la humedad relativa y tener calefacción se usa el calentador eléctrico<sup>[41]</sup> ó resistencia eléctrica, el cual se instala en el ducto de inyección de aire, después de la bifurcación del caudal de aire, ver figura 4.16.



**Fig. 4.16**

#### Ubicación de la resistencia eléctrica de deshumidificación y calefacción

#### Resistencia eléctrica

Es un calentador de aire, cuya fuente de calor es la electricidad, se fabrica comúnmente en los tipos abiertos y tubulares con aletas. El tipo abierto se compone de una serie de bobinas de resistencia eléctrica, montadas en un bastidor metálico sobre aislamiento cerámico y expuesto directamente a la corriente de aire. El tipo tubular con aletas, está constituido por tubos de acero revestidos de material refractario, sobre el que hay arrollado un hilo de resistencia. El hilo resistivo o resistencia, se fabrican de aleación níquel-cromo. En el mercado existe las

<sup>[41]</sup> CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p.6-61

resistencias eléctricas para ducto y equipo, las cuales llevan un tablero de mando con contactores y elementos de control y protección, tales como sensor de flujo de aire, termostato de sobre temperatura, fusibles, etc.

Como fue necesario contar con la resistencia eléctrica, tanto para el control de la humedad relativa y calefacción en invierno, se realizaron los cálculos para ambos procesos a fin de seleccionar una resistencia eléctrica de dos etapas que pueda ser usada en ambos casos.

**4.3.3.1 Para deshumidificación ( $P_{resis. de deshumidif}$ ):** De la tabla 4.14, para los caudales de aire de trabajo del equipo de 842 CFM de inyección y 1800CFM de caudal total. La potencia eléctrica de deshumidificación es:

$$P_{resis. de deshumidif.} = 0,48 \text{ kW}$$

**4.3.3.2 Para calefacción ( $P_{resis. de calef.}$ ):** Se calculó la potencia de la resistencia eléctrica de calefacción con los caudales de aire de trabajo del equipo convertido y las cargas térmicas en invierno\*. Así se tiene:

Datos:

De los caudales de aire de trabajo, tabla 4.15

- Caudal de aire de inyección : 842 CFM
- Caudal de aire total : 1800 CFM

De la tabla 4.1:

- Presión estática : 1.94” de c.a. disponible

---

\* En capítulo 2, parte 2.2.4 se calcularon las cargas térmicas en invierno para el equipo especial 100% aire exterior con un caudal tentativo de 920 CFM, lo cual ha cambiado en esta parte, porque se usa el equipo convertido.

**Recálculo de cargas térmica en invierno:**

Pérdidas de calor por transmisión: 8940.63 Btu/hr, ver tabla 2.27

Pérdida por renovación de aire exterior: Aplicando la fórmula [2.7] y reemplazando datos:

$$OASH = 1.08 \times 842 \times (74 - 57.2) = 15277.25 \text{ Btu / hr}$$

Finalmente el balance térmico de cargas en invierno, aplicando la fórmula [2.12] y reemplazando datos:

$$Q = 8940.63 + 15277.25 = 24217.88 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Carga térmica en invierno} = 24217.88 \text{ Btu/hr}$$

Potencia eléctrica de la resistencia de calefacción:  $P_{\text{resis. de calef}}$

$$P_{\text{resis. de calef}} = 24217.88 / 3.412 = 7097.86 \text{ W} = 7.1 \text{ kW}$$

$$P_{\text{resis. de calef}} = 7.1 \text{ kW}$$

Condiciones del aire a la salida de la resistencia eléctrica: Con la potencia de la resistencia de calefacción y las condiciones exteriores del aire, se obtienen las condiciones del aire a la salida de la resistencia eléctrica.

Temperatura de bulbo seco  $t_{l\text{cdb}}$ : Aplicando la fórmula de calor sensible [2.7]:

$$t_{l\text{cdb}} = 57.2 + \left( \frac{7.1 \times 3412}{1.08 \times 842} \right) = 83.84^\circ \text{ F}$$

Temperatura de bulbo húmedo  $t_{l\text{cwb}}$ : De la carta psicrométrica a partir de las condiciones exteriores trazando una recta horizontal por ser un proceso sensible hasta  $t_{l\text{cdb}} = 83.84^\circ \text{ F}$ , la temperatura de bulbo húmedo correspondiente es:

$$t_{l\text{cwb}} = 65.86^\circ \text{ F}$$

Condiciones finales del aire en el ambiente:

Temperatura de bulbo seco  $t_{rdb}$ : Aplicando la fórmula [2.7], para una pérdida de calor por transmisión en el ambiente de 8940.63 Btu/hr, se tiene:

$$t_{rdb} = 83.84 - \left( \frac{8940.63}{1.08 \times 842} \right) = 74^\circ F$$

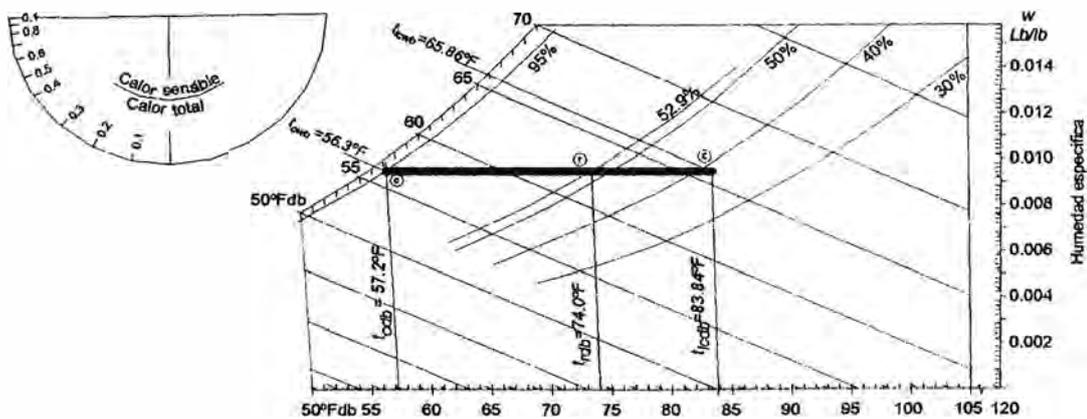
Humedad relativa HR: De la carta psicrométrica, trazando una recta horizontal desde las condiciones del aire a la salida de la resistencia eléctrica hasta la temperatura de bulbo seco de 74°F, la humedad relativa es:

$$HR = 52.9\%$$

En la tabla 4.20, se tienen las condiciones del aire a la salida y en el local para la potencia eléctrica de calefacción calculada, y en el gráfico 4.18 el proceso respectivo en la carta psicrométrica.

**Tabla 4.20**  
**Capacidades en invierno**

Carga total de calefacción	Potencia de la resistencia de calefacción	Ventilador de la unidad evaporadora		Condiciones del aire				Condiciones del local	
				Exterior		A la salida de la resistencia			
		Caudal de inyección	C.P.E.	Bulbo seco $t_{odb}$	Bulbo Húmedo $t_{owb}$	Bulbo seco $t_{icdb}$	Bulbo húmedo $t_{icwb}$	Bulbo seco $t_{rdb}$	HR
Btu/hr	kW	CFM	pulg. c.a.	°F	°F	°F	°F	°F	%
24217.88	7,1	842	1.92	57.2	56.3	83.84	65.86	74.0	52.9



**Gráfico 4.18**  
**Proceso de calefacción**

Fuente: Tabla 4.20

**4.3.3.3 Selección<sup>[42]</sup>:** Se seleccionó de acuerdo a los siguientes aspectos:

1. Potencia eléctrica: De acuerdo a la potencia eléctrica de deshumidificación y calefacción calculada. La potencia total mínima para la selección, fue la suma de éstas, es decir:  $0,5+7,1 = 7,6$  kW.
2. Etapas: La potencia total de la resistencia eléctrica, puede estar repartida en una sola etapa (una resistencia eléctrica) o en varias etapas (multietápicas) en el mismo gabinete. Para el caso del presente trabajo, se seleccionó una resistencia eléctrica multietápica utilizando la primera etapa para deshumidificación (0,5 kW) y la otra etapa para calefacción (7,1kW).
3. Mínimo flujo de aire: El fabricante suministra fórmulas o gráficos para determinar la mínima velocidad del aire que debe atravesar la resistencia eléctrica de una potencia dada, a fin de que no se deteriore (ver gráfico 4.19). La velocidad del aire mínima permitida, está en función de la potencia de la resistencia eléctrica y la temperatura de bulbo seco de ingreso del aire a esta resistencia, luego es necesario conocer la sección del ducto donde se instala la resistencia eléctrica a fin de calcular la velocidad real del aire y poderla comparar con la mínima permitida.
4. Tipo de resistencia: Pueden ser para equipo o para ducto, siendo bastantes similares, diferenciándose básicamente en la forma de su gabinete. Las resistencias eléctricas para ducto a su vez, son: para inserción y las que tienen pestaña para asegurar al ducto. Se seleccionó el tipo de inserción, por ser el más versátil para la instalación (ver figura 4.17).

---

<sup>[42]</sup> CARNES COMPANY. *Electric Duct heater* .p.B-160

5. Características eléctricas: Son monofásicas ó trifásicas para trabajar 120V, 208V, 240V, 277V, 480V, ó 600V a 60Hz, con un sistema de control en 24V, 120V, 208V, 240V ó 277V. Se seleccionó trifásica para trabajar en 208VAC-60Hz, con sistema de control en 24VAC.

### **Ejemplo de selección:**

#### **Datos:**

- Potencia eléctrica total de la resistencia : 7,6 kW
- Caudal de aire de inyección : 842 CFM
- Sección del ducto donde va la resistencia : 16"x9", ver plano AA-1
- Velocidad del aire en el ducto : 842 FPM
- Etapas de la resistencia: 02 Mínimo. Etapa de deshumidificación = 0,5kW, etapa de calefacción = 7,1 kW.
- Temperatura seca del aire al ingreso de resistencia: 57.2°F (Temperatura de bulbo seco exterior de diseño en invierno).

Del catálogo de selección de resistencia de ducto, marca: CARNES (ver cuadro 4.12 y anexo 5), se seleccionó:

#### **Resistencia eléctrica para inserción en ducto rectangular**

- Marca : CARNES
- Modelo : AESAR1609083C219A
- Características técnicas
  - Control Eléctrico : 24VAC
  - Tamaño nominal : 9"x9"

Número de etapas: 02. Del cuadro 4.14, se puede observar que las resistencias eléctricas para trabajar en 220V-3Ø- 60Hz con potencias de 7,6kW, se fabrican en 1, 2 y 3 etapas, siendo las capacidades mínimas por etapa para la primera de 1,2kW, para la segunda etapa de 2,3kW y para la tercera etapa de 3,4kW. Luego las potencias por etapas fueron:

$$1^{\text{ra}} \text{ etapa} = 1,2 \text{ kW}, 2^{\text{da}} \text{ etapa} = 7,1$$

- Potencia y voltaje: 8,3 kW, 208V – 3Ø – 60Hz.
- Controles de protección incluidos: Sensor de flujo de aire, protector térmico de temperatura y fusibles.
- Caída de presión estática : 0.055" de c.a. Se calculó aplicando la ecuación [4.5], del fabricante:

$$\text{Capacidad de presión estática en resistencia eléctrica} = \frac{KW / A_r}{760} \times \left( \frac{V_{\text{aire}}}{500} \right)^2 \quad [4.5]$$

Donde:

*Caída de presión estática* : Pulgadas de columna de agua.

*KW* : Potencia de la resistencia en KW.

*A<sub>r</sub>* : Area de sección de la resistencia eléctrica, pie<sup>2</sup>

*V<sub>aire</sub>* : Velocidad del aire en ducto, pies/min (FPM).

Reemplazando datos en [4.5]:

$$= \frac{8.3 / (9 \times 9 / 144)}{760} \times \left( \frac{842}{500} \right)^2 = 0.055" \text{ de c.a.}$$

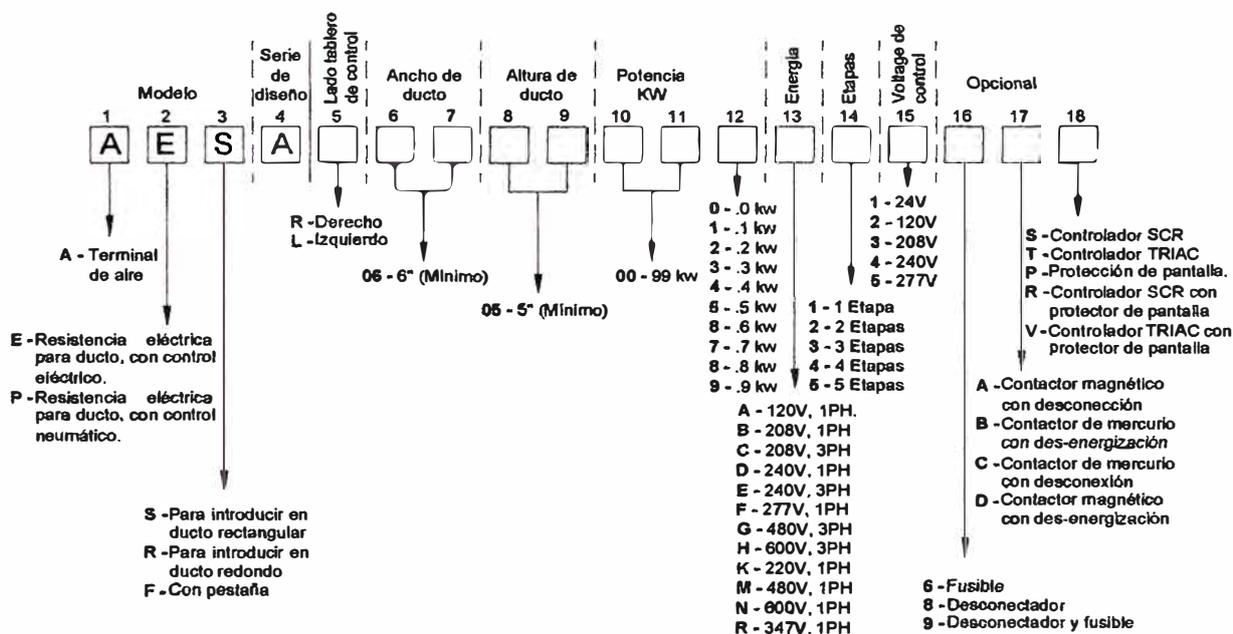
Chequeo de la resistencia eléctrica de ducto por velocidad de aire:

La relación del gráfico 4.19 es:

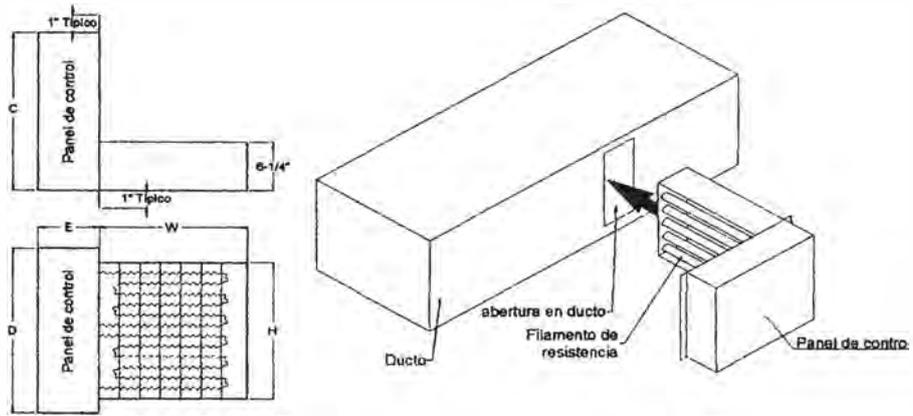
$$\frac{KW}{\text{Área de sección ducto}(\text{pie}^2)} = \left( \frac{8.3}{9 \times 16/144} \right) = 8.3$$

Entrando al gráfico 4.19, con la relación calculada = 8.3 y la temperatura de bulbo seco de entrada del aire a la resistencia de 57.2°F, la velocidad mínima del aire que debe atravesar la resistencia es de 426 FPM, siendo la velocidad real del aire en el ducto de 842 FPM, mucho mayor que la mínima, luego la resistencia no tiene problemas, por velocidad de aire mínima que puede causar su deterioro.

**Cuadro 4.12**  
**Información de pedido de resistencia eléctrica para ducto**



Fuente: CARNES COMPANY. *Electric Duct heater*. p.B-164



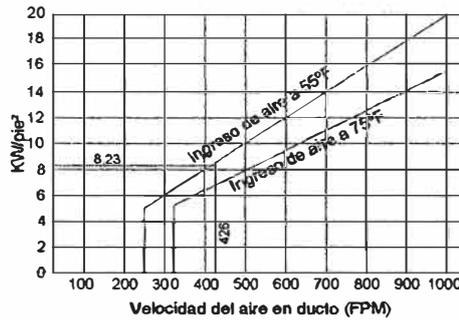
**Fig. 4.17**  
**Resistencia eléctrica de inserción para ducto**

Fuente: CARNES COMPANY. *Electric Duct heater* .p.B-165

**Cuadro 4.13**  
**Dimensiones de resistencias para ducto a pedido, pulgadas**

Ducto		Resistencia		Caja de control		
H	W	H	W	D	C	E
5	6	4.70	5.70	8	20	6.5
6	6	5.70	5.70	8	20	6.5
7	7	6.70	6.70	8	20	6.5
8	8	7.70	7.70	10	18	6.5
9	9	8.70	8.68	10	18	6.5
10	10	9.63	9.68	12	18	6.5
11	11	10.63	10.63	12	18	6.5
12	12	11.73	11.63	14	18	6.5
13	13	12.63	12.63	14	18	6.5
14	14	13.63	13.60	16	20	6.5
15	15	14.63	14.57	16	20	6.5
16	16	15.60	15.57	18	20	6.5
17	17	16.60	16.53	18	20	6.5
18	18	17.60	17.53	22	20	6.5
19	19	18.50	18.53	22	20	6.5
20	20	19.50	19.50	22	20	6.5
21	21	20.50	20.47	22	20	6.5
22	22	21.50	21.47	26	20	6.5
23	23	22.50	22.47	26	20	6.5
24	24	23.50	23.44	26	20	6.5
25	25	24.50	24.44	26	20	6.5
26	26	25.50	25.40	32	20	8
28	28	27.50	27.38	32	20	8
30	30	29.40	29.34	32	20	8
32	32	31.40	31.31	38	20	8
34	34	33.40	33.25	38	20	8
36	36	35.40	35.25	38	20	8
38	38	37.40	37.24	42	20	8
40	40	39.40	39.20	42	20	8

Fuente: CARNES COMPANY. *Electric Duct heater* .p.B165



**Gráfico 4.19**

**Mínimo flujo de aire para la resistencia eléctrica de ducto**

Fuente: CARNES COMPANY. *Electric Duct heater* .p.B-160

**Cuadro 4.14**

**Máxima y mínima potencia por etapas en las resistencias eléctricas**

Voltaje de la Resistencia	Etapas	Potencia mínima en todas las medidas	Potencia máxima en todos las medidas
208V-3Ø	1	1.2	17.2
	2	2.3	
	3	3.4	
240V-3Ø	1	1.3	19.9
	2	2.6	
	3	3.9	
480V-3Ø	1	2.6	37.9
	2	5.2	
	3	7.8	

Fuente: CARNES COMPANY. *Electric Duct heater* .p.B-161

**Resultados:** En la tabla 4.21, se muestra las capacidades y condiciones del aire del equipo estándar convertido, y en cuadro 4.15, los elementos de conversión del equipo.

**Tabla 4.21**

**Capacidades y condiciones del aire del equipo estándar convertido**

Capacidad: A las condiciones exteriores del proyecto y de la mezcla de aire al ingreso del evaporador		Caudales de aire de trabajo			Condiciones del aire						Condiciones alcanzadas en el local		Resistencia eléctrica de deshumidificación	
					Exterior		De mezcla: Exterior y recirculación al ingreso del evaporador		Salida del evaporador					
Total	Sensible	Total	Inyección	Recirculación	Bulbo seco <i>t<sub>odb</sub></i>	Bulbo húmedo <i>t<sub>owb</sub></i>	Bulbo seco <i>t<sub>edb</sub></i>	Bulbo húmedo <i>t<sub>ewb</sub></i>	Bulbo seco <i>t<sub>ldb</sub></i>	Bulbo húmedo <i>t<sub>lvb</sub></i>	Bulbo seco <i>t<sub>rdb</sub></i>	Bulbo húmedo <i>t<sub>rvb</sub></i>		
Btu/hr	Btu/hr	CFM	CFM	CFM	°F	°F	°F	°F	°F	°F	°F	%	kW	
73309	33294	1800	842	958	86.0	77.0	68.72	65.41	51.48	51.43	74	50	0.5	
W	W	m³/s	m³/s	m³/s	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	kW	
21 486	9 758	0,85	0,40	0,45	30	25	20,40	18,56	10,82	10,79	23.33	50	0.5	

Fuente: Tabla 4.15

### **Cuadro 4.15**

#### **Elementos utilizados para la conversión del equipo**

<b>Elementos para la conversión del equipo</b>	
- Ducto de recirculación	Fabricación nacional
- Caja de mezcla	Marca: RHEEM, modelo: RXHM-AB74H
- Medidor de velocidad del aire	Marca: Dwyer, modelo: 27*
- Termostato exterior de bulbo y capilar	Marca: Alco, modelo: TF115-S2AE00
- Acumulador de succión	Marca: Alco, modelo: A-AS 5 127
- Válvula de desviación de gas caliente	Marca: Alco, modelo: CPHE-4
- Válvula solenoide para gas caliente	Marca: Alco, modelo: 200 RB5F5M, bobina en 220VAC
- Resistencia eléctrica para ducto	Marca: Carnes, modelo: AESAR1609083C219A, potencia: 8,3 kW

Fuente: Parte 4.3

Se han identificado los elementos que se requieren para la conversión del equipo, incluyendo marcas y modelos respectivos. Queda por adecuar estos equipos en la instalación del sistema de aire acondicionado, necesitándose ductos, filtros, tuberías, y otros, que es el tema del capítulo 5.

Cabe señalar, que estos componentes se tienen que calcular, seleccionar tanto para el sistema del equipo estándar convertido, como para el equipo 100% aire exterior.

## **CAPITULO 5**

### **CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

El sistema de aire acondicionado comprende:

- Equipo
- Sistema de ductos y distribución de aire
- Filtraje de aire
- Circuito de refrigeración
- Elemento adicional al equipo
- Sistema de control y señalización

La selección del equipo se ha tratado en el capítulo 4, los demás componentes se calculan y seleccionan en este capítulo, de acuerdo a las características del equipo, el manual de aire acondicionado Carrier<sup>[43]</sup> y las normas ASHRAE<sup>[44]</sup>.

<sup>[43]</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 2-1 al 2-85

<sup>[44]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING (ASHRAE). *Heating, refrigerating ventilating and air conditioning. Applications*. p.163 al 175

## 5.1 SISTEMA DE DUCTOS Y DISTRIBUCION DE AIRE

El sistema de ductos y distribución de aire está compuesto por:

- Ductos de aire acondicionado: Los cuales sirven para transportar el aire desde la unidad de evaporación hasta el ambiente acondicionado, sirven también para extraer el aire de éste y expulsarlo al medio exterior. Se fabrican en plancha galvanizada o de acero.
- Los difusores y rejillas de descarga: Los cuales distribuyen el aire en el ambiente, se fabrican con plancha de aluminio y fierro negro con tratamiento anticorrosivo y pintura de acabado final.
- Rejillas de extracción: Sirven para evacuar el aire, se fabrican con los mismos materiales de los difusores.

### 5.1.1 CONSIDERACIONES GENERALES

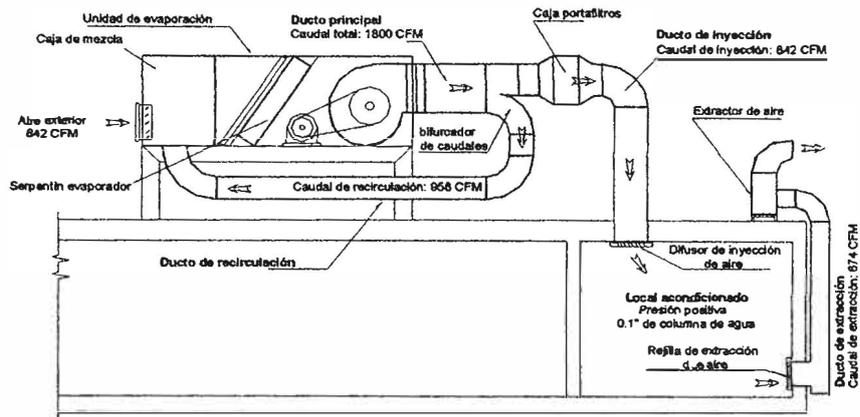
Las redes de ductos y sus caudales respectivos se muestran en la tabla 5.1 y en la figura 5.1 un esquema de estos ductos.

**Tabla 5.1**  
**Ductos y caudales respectivos**

Ducto	Caudal de aire Pies <sup>3</sup> /min (CFM)	Designación	Observación
Principal	1800	Caudal total de aire manejado por el equipo: red de ducto desde la salida del equipo hasta el ducto de bifurcación	Caudal calculado en capítulo 4, parte 4.2.4.2
Inyección	842	Caudal de aire de inyección: red de ducto de inyección de aire al local	Caudal calculado en capítulo 4, parte 4.2.4.2
Recirculación	958	Caudal de aire de recirculación: red de ducto desde el ducto de bifurcación hasta la caja de mezcla con el aire exterior	Diferencia entre el caudal total y el de inyección.
Extracción	674	Caudal de aire de extracción: red de ducto que extrae aire del local y lo expulsa al medio exterior	Caudal recomendado de extracción igual al 80% del caudal de inyección a fin de tener presión positiva (0.1" de columna de agua) en la sala de operaciones <sup>145]</sup>

Fuente: Capítulo 4, parte 4.2.4.2, tabla 4.16

<sup>[45]</sup> UNIDAD DE GESTION TECNOLOGICA EN SALUD. *Acondicionamiento del aire en hospitales* [monografía en Internet]. Universidad Simón Bolívar Venezuela. p.35



**Fig. 5.1**  
**Esquema de ductos de aire acondicionado y extracción**

En la figura 5.1, se tiene el sistema de ductos de aire acondicionado y extracción con los caudales que permiten tener una presión positiva mínima de 0.1” de c.a., según lo requerido por las normas ASHRAE para una sala de operaciones<sup>[46]</sup>.

Para el cálculo de los ductos y distribución de aire, se tuvo en cuenta:

a) **Ductos:** Generalmente son de sección rectangular, por ser su fabricación e instalación más sencilla, comparados con los de sección circular, motivo por el cual, se proyectaron con sección rectangular, teniendo en cuenta:

- Espacio disponible: Los ductos se desarrollaron por la azotea del local acondicionado, no habiendo limitaciones en su sección.
- Pérdidas por rozamiento: Como todo fluido, el aire sufre una pérdida de presión al ser transportado en el ducto. La pérdida de presión por longitud de ducto que se utilizó, fue la que resultó al tomar las velocidades recomendadas y que estuvieron dentro del rango de control de ruido (ver tabla 5.2).

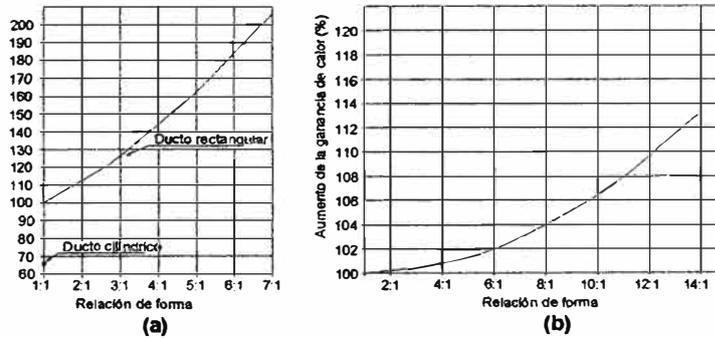
<sup>[46]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Applications.* p. 173

**Tabla 5.2**  
**Velocidades máximas recomendadas en ductos para sistemas de baja velocidad en FPM**

Aplicación	Factor de control del nivel de ruido Ductos principales	Factor de control – Fricción en ductos			
		Ductos principales		Ductos ramales	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	600	1000	800	600	600
Apartamentos	1000	1500	1300	1200	1000
Dormitorios de hotel					
Dormitorios de hospital					
Oficinas particulares	1200	2000	1500	1600	1200
Despachos de directores, biblioteca					
Salas de cine, teatro y auditorios	800	1300	1100	1000	800
Oficinas públicas	1500	2000	1500	1600	1200
Restaurantes de primera categorías					
Comercios de primera categoría, bancos					
Comercios de categoría media, cafetería	1800	2000	1500	1600	1200
Locales industriales	2500	3000	1800	2200	1500

Fuente: CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p.2-37. Tabla 7.

- Relación de forma: Es la relación entre la dimensión mayor y menor de la sección del ducto rectangular, relaciones de forma alrededor de 1/1 dan menor costo de instalación y menor ganancia de calor, ver gráfico 5.1.

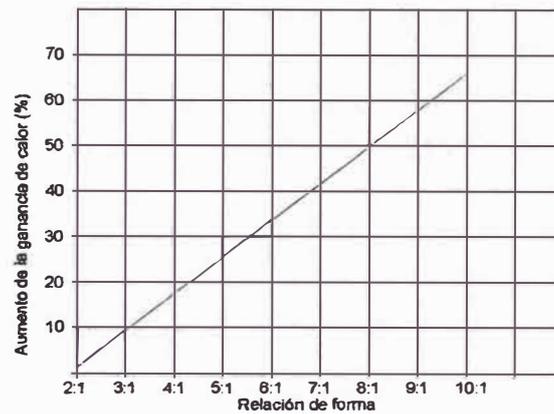


**Gráfico 5.1**  
**Costo de un ducto rectangular en función de la relación de forma**  
**a) Costos de Instalación; b) Costos de operación**

Fuente: CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p.2-18 y 2-19. Gráfico 4 y gráfico 3

- Velocidad: Se utilizó el sistema de baja velocidad por ser la recomendada para aplicaciones de acondicionamiento en sala de operaciones de Hospitales. En la tabla 5.2, se muestra la máxima y recomendada velocidad en ductos y elementos para sistema de baja velocidad.

- Pérdidas o ganancias de calor: Se dan cuando el ducto atraviesa espacios no acondicionados, para lo cual hay que compensar en el cálculo de la carga térmica. En el cálculo de los ductos se tuvo en cuenta:
  - Para un mismo caudal de aire, a mayor relación de forma del ducto rectangular, se tiene más ganancia de calor (ver gráfico 5.2).
  - Los ductos que transportan pequeñas cantidades de aire a baja velocidad, tienen mayores ganancias de calor.



**Gráfico 5.2**

### **Ganancia de calor en el ducto en función de la relación de forma**

Fuente: CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design.* p.2-20. Gráfico 5

- El aislamiento de los ductos disminuye las ganancias de calor (ver gráfico 2.2). El espesor económico de aislamiento de lana de vidrio que usan las empresas especializadas en aire acondicionado, es de 1” a 1.5”.
- Nivel de sonido: El ruido o nivel de sonido de un sistema de ductos, es función de la velocidad, los límites permisibles de la velocidad para que el

sistema de ductos no genere ruido que pueda ingresar al local acondicionado y crear molestias, están tabulados en la tabla 5.2.

- **Espesor de plancha a usar:** Los espesores de plancha para la fabricación de ductos a baja presión, según el manual de la ASHRAE, se muestran en la tabla 5.3.

**Tabla 5.3**  
**Calibres o espesores de planchas metálica recomendados para ductos a baja presión**

Plancha de acero galvanizada		Ducto rectangular*	Ducto redondo	Peso
Calibre ó Galga	Espesor aproximado pulgadas	Lado de mayor longitud pulgadas	Diámetro pulgadas	Lb/pie <sup>2</sup>
26	0.0217	hasta 12	hasta 13	0.906
24	0.0276	13-30	14-22	1.156
22	0.0336	31-54	23-36	1.406
20	0.0396	55-84	37-50	1.656
18	0.0516	más de 85	51-60	2.156

\*Ductos entre 19" y 60" en cualquiera de las dimensiones con más de 10 pie<sup>2</sup> de área tendrán refuerzo en separaciones transversales, excepto los que tienen aplicado aislamiento de plancha de cartón rígido o en las secciones de ducto en la que se ha de instalar una salida.

\*\*Las aleaciones de aluminio adecuadas son: Designación Comercial 3003, Temple H14

Fuente: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Equipment*. p. 2 y 3. Capítulo 1, extracto de tabla 1 y tabla 4

- b) Difusores y rejillas de descarga:** Se usan para distribuir el aire en el local. Normalmente se usan los difusores cuando la descarga es por el techo, eligiendo los tiros de cada difusor (1, 2, 3 ó 4), ver figura 5.2, según el sentido deseado de llegada del aire en el ambiente de tal manera que la distribución sea uniforme. Las rejillas de descarga de doble deflexión, se usan cuando el ingreso del aire al local es lateral por la pared. Para el local se seleccionó los difusores de uno y dos tiros, por ser los que mejor se adecuaban para una buena distribución de aire, según los ingresos de aire que se disponía.

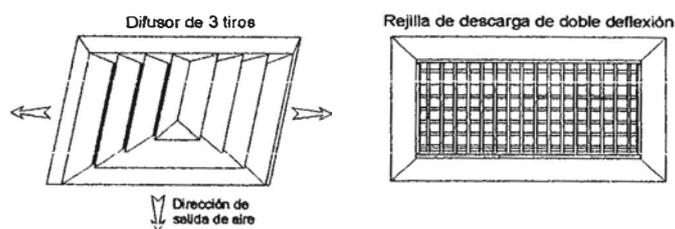


Fig. 5.2

### Difusor y rejilla de descarga de aire acondicionado

Fuente: METAL\*AIRE. CAT.5-488. *Square & Rectangular directional air diffusers*, METAL\*AIRE. CAT. GR. *Grilles and registers*.

Para una buena distribución del aire se tuvo en cuenta lo siguiente:

- Temperatura: En la zona ocupada del ambiente acondicionado, las fluctuaciones de temperatura a otro, no deben ser mayores que 2°F (1°C).
- Velocidad del aire: En la zona ocupada, más conocida como velocidad residual (ver figura 5.3), está de acuerdo a lo recomendado en tabla 5.4.

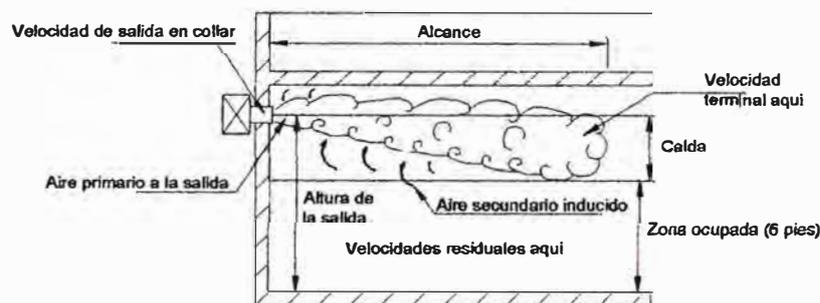
**Tabla 5.4**  
**Velocidades del aire en la zona ocupada de la habitación**

Velocidad del aire pies/min (FPM)	Reacción	Aplicación recomendada
0 – 16	Quejas por estancamiento del aire	Ninguna
25	Proyecto ideal favorable	Todas las aplicaciones comerciales
25 – 50	Probablemente favorable, pero la máxima velocidad admisible para personas sentadas es 50 FPM aproximadamente	Todas las aplicaciones comerciales
65	Desfavorable, los papeles ligeros colocados en la mesa son insuflados	
75	Límite máximo para personas que se desplazan lentamente – favorable	Almacenes y comercios
75 – 300	Instalaciones de acondicionamiento de aire de algunas fábricas – favorable	Velocidades más altas de acondicionamiento para refrigeración de punto o localizada

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 2-65. Tabla 19.

- Dirección: Por la disposición arquitectónica, el ingreso del aire fue por el techo, siendo una buena distribución para enfriamiento, puesto que el aire frío tiende a bajar por tener mayor densidad que el aire caliente.

- **Alcance:** Es la distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde su boca de salida (ver figura 5.3). Dicho alcance, viene dado por la distancia, medida desde la boca de salida hasta un punto donde la velocidad del aire alcanza 50 FPM y esta medida a 6.5 pies, por encima del suelo. Normalmente, no es necesario que el alcance cubra la longitud o la anchura totales de la habitación, el manual de aire acondicionado CARRIER<sup>[47]</sup>, recomienda que el alcance sea los  $\frac{3}{4}$  de la distancia hasta la pared opuesta. Se exceptúan los casos en que existe fuentes de calor, situadas en la pared opuesta a la boca de impulsión.



**Fig. 5.3**  
**Descripción de los términos que se usan**  
**en la distribución de aire**

Fuente: PITA, Edward G. *Acondicionamiento de aire. Principios y sistemas*. p. 296 Fig. 10.21

- **Nivel de ruido:** La velocidad del aire en la boca de impulsión del difusor o rejilla de descarga, genera ruido que crea molestias en el local, luego la velocidad de salida queda limitada por el ruido producido por el difusor o rejilla de descarga (ver tabla 5.5), con los niveles de ruido aceptables.

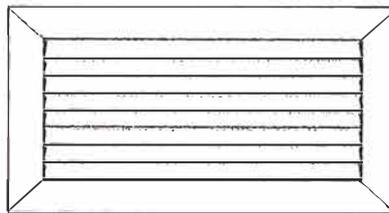
<sup>[47]</sup> CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 2-68. Importancia de una correcta propulsión.

**Tabla 5.5**  
**Niveles de ruido aceptables**

Rango de curvas de criterio	dba	Comunicación		Aplicación típica	Velocidad recomendada en boca de impulsión pies/min FPM
		Telefónica	voz		
NC 20-30	28-38	Excelente	20-50 pies	Salas de concierto Sala de conferencia (grande 50 personas) Iglesias, Teatros Oficinas ejecutivas, residencias Salas de televisión, grabación	300-400
NC 30-35	38-42	Buena	10-30 pies	Salones de baile Sala de conferencias (20 personas) Cuartos privados de hospitales Habitaciones de hotel, suites Sala de lectura, bibliotecas Oficinas privadas, sala de clase Salas televisión	400-500
NC 35-40	42-47	Clara	6-12 pies	Oficina comercial industrial Oficinas medianas, Bibliotecas públicas Museos, salas de operaciones	500-600
NC 40-45	47-52	Clara	4-9 pies	Sala de dibujo, Oficina de diseño Oficinas y zonas bancarias Clubes nocturnos, correos Restaurantes, comedores	600-700
NC 45-50	52-57	Pobre	3-6 pies	Tiendas (pisos superiores) Cafeterías, salones de descanso Coliseos, vestíbulos de recreación	700-800
NC 50-55	57-61	Pobre	1-2 pies	Tiendas (piso principal) Zona de máquinas industriales	800-1000
NC 55 y más	61 y más	Muy pobre	-	Planta de calderas, Fabricas, Lavanderías Plantas de procesamiento	1000-1500

Fuente: METAL\*AIRE. CAT.5-488. *Square & Rectangular directional air diffusers* p.4, sección IV, tabla 1

c) **Rejillas de extracción:** Se usan para extraer el aire del ambiente acondicionado; también (ver figura 5.4) se usan como toma de aire fresco, para lo cual llevan compuertas de regulación de caudal llamados “dampers”. Se pueden emplear velocidades frontales relativamente altas. Para sala de operaciones donde se usan anestésicos, cuyos vapores son más pesados que el aire y por consiguiente están cerca del piso, las rejillas de extracción se instalan siempre cerca del piso. La velocidad a través de la rejilla depende de la pérdida de presión estática admisible y el efecto sobre los ocupantes (fuerte corriente de aire, ruido) o materiales del local. Las velocidades de cara promedio en las rejillas de extracción o retorno recomendadas, se muestran en la tabla 5.6 y las velocidades recomendadas teniendo en cuenta el nivel de ruido para cada tipo de aplicación, se muestran en la tabla 5.7.



**Fig. 5.4**  
**Rejilla de extracción**

Fuente: METAL\*AIRE. CAT. GR. *Grilles and registers*.p.40

**Tabla 5.6**  
**Velocidades promedio recomendadas en rejillas de extracción o retorno**

Colocación de la rejilla	Velocidad en pies/min (FPM), sobre sección bruta
Locales comerciales:	
Por encima de zona ocupada	800 a más
Dentro de zona ocupada , no cerca de asientos	600-800
Dentro de zona ocupada cerca de asientos	400-600
Persiana de puerta o de pared	500-1000
Aberturas o muescas en la parte inferior de las puertas	600*
Local industrial	800 a más
Local residencial	400

\* A través de la abertura

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 2-76

**Tabla 5.7**  
**Niveles de ruido y velocidades recomendadas en rejillas de retorno o extracción**  
**para cada tipo de aplicación**

Rango de curvas de criterio	dba	Comunicación		Aplicación típica	Velocidad de cara en FPM		
		Telefónica	voz		Pared baja	Cielo	En puertas
NC 20-25	28-38	Excelente	20-50 pies	Salas de concierto Sala de conferencia (grande 50 personas) Iglesias Oficinas ejecutivas, residencias Teatros Salas de televisión, grabación	300 a 500	500 a 600	200 a 300
NC 25-30	38-42	Buena	10-30 pies	Salones de baile Sala de conferencias (20 personas) Cuartos privados de hospitales Habitaciones de hotel, suites Sala de lectura, bibliotecas Oficinas privadas, sala de clase Salas televisión	500 a 600	600 a 800	300 a 400
NC 30-35	42-47	Clara	6-12 pies	Oficina comercial industrial Oficinas medianas Museos, salas de operaciones Bibliotecas públicas	600 a 700	800 a 1000	500
NC 35-40	47-52	Clara	4-9 pies	Sala de dibujo Oficina de diseño Oficinas y zonas bancarias Clubes nocturnos, correos Restaurantes, comedores	700 a 800	1000 a 1200	500
NC 40-45	52-57	Pobre	3-6 pies	Tiendas (pisos superiores) Cafeterías, salones de descanso Coliseos, vestíbulos de recreación	1000 a 1200	1500 a 2000	500
NC 45-50	57-61	Pobre	1-2 pies	Tiendas (piso principal) Zona de máquinas industriales	1000 a 1200	1500 a 2000	500
NC 50 y más	61 y más	Muy pobre	-	Planta de calderas Fábricas Lavanderías Plantas de procesamiento	1200 y más	2000 y más	500

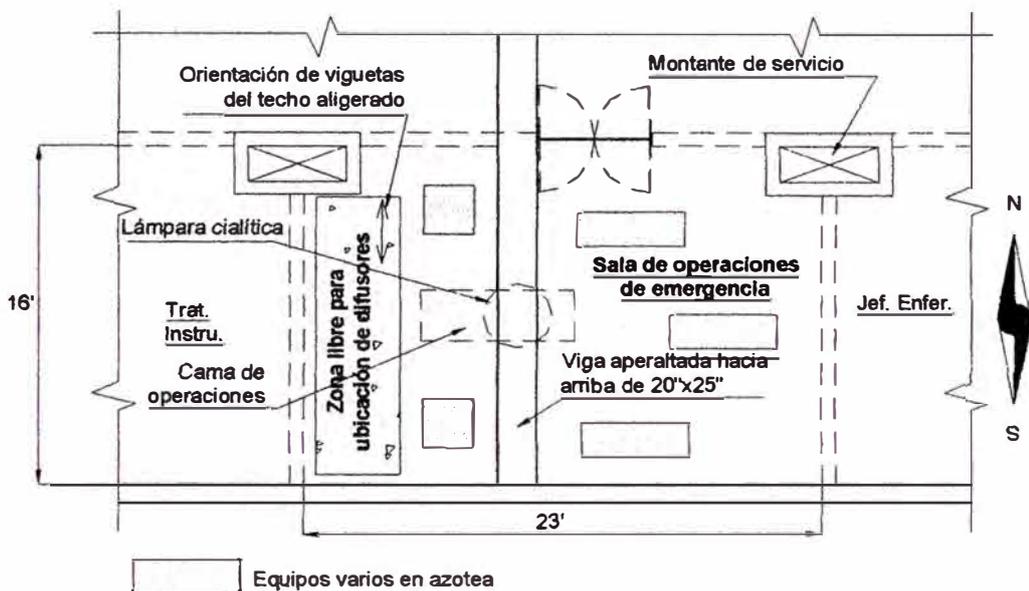
Cuando la rejilla está cerca de asientos reduzca la velocidad seleccionada en un 20%

Cuando la rejilla ha sido seleccionada por capacidad, de tablas, siempre seleccione la inmediata superior para mejor performance en nivel de ruido.

Fuente: METAL\*AIRE. CAT. GR. *Grilles and registers*.p.52

### 5.1.2 SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS DE EXTRACCION

a) **Difusores:** El ingreso del aire acondicionado al ambiente es por el techo a través de los difusores. En vista de que el local estaba construido, la ubicación de los difusores obedeció a la distribución de equipos hospitalarios y arquitectura del local (ver figura 5.5).

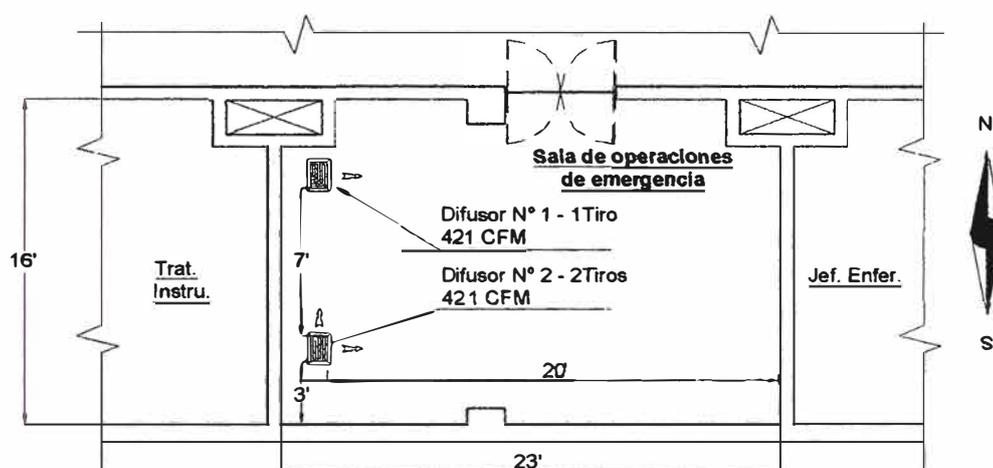


**Fig. 5.5**  
**Distribución de equipos hospitalarios y otros**

De la figura 5.5, se puede observar que el techo está parcialmente ocupado por equipos varios existentes, quedando una pequeña zona libre al OESTE de la sala, que es por donde ingresan los collares de los difusores de aire acondicionado. Una de las dimensiones del collar de bajada y por consiguiente la del difusor, no puede ser mayor que 9", por limitaciones en ancho que existe entre cada vigueta del techo aligerado. Las viguetas están orientadas según la flecha y están separadas 12", que es el tamaño del ladrillo

estándar de techo, la tolerancia de 3", es debida al aislamiento térmico del collar y el tarrajeo que se debe hacer al boquete.

Se instalan dos difusores en los extremos de la zona libre para acondicionar el ambiente. Estos difusores son: uno de un tiro y el otro de dos tiros en 90°. Siendo el caudal total de aire de 842 CFM, cada difusor descarga 421CFM, ver figura 5.6.



**Fig. 5.6**  
**Ubicación de difusores en sala de operaciones**

### Ejemplo de selección

#### Difusor N° 1

Datos:

- Caudal de aire por cada difusor : 421 CFM
- Número de tiros : 01
- Velocidad en boca de impulsión : 400FPM a 500FPM\*
- Nivel de ruido<sup>♦</sup> : NC 30-35, ver tabla 5.5

\* Velocidad recomendada haciendo similitud: sala de operaciones con cuartos privados de hospitales, ver tabla 5.5

♦ Nivel de sonido recomendado haciendo similitud: sala de operaciones con cuartos privados de hospitales, ver tabla

- Alcance  $\frac{3}{4} \times 20 = 15$  pies, al ESTE

- Velocidad residual : 25-50 FPM, ver tabla 5.4

Del catálogo de difusores de aire METALAIRE (ver tabla 5.8 y anexo 9), se seleccionó:

Difusor de aire acondicionado serie 5000

- Modelo : 9x15R1L

- Dimensiones : 9"x15"

- Caudal de aire : 421 CFM

- Número de tiros : 01

- Velocidad en la boca de impulsión : 449 FPM

- Nivel de ruido : menor que 25 NC.

- Alcance : [15.6 pies mínimo, 21.6 pies máximo]<sup>Δ</sup>

- Velocidad residual : 35 FPM<sup>□</sup>

- Caída de presión estática (Ps) : 0.04" de c.a.

- Caída de presión total (Pt) : 0.05" de c.a.

- Material de fabricación : Aluminio.

- Accesorios incluidos : Regulador de caudal de hojas opuestas.

Difusor N° 2

Datos

- Caudal de aire por cada difusor : 421 CFM

---

<sup>Δ</sup> Valores interpolados, de la tabla 5.8, del alcance lado ESTE al caudal de 421 CFM para el difusor seleccionado

<sup>□</sup> Velocidad residual para el máximo alcance con velocidad terminal de 50 FPM y 65 FPM, para el mínimo alcance con velocidad terminal de 100 FPM, ver notas al pie de tabla 5.8

- Número de tiros : 02 en 90°
- Velocidad en boca de impulsión : 400 FPM a 500 FPM, ídem difusor N° 1
- Nivel de ruido : NC 30-35, ídem difusor N° 1
- Alcance : [15 pies al Este y 7 pies al Sur]\*
- Velocidad residual : 25-50 FPM, ver tabla 5.4

Del catálogo de difusores de aire METALAIRE (ver tabla 5.8 y anexo 9), se seleccionó:

Difusor de aire acondicionado serie 5000

- Modelo : 9x15RCB
- Dimensiones : 9"x15"
- Caudal de aire : 421 CFM
- Número de tiros : 02 en 90°
- Velocidad en la boca de impulsión : 449 CFM
- Nivel de ruido : menor que 25 NC.
- Alcance al lado Este de sala : [14.2 pies mínimo, 20.6 pies máximo]<sup>Δ</sup>
- Alcance al lado Norte de sala : [11.6 pies mínimo, 17.6 pies máximo]<sup>□</sup>
- Velocidad residual : 35 FPM<sup>♦</sup>
- Caída de presión estática (Ps) : 0.04" de c.a.
- Caída de presión total (Pt) : 0.05" de c.a.
- Material de fabricación : Aluminio.
- Accesorio incluido : Regulador de caudal de hojas opuestas

---

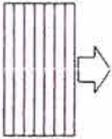
\* De acuerdo al alcance recomendado por el manual de CARRIER, en figura 5.6

<sup>Δ</sup> Valores interpolados, de la tabla 5.9, del alcance lado ESTE al caudal de 421 CFM para el difusor seleccionado

<sup>□</sup> Valores interpolados, de la tabla 5.9, del alcance lado NORTE al caudal de 421 CFM para el difusor seleccionado

<sup>♦</sup> Velocidad residual para el máximo alcance con velocidad terminal de 50 FPM y 65 FPM, para el mínimo alcance con velocidad terminal de 100 FPM, ver notas al pie de tabla 5.9

**Tabla 5.8**  
**Performance de difusores de aire acondicionado rectangulares de un tiro**

1 TIRO	Tamaño de collar	Velocidad en collar FPM	200	300	400	500	600	700
		Ps pulgadas de columna de agua	0.07	0.02	0.03	0.05	0.07	0.10
	Pt pulgadas de columna de agua	0.010	0.03	0.04	0.07	0.09	0.13	
	6x9	Total CFM	75	110	150	185	220	260
		Alcance, pies	4-8	8-14	10-16	13-19	15-21	17-23
		NC				20	25	30
	6x12	Total CFM	100	150	200	250	300	350
		Alcance, pies	5-9	9-15	12-18	14-20	16-22	18-24
		NC				20	25	30
Modelo R1-L	6x15	Total CFM	125	185	250	310	370	435
		Alcance, pies	6-10	9-15	12-18	15-21	17-23	19-25
		NC				20	25	30
Modelo R1-S	6x18	Total CFM	150	225	300	375	450	525
		Alcance, pies	6-12	10-16	13-19	16-22	17-23	19-26
		NC				20	25	30
Modelo R1-S	6x21	Total CFM	175	260	350	435	520	610
		Alcance, pies	7-13	10-16	14-20	17-23	18-24	20-27
		NC				20	25	30
Alcance es solamente para modelo R1-L, para modelo R1-S ver ejemplo abajo	9x15	Total CFM	185	280	370	465	560	650
		Alcance, pies	7-13	10-16	14-20	17-23	18-24	20-27
		NC				25	30	35
Modelo R1-S	9x18	Total CFM	235	355	470	590	710	825
		Alcance, pies	8-14	11-17	15-21	18-24	19-25	21-29
		NC				25	30	35

Ejemplo: 9x15 R1L @ 465 CFM alcance = 17-23 pies; 9x15 R1S @ 465 CFM alcance = 20-27 pies (17-23' x factor 1.2)

**PERFORMANCE NOTAS Y SIMBOLOS**

CFM - pies cúbicos por minuto de aire

FPM - velocidad en pies por minuto

Vk - Velocidad del aire a la salida del difusor en FPM

Vt - Velocidad terminal de la corriente de aire en FPM

Vr - Velocidad residual en FPM

Ps - Presión estática en pulgadas de columna de agua

Pt - Presión total en pulgadas de columna de agua

Δt - Diferencia de temperatura del aire del local menos el aire de suministro (Basado en 20°F Δt en enfriamiento)

Alcance - Distancia de la corriente de aire desde la salida hasta una velocidad terminal

(Vt) (mínimo - máximo mostrado en pies)

MINIMO a Vt de 100 FPM (Vr de 65FPM)

MAXIMO a Vt de 50 FPM (Vr de 35 FPM)

NC - Curvas de criterio, basado en nivel de potencia de sonido (LW) re10<sup>-12</sup> watts, con una atenuación en ambiente de 8 db en todas las bandas de octavas

**Tabla 5.9**  
**Performance de difusores de aire acondicionado rectangulares de dos tiros**

2 TIROS	Tamaño de collar	Velocidad en collar FPM	200	300	400	500	600	700					
		Ps pulgadas de columna de agua	0.06	0.01	0.03	0.04	0.06	0.08					
		Pt pulgadas de columna de agua	0.010	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11					
		Designación lado	A	B	A	B	A	B	A	B			
		NC											
6x9	Total CFM	75		110		150		185		220		260	
	CFM/lado	15	60	22	88	30	120	37	148	44	176	52	208
	Alcance, pies	2-5	3-7	5-9	7-13	7-13	9-15	9-15	12-18	11-17	14-20	13-19	16-22
	NC							20		25		30	
6x12	Total CFM	100		150		200		250		300		350	
	CFM/lado	20	80	30	120	40	160	50	200	60	240	70	280
	Alcance, pies	2-6	4-8	6-12	8-14	8-14	10-16	10-16	13-19	13-19	15-21	15-21	17-23
	NC							20		25		30	
6x15	Total CFM	125		185		250		310		370		435	
	CFM/lado	25	100	37	148	50	200	62	248	74	296	87	348
	Alcance, pies	3-7	4-9	6-12	8-14	9-15	11-17	11-17	14-20	14-20	16-22	15-21	17-23
	NC							20		25		30	
9x12	Total CFM	150		225		300		375		450		525	
	CFM/lado	30	120	45	180	60	240	75	300	90	360	105	420
	Alcance, pies	3-7	5-10	7-13	9-15	9-15	12-18	12-18	15-21	14-20	17-23	16-22	18-24
	NC							25		30		35	
9x15	Total CFM	185		280		370		465		500		650	
	CFM/lado	37	148	56	224	74	296	93	372	100	400	130	520
	Alcance, pies	4-8	5-11	8-14	9-16	10-16	12-19	13-19	16-22	15-21	17-23	16-22	18-24
	NC							25		30		35	
9x18	Total CFM	235		355		470		590		710		825	
	CFM/lado	47	188	71	284	94	376	118	472	142	568	165	660
	Alcance, pies	4-8	6-12	8-14	10-16	10-16	14-20	14-20	16-23	16-22	18-24	17-23	19-26
	NC							25		30		35	
9x21	Total CFM	260		395		525		655		785		915	
	CFM/lado	52	208	79	316	105	420	131	524	157	628	183	732
	Alcance, pies	5-9	7-13	8-14	10-16	10-16	14-20	14-20	16-23	16-22	18-24	18-23	19-27
	NC							20		25		30	35



**PERFORMANCE NOTAS Y SIMBOLOS**

CFM - pies cúbicos por minuto de aire

FPM - velocidad en pies por minuto

Vk - Velocidad del aire a la salida del difusor en FPM

Vt - Velocidad terminal de la corriente de aire en FPM

Vr - Velocidad residual en FPM

Ps - Presión estática en pulgadas de columna de agua

Pt - Presión total en pulgadas de columna de agua

Δt - Diferencia de temperatura del aire del local menos el aire de suministro ( Basado en 20°F Δt en enfriamiento)

Alcance - Distancia de la corriente de aire desde la salida hasta una velocidad terminal

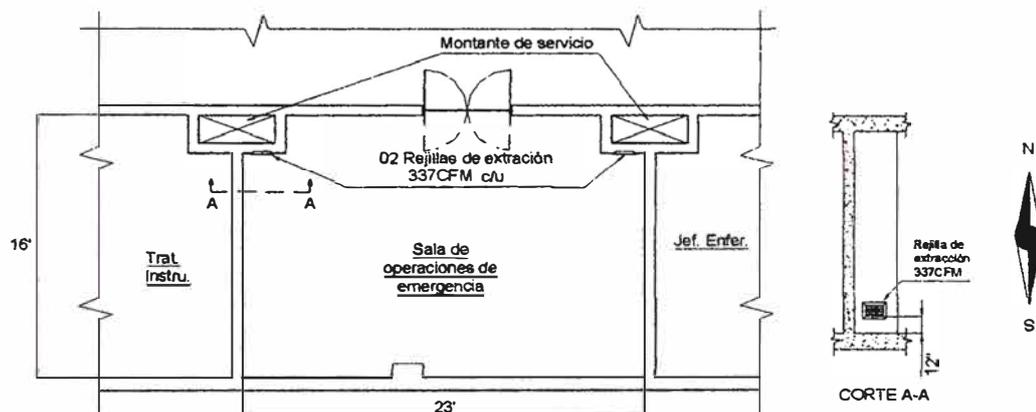
(Vt) (mínimo – máximo mostrado en pies)

MÍNIMO a Vt de 100 FPM (Vr de 65FPM)

MAXIMO a Vt de 50 FPM (Vr de 35 FPM)

NC - Curvas de criterio, basado en nivel de potencia de sonido (LW) rel 0<sup>-12</sup> watts, con una atenuación en ambiente de 8 db en todas las bandas de octavas

- b) **Rejillas de extracción:** Se instaló dos rejillas de extracción en el ambiente acondicionado, una en cada ducto de extracción, que bajan por las montantes de servicio (ver figura 5.7). La altura desde el piso hasta la parte inferior de la rejilla, es de 12 pulgadas, esto es lo mas bajo posible de tal manera que se pueda extraer el aire, los vapores de anestésicos que son más pesados que éste y a su vez permita la limpieza del piso sin tocar la rejilla. El caudal total de aire a extraer, fue de 674 CFM, ver tabla 5.1 y cada rejilla extrae 337 CFM.



**Fig. 5.7**  
**Ubicación de rejillas de extracción en sala de operaciones**

### Ejemplo de selección

Datos:

- Caudal de aire por rejilla : 337 CFM
- Velocidad en boca de entrada : 500 FPM a 600 FPM\* , ver tabla 5.7
- Nivel de ruido : NC 25-30<sup>Δ</sup>, ver tabla 5.7.

\* Velocidad recomendada de tabla 5.7, haciendo similitud de la sala de operaciones con cuartos privados de hospitales

<sup>Δ</sup> Nivel de sonido recomendado haciendo similitud: sala de operaciones con cuartos privados de hospitales, ver tabla 5.7

Del catálogo de rejillas de extracción de aire METALAIRE (ver tabla 5.10 y anexo 9), se selecciona:

- Rejilla de extracción de aire acondicionado serie RH
- Modelo : RH 12x8
- Caudal de aire : 337 CFM
- Cantidad : 02
- Nivel de ruido : 30 NC.
- Velocidad en boca de entrada : 505 FPM
- Caída de presión estática (Ps) : 0.032<sup>□</sup> de c.a.
- Material de fabricación : Aluminio

c) **Rejillas de aire fresco:** Es por donde ingresa el aire exterior al equipo, es del mismo tipo que la rejilla de extracción de aire, al cual se adicionó un regulador de caudal de aire (damper), a fin de poder balancear los caudales de aire de inyección y de recirculación conforme a lo calculado (ver tabla 5.1).

### Ejemplo de selección

Datos:

- Caudal de aire : 842 CFM<sup>♦</sup>
- Velocidad en boca de entrada : 800 FPM<sup>\*</sup>
- Nivel de ruido : 45-50 NC<sup>△</sup>, ver tabla 5.7

<sup>□</sup> Valor extrapolado en tabla 5.10, para el caudal de 337 CFM

<sup>♦</sup> Caudal igual al de inyección por continuidad de la materia

<sup>\*</sup> Velocidad alta por estar equipo en azotea se considera local industrial o zona de máquinas, ver tabla 5.6

<sup>△</sup> Nivel de sonido alto por estar equipo en azotea se considera zona de máquinas industriales, ver tabla 5.7

**Tabla 5.10**  
**Performance de rejillas de extracción**

		Series RH, SRH, y RHE. Tamaño de collar (pulgadas)														
CFM	Ak	10x6	12x6	10x8	12x8	18x6	12x12	16x12	18x12	20x12	24x12	18x18	20x18	20x20	24x18	
		0.40	0.47	0.53	0.63	0.71	0.95	1.27	1.42	1.58	1.90	2.14	2.37	2.63	2.85	
350	Nk Vel	840	700	630	525	467	350	263	233	210						
	Ps	0.089	0.062	0.050	0.035	0.028	0.016	0.009	0.007	0.006						
400	Nk Vel		800	720	600	533	400	300	267	240	200					
	Ps		0.081	0.066	0.046	0.036	0.020	0.011	0.009	0.007	0.005					
450	Nk Vel		900	810	675	600	450	338	300	270	225	200				
	Ps		0.103	0.083	0.058	0.046	0.026	0.014	0.011	0.009	0.006	0.005				
500	Nk Vel				750	667	500	375	333	300	250	222	200			
	Ps				0.071	0.056	0.032	0.018	0.014	0.011	0.008	0.006	0.005			
550	Nk Vel				825	733	550	413	367	330	275	244	220			
	Ps				0.086	0.068	0.038	0.022	0.017	0.014	0.010	0.008	0.006			
600	Nk Vel				900	800	600	450	400	360	300	267	240	216	200	
	Ps				0.103	0.081	0.046	0.026	0.020	0.016	0.011	0.009	0.007	0.006	0.005	
	NC		40			35			30			25				
CFM	Ak	22x22	30x18	24x24	36x18	30x24	36x24	30x30	36x30	48x24	42x30	42x36	48x36	48x42	48x48	
		3.19	3.56	3.80	4.27	4.75	5.70	5.94	7.12	7.60	8.31	9.97	11.40	13.30	15.20	
700	Nk Vel	208														
	Ps	0.005														
800	Nk Vel	238	213	200												
	Ps	0.007	0.006	0.005												
1000	Nk Vel	298	267	250	222	200										
	Ps	0.011	0.009	0.008	0.006	0.005										
1200	Nk Vel	357	320	300	267	240	200									
	Ps	0.016	0.013	0.011	0.009	0.007	0.005									
1400	Nk Vel	417	373	350	311	280	233	224								
	Ps	0.022	0.017	0.015	0.012	0.010	0.007	0.006								
1600	Nk Vel	476	427	400	356	320	267	256	213	200						
	Ps	0.028	0.023	0.020	0.016	0.013	0.009	0.008	0.006	0.005						
2000	Nk Vel	595	533	500	444	400	333	320	267	250	229					
	Ps	0.044	0.036	0.031	0.025	0.020	0.014	0.013	0.009	0.008	0.007					
2500	Nk Vel	744	667	625	556	500	417	400	333	313	286	238	208			
	Ps	0.069	0.056	0.049	0.039	0.031	0.022	0.020	0.014	0.012	0.010	0.007	0.005			
3000	Nk Vel	893	800	750	667	600	500	480	400	375	343	286	250	214		
	Ps	0.100	0.080	0.070	0.056	0.045	0.031	0.029	0.020	0.018	0.015	0.010	0.008	0.006		
	NC	40	35			30			25							
CFM	Ak	12x12	16x16	18x18	20x20	24x24	24x30	32x24	36x32	36x36	36x42	36x48	42x42	42x48	48x48	
		0.82	1.78	1.85	2.85	3.29	5.76	4.94	6.58	7.40	8.64	9.87	10.08	11.84	13.16	
500	Nk Vel	500	281	222												
	Ps	0.014	0.004	0.003												
900	Nk Vel	900	506	400	324	225										
	Ps	0.045	0.014	0.009	0.006	0.003										
1500	Nk Vel		844	667	540	375	300	281								
	Ps		0.040	0.025	0.016	0.008	0.005	0.004								
2000	Nk Vel			889	720	500	400	375	250	222						
	Ps			0.044	0.029	0.014	0.009	0.008	0.003	0.003						
	NC		35			30			25							

Series: RH, SRH y RHE tienen los deflectores fijados a 45°, HD RH llevan regulador de caudal de hojas opuestas (damper)  
 CFM: Pies cúbicos por minuto, Ak: Área del collar en pie<sup>2</sup>, Nk Vel: Velocidad del aire en collar, en pies/min (FPM)  
 Ps : Caída de presión estática en pulgadas de columna de agua, NC: Rango de curvas de criterio

Del catálogo de rejillas de extracción de aire METALAIR (ver tabla 5.10 y anexo 9), se selecciona:

- Rejilla de aire fresco ó de extracción de aire acondicionado serie HD RH
- Modelo : HD RH12x12
- Caudal de aire : 842 CFM
- Nivel de ruido : 35 NC<sup>□</sup>
- Velocidad en boca de entrada : 842 FPM
- Caída de presión estática (Ps) : 0.041”<sup>\*</sup> de c.a.
- Material de fabricación : Aluminio
- Accesorio incluido : Regulador de caudal de hojas opuestas

**Tabla 5.11**  
**Factores de corrección de rejillas de extracción con regulador de caudal (Damper)**

% de estrangulación del damper	Factor x Ps de listado	Aumentar a nivel de ruido NC de listado
0	1.1	5
18	1.5	9
30	2.0	13
50	4.0	21

Fuente: METALAIR. CAT. GR. *Grilles and registers. Model LS4D. Model V4004. Model RH.* Clearwater, Fla. p. 52

<sup>□</sup> Nivel de sonido corregido por tener la rejilla regulador de caudal el cual se consideró abierto, ver tabla 5.11

\* Caída de presión interpolada en tabla 5.10 con el factor de corrección por damper, tabla 5.11

### 5.1.3 CALCULO DE DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO

Según el manual de aire acondicionado CARRIER<sup>[48]</sup>, existen tres métodos de cálculo que son:

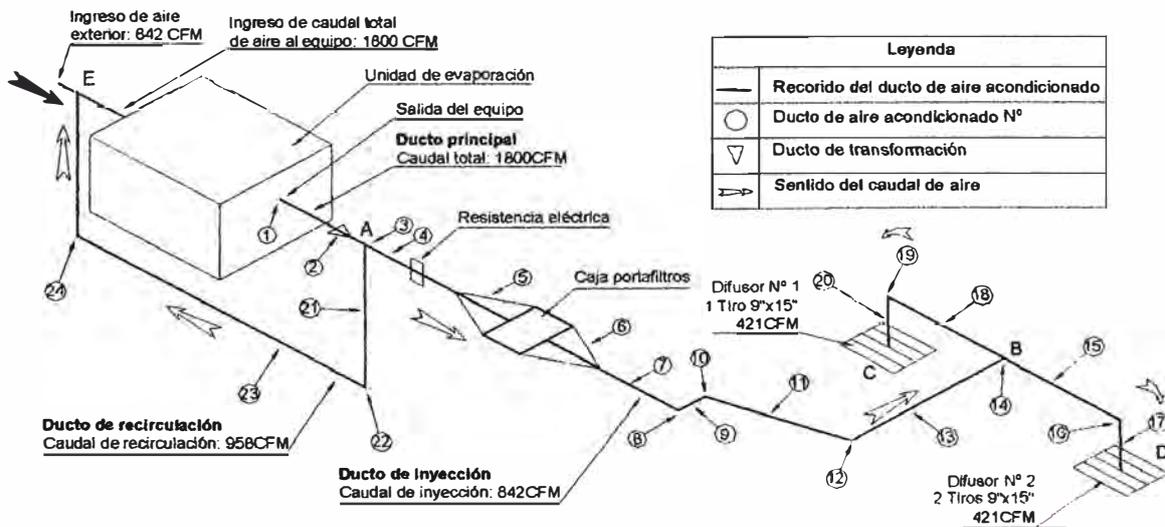
- a) **Reducción de velocidad:** Consiste en seleccionar una velocidad de salida en la descarga del ventilador y establecer arbitrariamente una serie de reducciones a lo largo del ducto. Las velocidades asumidas están basadas en recomendaciones relacionadas con el nivel de ruido. Se usa en sistemas muy pequeños, el control de flujo en los diferentes ramales se hace con los reguladores de caudal.
- b) **Caída de presión constante:** Consiste en calcular los ductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud, a lo largo de todo el sistema. El procedimiento consiste en elegir una velocidad inicial en el ducto principal próximo al ventilador. Esta velocidad se selecciona de acuerdo a la tabla 5.2, en la que el factor restrictivo es el nivel de ruido de acuerdo a cada tipo de aplicación. La pérdida de carga por unidad de longitud y la dimensión del ducto, se obtienen al entrar al gráfico 5.3 con los datos de caudal y velocidad seleccionada. Para determinar la pérdida de carga del ventilador hay que calcular la pérdida en el tramo que tenga mayor resistencia. Para balancear el caudal de aire en los ramales de distribución de aire, es necesario utilizar regulador de caudal de aire (damper). Se utiliza en los ductos de inyección, retorno y extracción de aire, dando como resultado ductos económicos.

---

<sup>[48]</sup> CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. 2-38 al 2-48

c) **Recuperación estática:** Consiste en dimensionar el ducto de forma que el aumento de presión estática (ganancia debida a la reducción de velocidad) en cada rama o boca de impulsión, compense las pérdidas por rozamiento en la siguiente sección del ducto. De esta forma, la presión estática será la misma en cada boca y al comienzo de cada rama. Se utiliza para sistema de grandes velocidades entre 2500 a 3000 FPM. Para balancear el caudal de aire, se usa los reguladores de caudal de aire (damper).

Para el diseño de los ductos del presente trabajo, se utilizó el método de caída de presión constante, por ser el que más se usa para sistemas de aire acondicionado y ventilación a baja velocidad dando como resultado ductos económicos. Los ductos son de sección rectangular de acuerdo a lo mencionado en parte 5.1.1 y, en la figura 5.8, se puede apreciar en esquema el recorrido de los ductos de aire acondicionado, con los caudales de aire de trabajo, de la tabla 5.1.



**Fig. 5.8**  
**Esquema de recorrido de ductos de aire acondicionado**

El cálculo de los ductos comprendió:

- Cálculo de los tamaños de los ductos.- Aplicando el método de la caída de presión constante, se utilizó la siguiente información:

Gráfico 5.3, de pérdidas por rozamiento en ducto redondo.

Tabla 5.12, de ductos rectangulares equivalentes para igual fricción y capacidad.

Rozamiento en los elementos de un sistema de ductos rectangulares (ver figura 5.9).

Recomendaciones para las conexiones de descarga del ventilador (figura 5.10) y dimensiones del equipo (ver figura 5.11).

- Cálculo de la caída de presión estática.- Se realiza para cada ducto a fin de determinar la trayectoria con mayor caída de presión, que es la que debe vencer el ventilador.
- Cálculo del peso del ducto: Es el área del ducto, por un factor de desperdicio\* y por el peso por unidad de área de la plancha de fabricación de acuerdo a la tabla 5.3. El peso de los ductos sirven para determinar sus costos.

### Requerimientos:

Caudal de aire

De la tabla 5.1

- Caudal total : 1800 CFM
- Caudal de inyección : 842 CFM

---

\* El factor de desperdicio o merma considera el porcentaje de material desechado en el trazo de los ductos y el que de utiliza en los engrampes para obtener la medida final del ducto. Los fabricantes de ductos usan este factor entre 1.10 y 1.15.

- Caudal de recirculación : 958 CFM
- Caudal de aire exterior : 958 CFM

#### Condiciones de diseño

- Velocidad del aire : 1100\* FPM
- Pérdida de carga por unidad de longitud : 0.095"<sup>∇</sup> de c.a. por cada 100pies.
- Presión del ambiente acondicionado<sup>[49]</sup> : 0.15" de c.a.

#### Datos

##### De la parte 5.1.2

- Número de difusores : 02 de 421 CFM cada uno
- Caída de presión estática en difusor : 0.04" de c.a.
- Caída de presión en rejilla aire fresco : 0.041" de c.a.

##### Del capítulo 4, parte 4.3.1

- Caída de presión en caja de mezcla : 0.006" de c.a.

A modo de ejemplo se realizó el cálculo del ducto N° 2 de la figura 5.8 y el resultado de los demás ductos se presenta en la tabla 5.13

### Ejemplo de cálculo del ducto N° 2

#### Datos:

- Caudal : 1800 CFM

---

\* Se ha escogido la velocidad del aire en ducto principal de 1100 FPM, que está dentro de las recomendaciones de tabla 5.2, considerando el factor de control de nivel de ruido en ductos principales en locales mas parecidos a la sala de operaciones: tales como "Dormitorios de hospital y oficinas particulares" (Valor promedio de las velocidades recomendadas de ambos tipos de ambientes).

<sup>∇</sup> Del gráfico 5.3 entrando con el caudal de 1800CFM y velocidad de 1100 FPM en ducto principal.

<sup>[49]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Applications.* p. 173. Para propósitos de cálculos se consideró una presión positiva de 0.15" de c.a. a fin de asegurar una presión en la sala, mayor que la mínima permitida de 0.10" de c.a.

- Cálculos:
- Tamaño del ducto.- El ducto es una contracción cuya sección inicial es de 20"x20" (dimensión aproximada del ducto a la salida del equipo, ver figura 5.11) y cuya sección final se obtuvo así:

Del gráfico 5.3 con la pérdida de carga de 0.095" de c.a. por 100 pies y el caudal de 1800 CFM, el diámetro del ducto circular ( $d_c$ ) es:

$$d_c = 17.5"$$

De la tabla 5.12, el ducto rectangular equivalente al circular por igual fricción y capacidad es: 16"x16". La longitud del ducto es 8" para cumplir con la pendiente recomendada de 25%, en ductos a la descarga, para sistemas a baja velocidad, ver figura 5.9 elemento "f"

Luego el tamaño del ducto es:

$$20" \times 20" \text{ a } 16" \times 16" \text{ en } 8" \text{ de longitud}$$

- Cálculo de la caída de presión estática.- De la figura 5.9 elemento "f" la caída de presión estática de este ducto de contracción, se calculó así:

$$\text{Pérdida de presión estática en ducto de contracción} = n \times (hv_2 - hv_1) \quad [5.1]$$

*Donde:*

$n$  : valor para un determinado accesorio.

$hv_1$ : Presión dinámica para velocidad " $V_1$ ", pulgadas columna agua.

$hv_2$ : Presión dinámica para velocidad " $V_2$ ", pulgadas columna agua.

Para las condiciones de aire normal (29.92 pulgadas de columna de mercurio y 70°F se cumple:

$$hv = \left( \frac{V}{4005} \right)^2 \quad [5.2]$$

Donde:

$hv$  : Diferencia de presión dinámica, pulgadas columna agua

$V$  : Velocidad del aire en pies/min (FPM)

Para el ducto contracción:  $n=1.02$ , por tener pendiente 25%

$$V_1 = \left( \frac{1800 \text{ pie}^3 / \text{min}}{20 \text{ pu lg} \times 20 \text{ pu lg}} \right) \times \left( \frac{144 \text{ pu lg}^2}{\text{pie}^2} \right) = 648 \text{ pie} / \text{min}$$

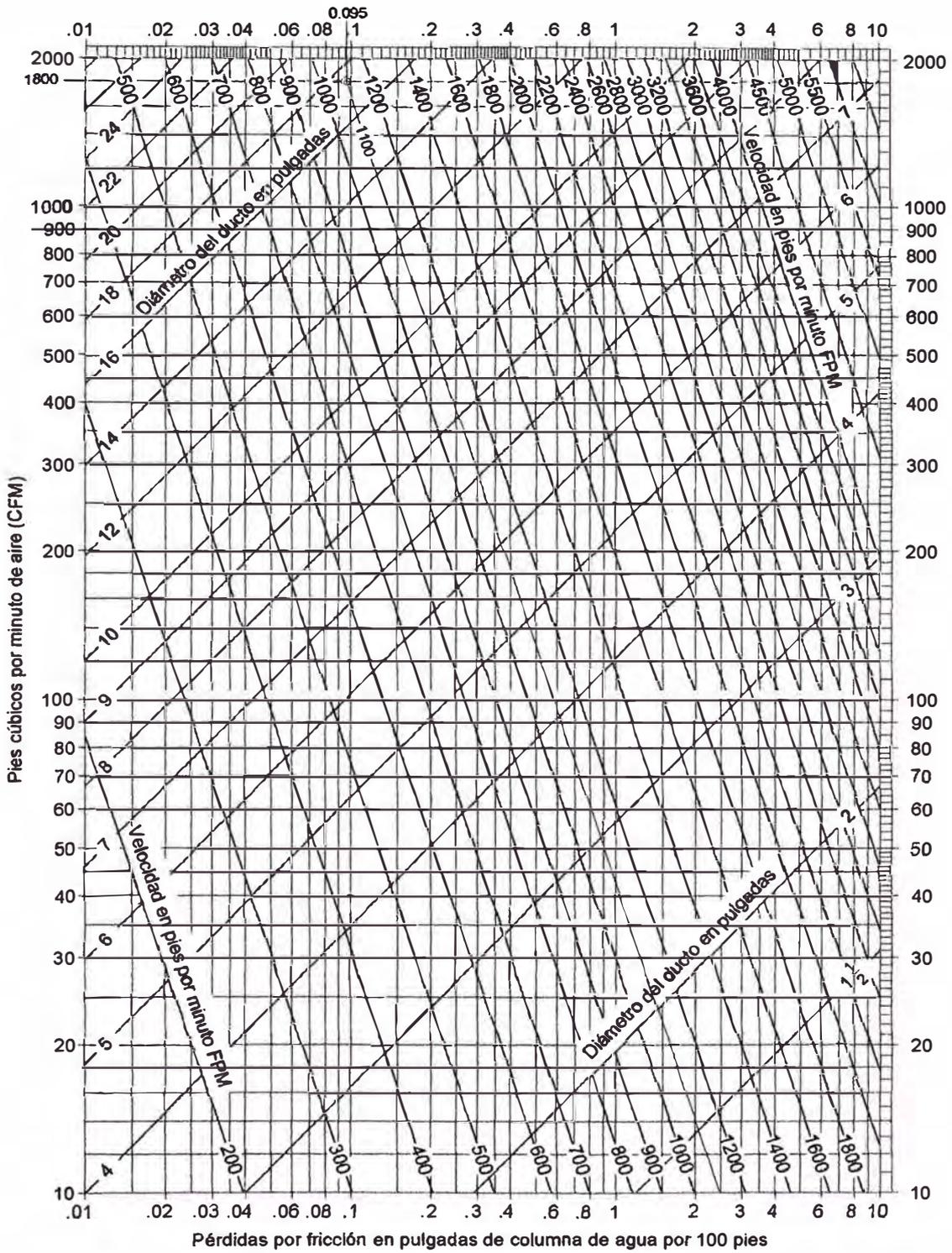
$$V_2 = \left( \frac{1800 \text{ pie}^3 / \text{min}}{16 \text{ pu lg} \times 16 \text{ pu lg}} \right) \times \left( \frac{144 \text{ pu lg}^2}{\text{pie}^2} \right) = 1012.5 \text{ pie} / \text{min}$$

Reemplazando datos en [5.1], utilizando la expresión [5.2], considerando las condiciones de aire normal, la caída de presión estática en el ducto de contracción es:

$$= 1.02 \times \left( \left( \frac{1012.5}{4005} \right)^2 - \left( \frac{648}{4005} \right)^2 \right) = 0.0385 \text{ pulgadas columna agua}$$

- Cálculo del peso del ducto.- Aplicando geometría el área es:  $4.35 \text{ pie}^2$ . De la tabla 5.3, para la fabricación de este ducto se utiliza la plancha calibre 24, por estar comprendidas las dimensiones de su sección entre 13" y 30". Siendo el peso de la plancha calibre 24 =  $1.156 \text{ lb/pie}^2$  y tomando factor de desperdicio = 1.15, luego el peso del ducto es:

$$4.35 \text{ pie}^2 \times 1.156 \text{ lb/pie}^2 \times 1.15 = 5.78 \text{ lb} = 2.63 \text{ Kg.}$$



Basado en aire estándar de 0.075 lb/pie<sup>3</sup> de densidad, fluyendo a través de ducto limpio redondo de plancha galvanizada, con aproximadamente 40 juntas por 100 pies. Precaución: No extrapolar esta carta.

**Gráfico 5.3**

**Pérdidas por rozamiento en ducto redondo.**

Fuente: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Handbook of fundamentals.* p. 466, figura 2

**Tabla 5.12**  
**Ducto rectangular equivalente al circular para igual fricción y capacidad**  
**Dimensiones en pulgadas**

Lado ducto rectangular	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	9.0	10.	11.0	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0
3.0	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	4.9	5.1	5.2	5.5	5.7	6.0	6.2	6.4	6.6	6.8	7.0
3.5	4.1	4.3	4.6	4.8	5.0	5.2	5.3	5.5	5.7	6.0	6.3	6.5	6.8	7.0	7.2	7.4	7.6
4.0	4.4	4.6	4.9	5.1	5.3	5.5	5.7	5.9	6.1	6.4	6.8	7.1	7.3	7.6	7.8	8.1	8.3
4.5	4.6	4.9	5.2	5.4	5.6	5.9	6.1	6.3	6.5	6.9	7.2	7.5	7.8	8.1	8.4	8.6	8.9
5.0	4.9	5.2	5.5	5.7	6.0	6.2	6.4	6.7	6.9	7.3	7.6	8.0	8.3	8.6	8.9	9.1	9.4
5.5	5.1	5.4	5.7	6.0	6.3	6.5	6.8	7.0	7.2	7.6	8.0	8.4	8.7	9.0	9.4	9.6	9.8

Lado ducto rectangular	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	Lado ducto rectangular
6	6.6																				6
7	7.1	7.7																			7
8	7.5	8.2	8.8																		8
9	8.0	8.6	9.3	9.9																	9
10	8.4	9.1	9.8	10.4	10.9																10
11	8.8	9.5	10.2	10.8	11.4	12.0															11
12	9.1	9.9	10.7	11.3	11.9	12.	13.1														12
13	9.5	10.3	11.1	11.8	12.4	13.0	13.6	14.2													13
14	9.8	10.7	11.5	12.2	12.9	13.5	14.2	14.7	15.3												14
15	10.1	11.0	11.8	12.6	13.3	14.0	14.6	15.3	15.8	16.4											15
16	10.4	11.4	12.2	13.0	13.7	14.4	15.1	15.7	16.3	16.9	17.5										16
17	10.7	11.7	12.5	13.4	14.1	14.9	15.5	16.1	16.8	17.4	18.0	18.6									17
18	11.0	11.9	12.9	13.7	14.5	15.3	16.0	16.6	17.3	17.9	18.5	19.1	19.7								18
19	11.2	12.2	13.2	14.1	14.9	15.6	16.4	17.1	17.8	18.4	19.0	19.6	20.2	20.8							19
20	11.5	12.5	13.5	14.4	15.2	15.9	16.8	17.5	18.2	18.8	19.5	20.1	20.7	21.3	21.9						20
22	12.0	13.1	14.1	15.0	15.9	16.7	17.6	18.3	19.1	19.7	20.4	21.0	21.7	22.3	22.9	24.1					22
24	12.4	13.6	14.6	15.6	16.6	17.5	18.3	19.1	19.8	20.6	21.3	21.9	22.6	23.2	23.9	25.1	26.2				24
26	12.8	14.1	15.2	16.2	17.2	18.1	19.0	19.8	20.6	21.4	22.1	22.8	23.5	24.1	24.8	26.1	27.2	28.4			26
28	13.2	14.5	15.6	16.7	17.7	18.7	19.6	20.5	21.3	22.1	22.9	23.6	24.4	25.0	25.7	27.1	28.2	29.5	30.6		28
30	13.6	14.9	16.1	17.2	18.3	19.3	20.2	21.1	22.0	22.9	23.7	24.4	25.2	25.9	26.7	28.0	29.3	30.5	31.6	32.8	30
32	14.0	15.3	16.5	17.7	18.8	19.8	20.8	21.8	22.7	23.6	24.4	25.2	26.0	26.7	27.5	28.9	30.1	31.4	32.6	33.8	32
34	14.4	15.7	17.0	18.2	19.3	20.4	21.4	22.4	23.3	24.2	25.1	25.9	26.7	27.5	28.3	29.7	31.0	32.3	33.6	34.8	34
36	14.7	16.1	17.4	18.6	19.8	20.9	21.9	23.0	23.9	24.8	25.8	26.6	27.4	28.3	29.0	30.5	32.0	33.0	34.6	35.8	36
38	15.0	16.4	17.8	19.0	20.3	21.4	22.5	23.5	24.5	25.4	26.4	27.3	28.1	29.0	29.8	31.4	32.8	34.2	35.5	36.7	38
40	15.3	16.8	18.2	19.4	20.7	21.9	23.0	24.0	25.1	26.0	27.0	27.9	28.8	29.7	30.5	32.1	33.6	35.1	36.4	37.6	40
42	15.6	17.1	18.5	19.8	21.1	22.3	23.4	24.5	25.6	26.6	27.6	28.5	29.4	30.4	31.2	32.8	34.4	35.9	37.3	38.6	42
44	15.9	17.5	18.9	20.2	21.5	22.7	23.9	25.0	26.1	27.2	28.2	29.1	30.0	31.0	31.9	33.5	35.2	36.7	38.1	39.5	44
46	16.2	17.8	19.2	20.6	21.9	23.2	24.3	25.5	26.7	27.7	28.7	29.7	30.6	31.6	32.5	34.2	35.9	36.7	38.1	39.5	46
48	16.5	18.1	19.6	20.9	22.3	23.6	24.8	26.0	27.2	28.2	29.2	30.2	31.2	32.2	33.1	34.9	36.6	38.2	39.7	41.2	48
50	16.8	18.4	19.9	21.3	22.7	24.0	25.2	26.4	27.6	28.7	29.8	30.8	31.8	32.8	33.7	35.5	37.3	38.9	40.4	42.0	50

Ecuación para ducto circular equivalente a ducto rectangular

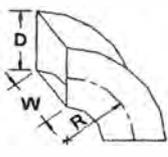
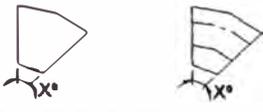
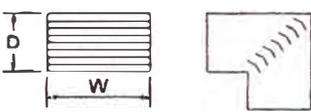
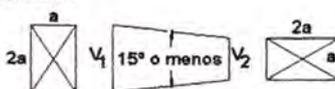
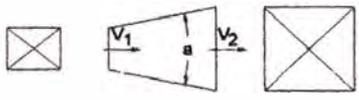
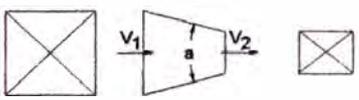
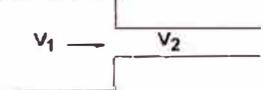
$$d_c = 1.30 \times \frac{(a \times b)^{0.625}}{(a + b)^{0.250}} = 1.30 \times 8 \sqrt{\frac{(a \times b)^5}{(a + b)^2}}$$

Donde:

a = Longitud de uno de los lados del ducto rectangular en pulgadas.

b = Longitud adyacente de uno de los lados del ducto rectangular en pulgadas.

d<sub>c</sub> = Ducto circular equivalente a ducto rectangular para igual fricción y capacidad, en pulgadas

ELEMENTO	CONDICIONES	RELACION L/D**																																									
a) 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> <th colspan="5">Relación L/D</th> </tr> <tr> <th>0.5</th> <td>33</td> <td>14</td> <td>9</td> <td>5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <th>1</th> <td>45</td> <td>18</td> <td>11</td> <td>7</td> <td>4</td> </tr> <tr> <th>3</th> <td>80</td> <td>30</td> <td>14</td> <td>8</td> <td>5</td> </tr> <tr> <th>6</th> <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																																						
b) Codo de X° 	Codo de radio con o sin gulas	X/90 multiplicado por el valor correspondiente a codo análogo de 90°																																									
c) Codo recto rectangular 	Sin gulas Guías de cambio de dirección de simple espesor Guías de cambio de dirección de doble espesor	60 15 10																																									
ELEMENTO	CONDICIONES	VALOR DE n***																																									
d) Transformación 	$V_1 = V_2$ Caída de presión estática = $n \times hv_1$	0.15																																									
e) Expansión 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">V<sub>2</sub> / V<sub>1</sub></th> <th colspan="6">"n"</th> </tr> <tr> <th colspan="6">Angulo "a"</th> </tr> <tr> <td></td> <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>0.83</td> <td>0.74</td> <td>0.68</td> <td>0.62</td> <td>0.52</td> <td>0.45</td> </tr> <tr> <td>0.40</td> <td>0.89</td> <td>0.83</td> <td>0.78</td> <td>0.74</td> <td>0.68</td> <td>0.64</td> </tr> <tr> <td>0.60</td> <td>0.93</td> <td>0.87</td> <td>0.84</td> <td>0.82</td> <td>0.79</td> <td>0.77</td> </tr> </tbody> </table> Ganancia de presión estática = $n \times (hv_1 - hv_2)$	V <sub>2</sub> / V <sub>1</sub>	"n"						Angulo "a"							5°	10°	15°	20°	30°	40°	0.20	0.83	0.74	0.68	0.62	0.52	0.45	0.40	0.89	0.83	0.78	0.74	0.68	0.64	0.60	0.93	0.87	0.84	0.82	0.79	0.77	
V <sub>2</sub> / V <sub>1</sub>	"n"																																										
	Angulo "a"																																										
	5°	10°	15°	20°	30°	40°																																					
0.20	0.83	0.74	0.68	0.62	0.52	0.45																																					
0.40	0.89	0.83	0.78	0.74	0.68	0.64																																					
0.60	0.93	0.87	0.84	0.82	0.79	0.77																																					
f) 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>1.02****</td> <td>1.04</td> <td>1.07</td> </tr> </tbody> </table> Caída de presión estática = $n \times (hv_2 - hv_1)$ **** Pendiente 25%	a	30°	45°	60°	n	1.02****	1.04	1.07																																		
a	30°	45°	60°																																								
n	1.02****	1.04	1.07																																								
g) Contracción abrupta 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>V<sub>1</sub> / V<sub>2</sub></th> <th>0</th> <th>0.25</th> <th>0.50</th> <th>0.75</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>1.34</td> <td>1.24</td> <td>0.96</td> <td>0.52</td> </tr> </tbody> </table> Caída de presión estática = $n hv_2$	V <sub>1</sub> / V <sub>2</sub>	0	0.25	0.50	0.75	n	1.34	1.24	0.96	0.52																																
V <sub>1</sub> / V <sub>2</sub>	0	0.25	0.50	0.75																																							
n	1.34	1.24	0.96	0.52																																							

Notas:

\* 1.25 es valor estandar para un codo de radio completo sin gulas.

\*\* "L" y "D" estan en pies. "D" es la dimensión del ducto representada en el dibujo. "L" es la longitud adicional equivalente del ducto añadido al ducto medido. La longitud equivalente "L" e igual a "D" multiplicada por la relación indicada.

\*\*\* El valor "n" es el número representativo de la presión dinámica, pérdida de presión dinámica o ganancia de velocidad en un accesorio, y puede ser convertida en longitud adicional equivalente del ducto por la siguiente ecuación:

$$L = n \times \frac{hv \times 100}{hf}$$

Donde:

L = Longitud adicional equivalente, pies.

hv = Presión dinámica para V<sub>1</sub> ó V<sub>2</sub>, pulgadas de columna de agua. V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub>: Velocidad en pies/mín. hv = (V/4005)<sup>2</sup>

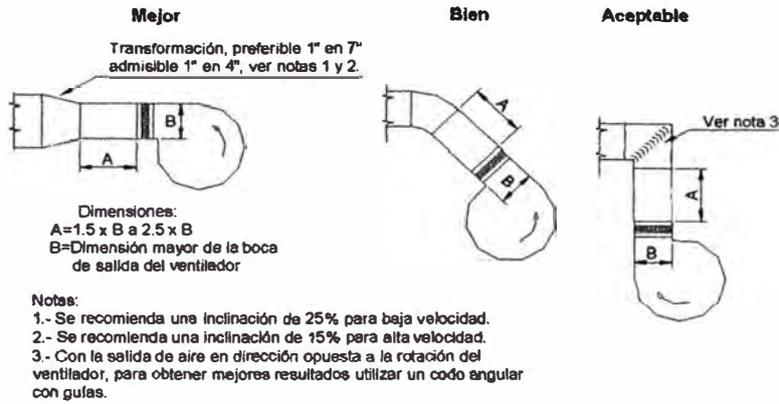
hf = Pérdida por rozamiento por 100 pies; sección recta del ducto en hv, pulgadas de columna de agua, gráfico 5.4

n = valor para un determinado accesorio.

**Fig.5.9**

**Rozamiento en los elementos de un sistema de ductos rectangulares**

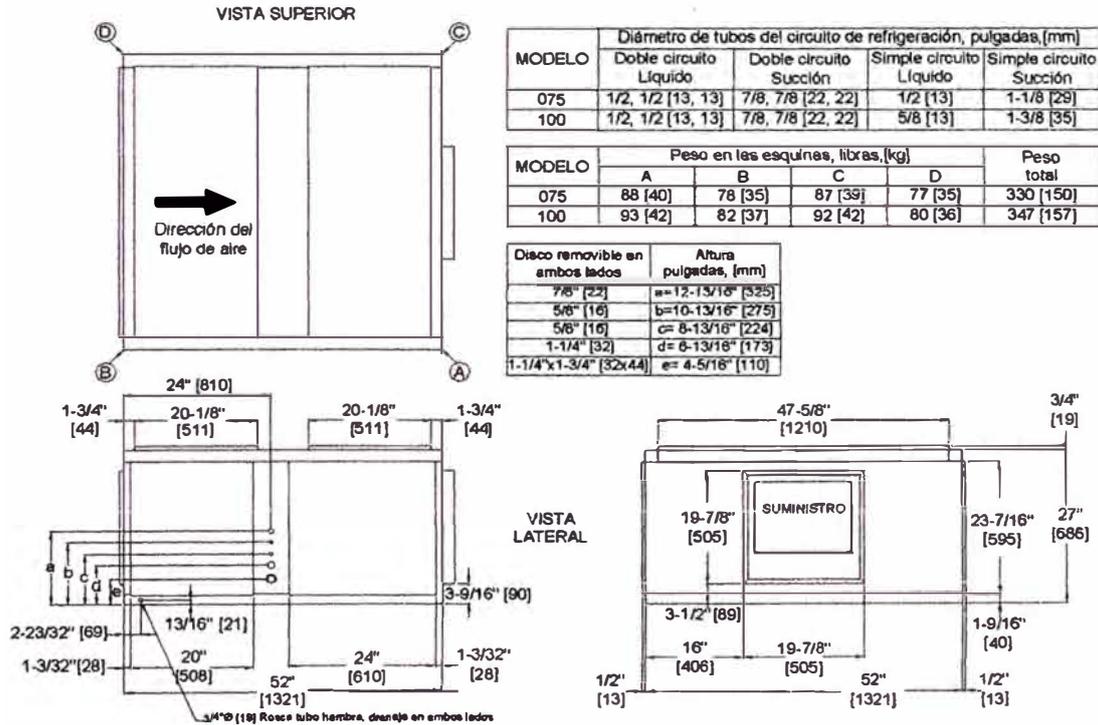
Fuente: CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 2-40, 2-41. Extracto de Rozamiento en los elementos de un sistema de ductos rectangulares



**Fig. 5.10**  
**Conexiones de descarga de ventilador**

Fuente: CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*, p. 2-10. Extracto de figura 6

**DIMENSIONES DE LAS UNIDADES EVAPORADORAS DE 7-1/2 y 10 TONELADAS NOMINALES, Pulgadas, [mm]**



**Fig. 5.11**  
**Dimensiones de unidad de evaporación**

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. H11-508 REV.4 Supersedes Form No. H11-508 Rev.3. *Commercial air handler 7.5 through 20 nominal ton units [26 trough 70 kW]*. RHGE-075, 100, 150, 200 RHGF-100. p. 4

**Tabla 5.13**  
**Caída de presión estática en ductos y accesorios del sistema de aire acondicionado - peso de ductos.**

Tramo	Ducto N°	Caudal, pies <sup>3</sup> /min CFM	Denominación del ducto	Sección rectangular, Pulgadas	Longitud Pie	Velocidad en sección rectangular pies/min FPM	Fricción, pulgadas columna de agua por 100 pies	Caída de presión estática, pulgadas columna de agua	Calibre del ducto	Area del ducto Pie <sup>2</sup>
Salida del equipo-A	1	1800	Ducto recto	20x20	2.50	648	0.03	0.0008	24	16.67
	2	1800	Contracción	20x20 a 16x16	0.70	648 1012.5	-	0.0385	24	4.35
A-B	3	842	Ducto "Yc"	16x9	1.46	842	0.095	0.0014 ②	24	10.65
	4	842	Ducto recto	16x9	2.00	842	0.095	0.0019	24	8.33
	-	842	Resistencia	9x9	-	842	-	0.055	-	-
	5	842	Expansión	16x9 a 24.75x24.75	2.50	842 197.9	-	-0.0230 ③	24	15.91
	-	842	Gabinete	24.75x24.75	2.13	197.9	-	-	16	17.57 ④
	-	842	Prefiltro	24x24	-	210.5	-	⑤	-	-
	-	842	Filtro alta eficiencia	24x24	-	210.5	-	⑥	-	-
	6	842	Contracción	24.75x24.75 a 12x12	2.00	197.9 842	-	0.0426	24	12.71
	7	842	Ducto recto	12x12	1.00	842	0.095	0.0010	26	4.00
	8	842	Codo a 90°	12x12	7.00 ⑦	842	0.095	0.0067	26	7.85
	9	842	Ducto recto	12x12	1.00	842	0.095	0.0010	26	4.00
	10	842	Codo a 45°	12x12	3.50 ⑧	842	0.095	0.0033	26	3.93
	11	842	Ducto recto	12x12	1.59	842	0.095	0.0015	26	6.36
12	842	Codo a 45°	12x12	3.50 ⑧	842	0.095	0.0033	26	3.93	
13	842	Ducto recto	12x12	8.00	842	0.095	0.0076	26	32.00	
B-D	14	421	Ducto "Te"	9x10	5.30 ⑧	673.6	0.095	0.0050 ⑧	26	7.78
	15	421	Ducto recto	9x10	2.36	673.6	0.095	0.0022	26	7.47
	16	421	Codo recto	10x9 a 15x9	50.00 ⑧	673.6 449.1	0.095	0.0475	24	4.24
	17	421	Collar	15x9	1.39	449.1	0.033	0.0005	24	7.08
	-	421	Difusor N° 2	15x9	-	449.1	-	0.04	-	-
B-C	-	-	Ambiente	-	-	-	-	0.15	-	-
	18	421	Ducto recto	9x10	2.36	673.6	0.095	0.0022	26	7.47
	19	421	Codo recto	10x9 a 15x9	50.00 ⑧	673.6 449.1	0.095	0.0475	24	4.24
B-C	20	421	Collar	15x9	1.39	449.1	0.033	0.0005	24	7.08
	A-F	3	958	Codo a 90°	6.5x16	4.73 ⑧	1326.5	0.31	0.0147 ④	24
Ductos de recirculación.	21	958	Ducto recto	6.5x16	0.33	1326.5	0.31	0.0010	24	2.03
	22	958	Codo a 90°	6.5x16	4.19 ⑧	1326.5	0.31	0.0130	24	3.99
	23	958	Ducto recto	6.5x16	9.11	1326.5	0.31	0.0282	24	34.16
	24	958	Codo a 90°	6.5x16	4.19 ⑧	1326.5	0.31	0.0130	24	3.99
Ingreso aire exterior-E	-	842	Rejilla de aire fresco	12x12	-	842	-	0.041	-	-
E-Salida del equipo	-	1800	Caja de mezcla	-	-	-	-	0.006	-	-
	-	1800	Filtro primario	32x50	-	162	-	⑥	-	-
	-	1800	Serpentín evaporador	-	-	176.5	-	⑤	-	-

**Tramo de mayor caída de presión estática.- 05 tramos que son:**

"Ingreso aire exterior-E", "E-Salida del equipo", "Salida del equipo-A", "A-B", "B-D"

**= 0.43" de columna de agua  
= 0,11 kPa**

**Peso de los ductos:**

De recirculación =  $\sum \text{Area de ducto} \times \text{Peso/área de la plancha de fabricación} \otimes \times \text{Factor de desperdicio} \textcircled{7} = 65.7\text{Lbs} = 29,9\text{Kg}$ .

De A.A. =  $\sum \text{Area de ducto} \times \text{Peso/área de la plancha de fabricación} \otimes \times \text{Factor de desperdicio} \textcircled{7} = 209.6\text{Lbs} = 95,3\text{Kg}$ .

⑦ Longitud equivalente, ⑧ Ganancia de presión estática, ⑨ Caída de presión lado recto del ducto 3, ⑩ Caída de presión lado codo a 90° del ducto 14, ⑪ Caída de presión lado codo a 90° del ducto 3, ⑫ Caída de presión incluida en curvas de performance del ventilador, ⑬ Area del gabinete de la caja portafiltros, no se considera su peso en esta parte ⑭ Factor de desperdicio = 1.15, ⑮ Se calcula en parte 5.2, ⑯ Peso de la plancha de fabricación del ducto por unidad de área, ver tabla 5.3

En la tabla 5.13, se tiene el resultado del cálculo de los ductos de aire acondicionado, de acuerdo al esquema de la figura 5.8 y del plano de distribución de ductos (ver plano N° AA-01 y AA-02). De la tabla 5.13, se tienen las siguientes notas aclaratorias:

- La trayectoria de mayor caída de presión, es: “Ingreso aire exterior-E”, “E-Salida del equipo”, “Salida del equipo-A”, “A-B”, “B-D” dando una caída de presión estática de: 0.43” de c.a., incluyendo la presión positiva en el local, que se consideró para propósitos de cálculos = 0.15” de c.a., mayor que la mínima permitida de 0.1” de c.a., según lo visto en parte 5.1.1.
- Al tener el equipo una máxima disponibilidad de presión estática 1.94” de c.a, al caudal total de 1800 CFM (ver gráfico 3.4) y siendo la pérdida de presión estática en los ductos de 0.43” de c.a., entonces se tiene una reserva de 1.51” de c.a. para filtros.
- Se muestra el área de cada ducto, así como el peso de los ductos de recirculación y de aire acondicionado. Esto se realizó multiplicando el área del ducto por el peso por unidad de área de la plancha de fabricación, de acuerdo a la tabla 5.3, aplicando también un factor de desperdicio 1.15.
- Se muestra la caída de presión estática de los accesorios, tales como: Difusor, rejilla de aire fresco, resistencia eléctrica, caja de mezcla.
- El ducto de recirculación se calculó con una velocidad de 1500 FPM, lo cual dio una pérdida de carga por unidad de longitud de 0.31” de c.a., esto fue porque está cerca del ventilador, y se puede admitir mayor velocidad sin crear molestia de ruido.

### 5.1.4 DUCTOS DE EXTRACCION DE AIRE

Sirven para evacuar el aire inyectado a la sala de operaciones y expulsarlos al medio ambiente exterior. El caudal de aire de extracción es de 674 CFM, 20% menor que el de inyección (842 CFM), a fin de tener presión positiva según lo requerido por las normas ASHRAE para una sala de operaciones (ver tabla 5.1).

#### Requerimientos:

De la tabla 5.1

Caudal de aire

- Caudal de extracción : 674CFM

Condiciones de diseño

- Velocidad del aire : 1100\* FPM
- Pérdida de carga por unidad de longitud : 0.18”<sup>∇</sup> de c.a por 100pies.
- Presión del ambiente acondicionado : 0.15”<sup>□</sup> de c.a.

Datos

De la parte 5.1.2

- Número de rejillas de extracción : 02 de 337 CFM cada uno
- Caída de presión estática en rejilla : 0.032” de c.a.

Aplicando el método de caída de presión constante y según el esquema de ductos de extracción (ver figura 5.12), en la tabla 5.14, se tienen las dimensiones de

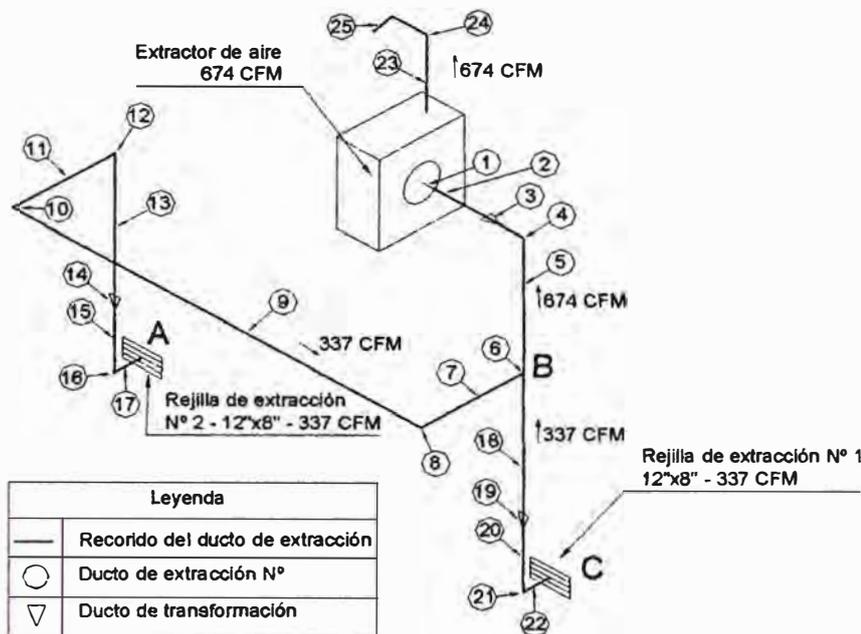
---

\* Se ha escogido la velocidad del aire en ducto principal de 1100FPM, que está dentro de las recomendaciones de tabla 5.1, considerando el factor de control de nivel de ruido en ductos principales en locales mas parecidos a la sala de operaciones: tales como “DORMITORIOS DE HOSPITAL” y “OFICINAS PARTICULARES” (Valor promedio de las velocidades recomendadas de ambos tipos de ambientes).

<sup>∇</sup> Del gráfico 5.13 entrando con el caudal de 674 CFM y velocidad de 1100FPM en ducto.

<sup>□</sup> Ver condiciones de diseño de los ductos de aire acondicionado, parte 5.1.3

los ductos rectangulares calculados, así como la caída de presión estática total para el caudal de aire a extraer. También se muestra por cada ducto el área de la plancha de fabricación y su calibre, así como el peso total de toda la red de ductos de extracción. El recorrido de estos ductos de extracción, se muestra en el plano AA-01 y AA-02, de acuerdo a la figura 5.12.



**Fig. 5.12**  
**Esquema de recorrido de ductos de extracción de aire**

En la tabla 5.14, se tiene el resultado del cálculo de los ductos de extracción, sobre la cual se tienen las siguientes notas aclaratorias:

- La trayectoria de mayor caída de presión es: “Equipo-B”, “B-A”, “Equipo descarga”, dando como resultado una caída de presión estática de: 0.14” de c.a.
- El peso de los ductos de extracción es: 163.5 Lb = 71,3Kg

**Tabla 5.14**  
**Caída de presión estática en ductos y accesorios del**  
**sistema extracción de aire acondicionado – peso de ductos**

Tramo	Ducto N°	Caudal, pies <sup>3</sup> /min CFM	Denominación del ducto	Sección Pulgadas	Longitud pie	Velocidad en sección pies/min FPM	Fricción, pulgadas columna de agua por 100 pies	Caída de presión estática (Cpe), pulgadas columna de agua	Calibre del ducto	Area Pie <sup>2</sup>
Equipo-B	1	674	Contracción abrupta	11x11 a 10Ø	Del elemento "g", Fig. 5.11: n = 0.70 hv <sub>2</sub> = 0.095, Cpe = nhv <sub>2</sub> = 0.0665			0.0665	26	0.44
	2	674	Ducto recto	11x11	1.25	802.12	0.082	0.0010	26	4.58
	3	674	Expansión	10x10 11x11	Del elemento "e", Fig. 5.11: a=10° v <sub>2</sub> /v <sub>1</sub> =0.83, n=0.92, hv <sub>1</sub> =0.059, hv <sub>2</sub> =0.040 Gpe: n(hv <sub>1</sub> -hv <sub>2</sub> )=0.0175			-0.0175	26	2.25
	4	674	Codo a 90°	10x10	Del elemento "a", Fig. 5.11: W/D=1, R/D=1.25, L/D=7, Le= 7x10/12=5.83'			0.0105	26	5.45
					5.83 Ⓞ	970.56	0.18			
	5	674	Ducto recto	10x10	3.76	970.56	0.18	0.0068	26	12.53
B-A	6	337	Ducto "Ye" lado codo	7x9	Del elemento "a", Fig. 5.11: W/D=1.29, R/D=1.25, L/D=7.15, Le= 7.15x7/12=4.17'			0.0075	26	4.34
					4.17 Ⓞ	770.29	0.18			
	7	337	Ducto recto	9x7	0.63	770.29	0.18	0.0011	26	1.68
	8	337	Codo a 90°	9x7	Del elemento "a", Fig. 5.11: W/D=0.78, R/D=1.25, L/D=6.12, Le= 6.12x9/12=4.59'			0.0083	26	3.93
					4.59 Ⓞ	770.29	0.18			
	9	337	Ducto recto	9x7	17.88	770.29	0.18	0.0322	26	47.68
	10	337	Codo a 90°	9x7	Igual a ducto 8			0.0083	26	3.93
	11	337	Ducto recto	9x7	0.88	770.29	0.18	0.0016	26	2.35
	12	337	Codo a 90°	7x9	Del elemento "a", Fig. 5.11: W/D=1.29, R/D=1.25, L/D=7.15 Le= 7.15x7/12=4.17'			0.0075	26	3.05
					4.17 Ⓞ	770.29	0.18			
	13	337	Ducto recto	9x7	6.41	770.29	0.18	0.0115	26	17.09
	14	337	Contracción	5.5x12 7x9	Del elemento "f", Fig. 5.11: a=28°, n=1.02, hv <sub>2</sub> =0.148, hv <sub>1</sub> =0.135 Cpe: n(hv <sub>2</sub> -hv <sub>1</sub> )=0.0133			0.0133	26	1.86
	15	337	Ducto recto	5.5x12	1.00	735.27	0.18	0.0018	26	2.92
	16	337	Codo recto	5.5x12 8x12	Del elemento "c", Fig. 5.11 D=(5.5"+8")/2, Codo sin guías Le: 60x6.75/12=33.75'			0.0608	26	2.26
				33.75 Ⓞ	735.27	0.18				
17	337	Collar	12x8	0.73	505.50	0.040	0.0003	26	2.43	
-	337	Regulador de caudal	12x8	-	505.50	-	0.0032	-	-	
-	337	Rejilla de extracción N° 2	12x8	-	505.50	-	0.032	-	-	
-	-	Ambiente	-	-	-	-	-0.15 Ⓞ	-	-	
B-C	6	337	Ducto "Ye" lado recto	7x9	1.02	770.29	0.18	0.0018	26	4.34
	18	337	Ducto recto	7x9	6.85	770.29	0.18	0.0123	26	18.27
	19	337	Contracción	5.5x12 7x9	Igual a ducto N° 14			0.0133	26	1.86
	20	337	Ducto recto	5.5x12	1.00	735.27	0.18	0.0018	26	2.92
	21	337	Codo recto	5.5x12 8x12	Igual a ducto N° 16			0.0608	26	2.26
	22	337	Collar	12x8	0.73	505.50	0.040	0.0003	26	2.43
	-		Regulador de caudal	12x8	-	505.50	-	0.0032	-	-
	-		Rejilla de extracción N° 1	12x8	-	505.50	-	0.032	-	-
-		Ambiente	-	-	-	-	-0.1 Ⓞ	-	-	
Equipo-descarga	23	674	Ducto recto	6.5x10	2.19	1493.17	0.4	0.0088	26	6.02
	24	674	Codo a 90°	6.5x10	Del elemento "a", Fig. 5.11: W/D=1.54, R/D=1.25, L/D=7.27 Le: 7.27x6.5/12=3.94'			0.0158	26	2.92
					3.94 Ⓞ	1493.17	0.4			
	25	674	Codo a 45°	6.5x10	1.97 Ⓞ	1493.17	0.4	0.0079	26	1.46

Tramo de mayor caída de presión estática:

Equipo-B, B-A, Equipo-descarga

Peso de los ductos:

=  $\sum \text{Area de ducto} \times (\text{Peso/área de la plancha de fabricación } \textcircled{2}) \times (\text{Factor de desperdicio } \textcircled{1})$

=  $156.91 \times 0.906 \times 1.15 = 163.5 \text{ Lb} = 71.3 \text{ Kg}$ .

= 0.14" de columna de agua  
= 0.04 kPa

Ⓞ Le: Longitud equivalente

Ⓛ Presión positiva en el ambiente

Ⓞ Peso de la plancha de fabricación del ducto por unidad de área, ver tabla 5.3

Ⓞ Factor de desperdicio = 1.15

Gpe: Ganancia de presión estática

### 5.1.5 SELECCION DEL EXTRACTOR DE AIRE

Se seleccionó extractor de aire centrífugo con álabes curvados hacia delante de simple entrada, con transmisión por fajas y poleas, siendo la polea motriz de paso regulable, por las siguientes razones:

- Están diseñados para extraer aire con sistema de ductos.
- Al ser de simple entrada se conecta el lado de succión del ventilador directamente a la red de ductos.
- Tienen bajo nivel de ruido.
- Se puede regular el caudal de aire mediante la polea motriz de paso regulable.
- Fácil mantenimiento ya que el motor y chumaceras está fuera de la corriente de aire.

#### Parámetros de selección:

- Caudal de aire de extracción : 674 CFM
- Caída de presión estática : 0.14" de c.a.

Del catálogo de selección, de ventiladores industriales centrífugos, marca:

GREENHECK (ver tabla 5.15 y anexo 4), se selecciona:

- Equipo : Extractor de aire centrífugo de simple entrada
- Marca : GREENHECK
- Modelo : SFB-9

Principales características técnicas:

- Posición de descarga : CW UB

- Caudal de aire : 674 CFM
- Caída de presión estática : 0.14" de c.a.
- Características eléctricas : 230/460V-3Ø-60Hz
- Motor : ¼ HP
- Diámetro de rueda : 9-1/2"
- Transmisión : Fajas y poleas, con polea motriz de paso regulable
- Velocidad del rodete : 596 RPM<sup>∇</sup>
- BHP : 0.040<sup>∇</sup>
- Certificación : AMCA<sup>□</sup> Publicación 211

**Tabla 5.15**  
**Performance de extractor centrífugo de simple entrada**

CFM	OV	Presión estática en pulgadas																			
		0.25		0.50		0.75		1.0		1.25		1.50		1.75		2.0		2.25		2.50	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
360	792	644	0.03																		
420	925	666	0.04	876	0.07																
480	1057	689	0.05	899	0.09																
540	1189	718	0.06	923	0.10	1082	0.14														
600	1321	748	0.08	945	0.12	1106	0.16	1241	0.20												
660	1453	780	0.09	966	0.14	1129	0.18	1264	0.23	1383	0.28										
720	1585	814	0.11	994	0.16	1152	0.21	1287	0.26	1406	0.31	1514	0.36								
780	1718	852	0.14	1023	0.19	1173	0.24	1311	0.29	1430	0.35	1537	0.40	1636	0.46						
840	1850	895	0.16	1053	0.22	1197	0.27	1333	0.33	1453	0.39	1560	0.45	1659	0.51	1751	0.57	1837	0.62		
900	1982	939	0.20	1085	0.25	1226	0.30	1354	0.36	1476	0.43	1584	0.49	1683	0.56	1775	0.62	1861	0.69	1942	0.75
960	2114	983	0.23	1118	0.28	1256	0.34	1378	0.40	1498	0.47	1608	0.54	1706	0.61	1798	0.68	1884	0.75	1966	0.82
1020	2246	1028	0.27	1152	0.32	1286	0.39	1407	0.45	1519	0.52	1629	0.59	1730	0.67	1821	0.74	1908	0.81	1989	0.89
1080	2378	1075	0.31	1188	0.37	1317	0.44	1436	0.50	1543	0.57	1651	0.65	1752	0.73	1845	0.80	1931	0.88		
1140	2511	1121	0.36	1231	0.42	1350	0.49	1466	0.56	1572	0.63	1673	0.70	1773	0.79	1868	0.87	1955	0.95		
1200	2643	1169	0.42	1274	0.48	1383	0.55	1496	0.62	1602	0.70	1699	0.77	1795	0.85	1889	0.94	1978	1.03		
1260	2775	1216	0.48	1318	0.54	1417	0.61	1528	0.69	1631	0.77	1728	0.84	1818	0.92	1911	1.01	1999	1.10		
1320	2907	1264	0.54	1362	0.61	1453	0.67	1561	0.76	1661	0.84	1757	0.92	1846	1.00	1933	1.08				
1380	3039	1313	0.61	1407	0.68	1496	0.75	1594	0.83	1693	0.92	1787	1.01	1876	1.09	1959	1.17				
1440	3171	1361	0.69	1452	0.76	1539	0.83	1627	0.91	1725	1.01	1817	1.10	1905	1.19	1988	1.27				
1500	3303	1410	0.77	1498	0.85	1583	0.92	1661	0.99	1758	1.10	1848	1.19	1935	1.29						

Fuente: GREENHECK FAN CORP. SFD/SFB Catalog SP. Models SFD & SFB Forward curved utility fans.p.8

<sup>∇</sup> Aplicando ley de ventiladores con datos de performance de tabla 5.15

<sup>□</sup> Asociación del Movimiento y Control de Aire. Una asociación mundialmente reconocida, la cual establece normas de pruebas para los rangos de operación de los ventiladores. También establece licencias para el volumen de aire y rangos del sonido.

## 5.2 SISTEMA DE FILTRADO DEL AIRE

Para capturar los contaminates, del caudal de aire de inyección al local, se utilizó un sistema de filtrado de aire, compuesto por dos baterías de filtros (ver figura 5.16).

### 5.2.1 CONTAMINANTES DEL AIRE

El aire normal está compuesto aproximadamente por 21% oxígeno, 78% nitrógeno, 1% argón y 0.03% de dióxido de carbono. Además, hay rastro de otros gases, y contaminantes que son los elementos indeseables, los cuales pueden ser clasificados, como particulado o gaseoso; orgánico o inorgánico; visible o invisible, etc. Nils R. Grimm<sup>[50]</sup> los clasifica de la siguiente manera:

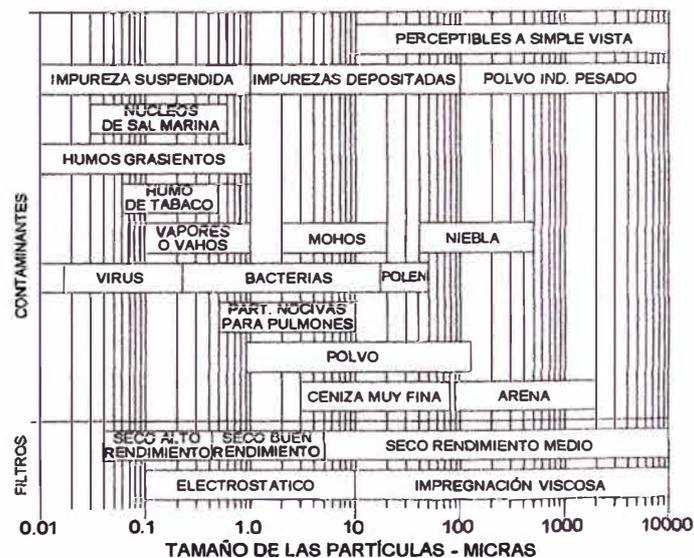
- Contaminante particulados: Lo conforman partículas sólidas y líquidas, el rango de una partícula que puede existir en una corriente de aire es de 0.001 a 5000 micras. Por debajo de 0.001 micras, la partícula contiene tan pocas moléculas que se comporta como una molécula gaseosa. Las partículas que permanecen en suspensión largo tiempo, se denominan “aerosoles”, los cuales pueden ser:
  - Aerosol sólido: Son el polvo y los humos. El polvo son partículas sólidas que se proyecta en el aire por las fuerzas naturales como el viento, erupción volcánica, terremotos; o por procesos mecánicos como taladrado, demolición, etc. Los humos son partículas sólidas formadas por la condensación de vapores de materiales normalmente sólidos, también son producidas por combustiones incompletas.

---

<sup>[50]</sup> GRIMM, Nils R. y ROSALER, Robert C. *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. p.36.1 al 36.14

- Aerosol líquido: Son las pequeñas gotas suspendidas en el aire de materiales que están en estado líquido a temperatura y presiones normales, éstas son formadas por atomizaciones, rociado, mezclas, reacciones químicas, evolución de líquido a gas y condensación del vapor.
- Aerosol biológico: Son los microorganismos tales como las bacterias, virus, polen, esporas.
- Aerosol fibroso: Son las hilazas, partes de plantas, cabellos, fibras de polímeros, vidrio y asbesto.
- Contaminante gaseoso: Son los vapores de la fase gaseosa de las sustancias líquidas o sólidas, por ejemplo la gasolina, keroseno, benceno, carburo, etc.

En el gráfico 5.4 están indicados los tamaños de las partículas contaminantes y el tipo de filtro apropiado para su selección.



**Gráfico 5.4**  
**Aplicación de los filtros**

## 5.2.2 REQUERIMIENTOS Y NORMAS DE SALUBRIDAD

Según la Normas Públicas del Servicio de Salud<sup>[51]</sup> y el manual de la ASHRAE<sup>[52]</sup>, se requiere que el ingreso de aire a la sala de operaciones hospitalaria, tenga un mínimo de dos camas de filtros, los cuales atrapan básicamente contaminantes particulados. El filtro N° 1, se instala antes del equipo de aire acondicionado y tiene una eficiencia mínima del 25% según la norma ASHRAE 52-76 y el filtro N° 2, se instala después del equipo y tiene una eficiencia mínima del 90% según la misma norma (ver cuadro 5.1 basado en estas normas). Cada filtro lleva un manómetro para observar el grado de saturación de estos. El ambiente debe tener una presión positiva mínima de 0.1” de c.a.

**Cuadro 5.1**  
**Eficiencia de filtros, para sistemas de ventilación**  
**y aire acondicionado de Hospitales**

Area	Mínimo número de cama de filtros	Eficiencia del filtro (%)	
		Cama de filtros N° 1	Cama de filtros N° 2
Áreas sensibles*	2	25	90
Sala de cuidados, áreas de diagnóstico	2	25	90**
Preparación de comidas, sala de lavado	1	80	--
Sala administrativa, sala de almacenamiento, sala sucia, áreas de sostenimiento	1	25	--

\* Sala de operaciones, sala de entrega, sala de recuperación, guarderías, unidades de cuidado intensivas

\*\*Puede reducirse a 80% para sistemas que usan 100% aire exterior

Nota: La clasificación están de acuerdo a las tolerancias de ARI STANDARD 680-74

Las eficiencias de acuerdo a la ASHRAE STANDARD 52-76

Fuente: CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 711E. *Air filters for hospital and medical facilities*. p.4, tabla 1

## 5.2.3 FILTROS DE AIRE ACONDICIONADO

Son elementos que atrapan básicamente los contaminates particulados del aire, se clasifican en función de:

- **Eficiencia:** Es la eficacia a la retención de las partículas de un caudal de aire.

<sup>[51]</sup> AMERICAN AIR FILTER. Bulletin N° AHU-1-100A. *Central Station Air Handling Units*. p. s/n. Hospital Applications, publicación de la "General Standards of Construction and Equipment for Hospital and Medical Facilities, Public Health Service Publication N° 930-A-7"

<sup>[52]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Applications*. p. 166 Air cleaning.

- Resistencia a la corriente de aire: Es la caída de presión estática del filtro ante un caudal de aire, está en función de la velocidad del aire al atravesar el área total de cara, siendo la velocidad recomendada de 250 FPM a 300 FPM<sup>[53]</sup>.
- Capacidad de tenencia de polvo: Es una medida de su vida útil o duración de servicio antes de renovarlo.

### Tipos de filtros

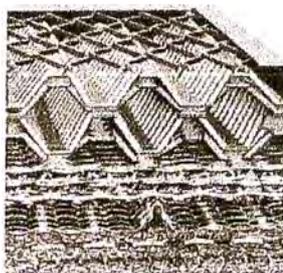
Los filtros que se usan en aire acondicionado para atrapar a los contaminantes particulados del aire atmosférico, son:

- Filtros viscosos:** Utilizan un medio filtrante con malla de aluminio, fibra de vidrio, tamiz, tela de alambre, placas o estampaciones metálicas, revestido con aceite o grasa. Tienen rendimientos del 65 al 80% en ensayos hechos por el método del peso\*. La caída de presión cuando están limpios, es del orden de 0.05” a 0.25” de c.a. y la máxima recomendada para darles mantenimiento, es de 0.5” de c.a.<sup>[54]</sup>. Se usa como filtro primario, por ser muy eficiente para partículas grandes de polvo (ver figura 5.13).
- Filtros de media eficiencia de superficie extendida:** Son filtros de aire tipo seco, formados por un bastidor de metal o cartón siendo el material filtrante fibra de vidrio, papel sometido a tratamiento especial, algodón ó material sintético. El medio filtrante, es más tupido que el filtro viscoso.

<sup>[53]</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Handbook of fundamentals*. p. 481, tabla 6

\* Expresa el rendimiento en términos de peso de las partículas extraídas con relación al peso del aire introducido.

<sup>[54]</sup> AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*.

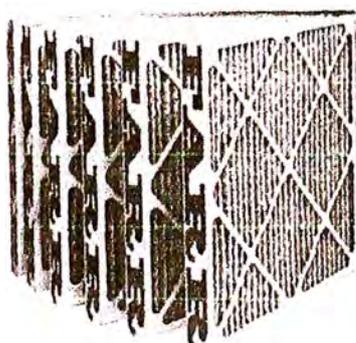


**Fig. 5.13**

**Sección de un filtro de malla de aluminio**

Fuente: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. p. 6.53, figura 55

Para obtener un área superficial relativamente grande con respecto al área de la sección transversal, el medio filtrante se suele doblar en forma de acordeón (ver figura 5.14). Estos filtros son desechables, la eficiencia va desde el 25% a 95% según la norma ASHRAE 52-76\*. La caída de presión cuando están limpios es del orden de 0.06" a 0.35" de c.a. y la máxima recomendada para su reemplazo, es de 0.9" de c.a.



**Fig. 5.14**

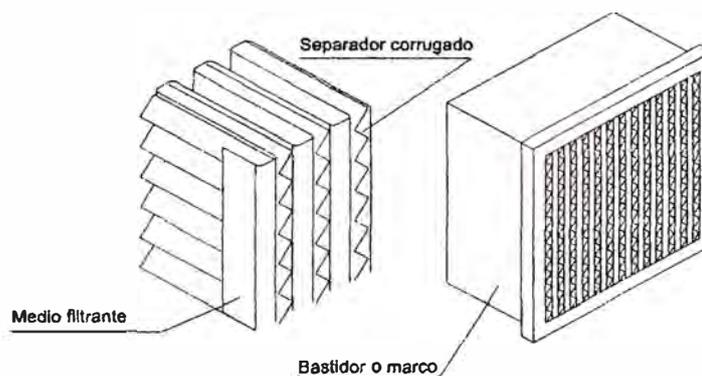
**Filtro de aire de media eficiencia.**

Fuente: FARR COMPANY. Bulletin No. A-1305-6D. *30/30 Filters. Farr 30/30 Extended area filters*. p.1.

\* ASHRAE 52-76: Da la eficiencia del filtro en polvo atmosférico. Exige cuatro pruebas de filtros para servicio de ventilación en general las cuales son:

- Resistencia, o pérdida de carga a través del filtro como una función del caudal de aire que atraviese por el mismo.
  - Capacidad de retención de polvos, o el aumento de resistencia como una función de la cantidad de polvo de prueba cargado en el filtro.
  - Detención, o el porcentaje en masa de polvo capturado por el filtro a cargas de polvo secuenciales.
- Rendimiento de mancha de polvo, o una medición de la capacidad del filtro de eliminar el polvo que oscurece las paredes.

c) **Filtros de alta eficiencia**<sup>[55]</sup>: Son de muy alta eficiencia para eliminar partículas extremadamente pequeñas. Eliminan los aerosoles biológicos, tales como virus, bacterias, polen, esporas (ver gráfico 5.4). La eficiencia de estos filtros puede llegar hasta el 99.99% según el ensayo D.O.P\*. Los materiales de construcción de estos filtros son: Bastidor o marco de metal o madera, separadores del medio filtrante de aluminio corrugado y medio filtrante de papel de microfibra de vidrio. La caída de presión del filtro limpio, está entre 0.3" y 1.5" de c.a. y la máxima recomendada para su reemplazo, es de 2" de c.a. Los filtros de alta eficiencia son utilizados mayormente en hospitales, donde son conocidos como filtros HEPA (High Efficiency Particulate Air), y también en ambientes donde se requiera un alto grado de limpieza del aire. En la figura 5.15 se muestra un filtro de alta eficiencia.



**Fig. 5.15**  
**Filtro de alta eficiencia**

Fuente: GRIMM, Nils R. y ROSALER, Robert C. *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. p.36.30, figura 36.10.e

<sup>[55]</sup> CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 12-142. *Micretain Filter: 95% DOP*. p. 1

\* El ensayo D.O.P (Ftalato de dioctilo): Esta prueba se usa para medir la capacidad de los filtros para eliminar partículas extremadamente pequeñas. Se genera químicamente una nube de partículas de una sustancia llamada Ftalato de dioctilo. El tamaño de esas partículas es 0.3 micras. La nube de partículas D.O.P en la corriente de aire se pasa a través del filtro y se mide corriente abajo la concentración de partículas que no se eliminaron con una técnica de dispersión de luz. De esta forma se mide la eficacia de eliminación de partículas pequeñas. Este ensayo solo se usa para filtros diseñados para una alta eficiencia de remoción de partículas muy pequeñas.

### 5.2.3.1 Selección

Para el filtrado del aire exterior de ingreso al local, se utilizan dos baterías con 3 tipos de filtros, siendo la primera con filtro del tipo lavable de impregnación viscosa a fin de atrapar partículas grandes y la segunda con filtros de acuerdo a las Normas Públicas del Servicio de Salud, y las recomendaciones del manual de la ASHRAE. La razón de poner una batería más, es para alargar la vida útil de los otros filtros puestos que son descartables.

- a) **Filtro primario:** Se utiliza filtro de malla de aluminio lavable de impregnación viscosa. Este filtro es el primero que atraviesa el caudal de aire y va instalado en los carriles, que para este fin, lleva la unidad evaporadora de aire. En este filtro quedan atrapadas las partículas de mayor tamaño.

Datos:

Caudal de aire total : 1800 CFM, ver tabla 5.1

Velocidad recomendada : 250-300 FPM

Tamaño del filtro : 04 de 16"x25"x2", Ver catálogo del equipo seleccionado anexo 3. La unidad de evaporación marca: RHEEM, modelo: RHGE-075, tiene carriles para 04 filtros de 16" x 25" x 2", lo cual hace un área filtrante de 11.1 pie<sup>2</sup>.

Del catálogo de filtros de malla de aluminio marca: AIR-KONTROL (ver anexo 10), se seleccionó:

Filtro de malla de aluminio de impregnación viscosa

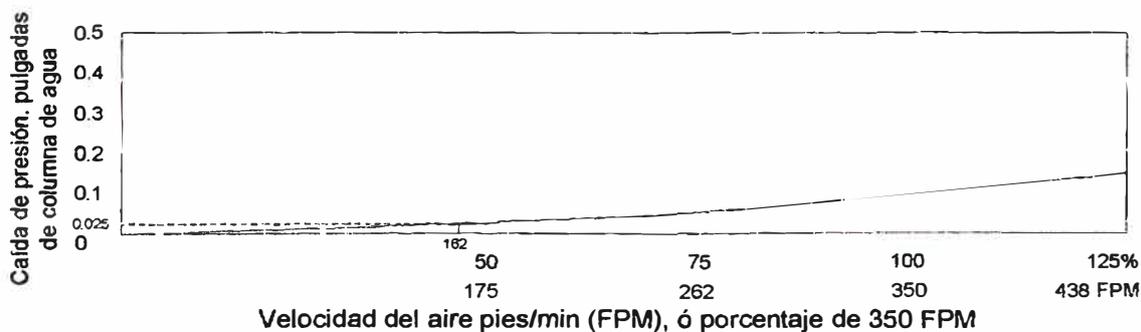
Modelo de malla	: AK1900C
Tamaño	: 16" x 25" x 2"
Cantidad	: 04
Eficiencia	: 75 % al peso
Velocidad real	: 162 FPM. Para el caudal total de trabajo de 1800 CFM, la velocidad real del aire en los filtros es:

$$\text{Velocidad real del aire en los filtros} = \frac{\text{Caudal de aire pies}^3/\text{min}}{\text{Área de filtros pie}^2} \quad [5.1]$$

Reemplazando en [5.1]

$$\text{Velocidad del aire en los filtros} = \frac{1800}{4 \times 16 \times 25 / 144} = 162 \text{ FPM}$$

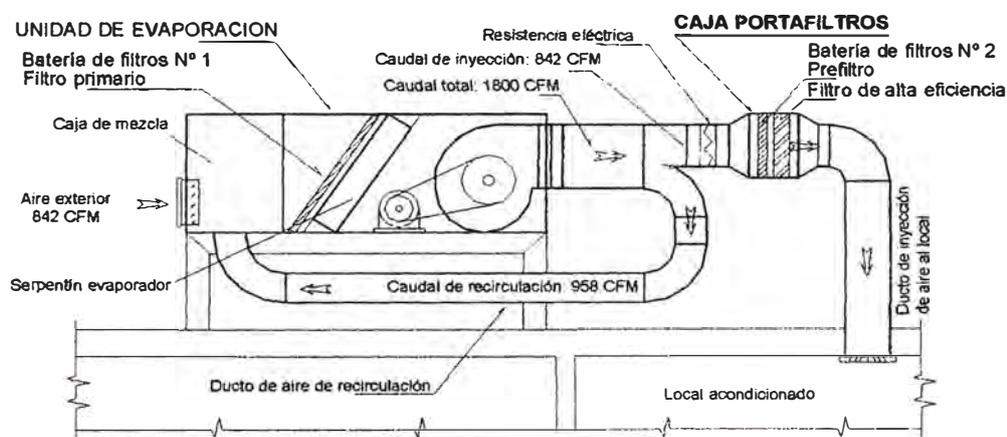
Caída de presión inicial : 0.05" de c.a. Del gráfico 5.5, para una velocidad del aire en el filtro de 162 FPM y espesor unitario la caída de presión es: 0.025" de c.a. Para 2" de espesor la caída de presión será el doble es decir 0.05" de c.a.



Nota: - Filtro de prueba 24" x 24" x 1" a 1200 CFM  
 - Eficiencia: 75% al peso, según normas ASHRAE 52-68

### Gráfico 5.5 Caída de presión vs. velocidad para un filtro de malla de aluminio limpio.

**b) Prefiltro:** Se utiliza prefiltro de aire de superficie expandida con una eficiencia del 25% según la norma ASHRAE 52-76, de acuerdo a las recomendaciones para pre filtro de sala de operaciones (ver cuadro 5.1, área sensible). El filtro va instalado en una caja portafiltros, a la descarga del equipo, después de la bifurcación de caudales de aire, y antes del filtro de alta eficiencia (ver figura 5.16).



**Fig. 5.16**  
**Ubicación de la caja portafiltros**

Fuente: Figura 4.16

Datos:

Caudal de aire de inyección : 842 CFM, ver tabla 5.1

Velocidad recomendada : 250-300 FPM

Eficiencia mínima : 25% norma ASHRAE 52-76

Tamaño del filtro : Se seleccionó de acuerdo al tamaño estándar del fabricante de tal manera que no exceda a la velocidad transversal recomendada, para lo cual primero se calcula la mínima área

transversal del filtro. Despejando en [5.1] el área de filtros y reemplazando datos, se tiene:

$$\text{Área de filtro} = \frac{842}{250} = 3.4 \text{ pie}^2$$

Del catálogo de filtros de aire marca: FARR, tabla 5.16 y anexo 10.

Se seleccionó:

Filtro de aire de superficie extendida

Modelo : 30/30

Tamaño : 24" x 24" x 4" (Tiene 4 pies<sup>2</sup> de área transversal)

Eficiencia : 25-30% según la norma ASHRAE 52-76

Caída de presión inicial: De la tabla 5.16, para el filtro de 24"x24"x4", para un caudal de 1200 CFM, la caída de presión inicial (filtro limpio) es de 0.12" de c.a. Considerando que la caída de presión es proporcional al cuadrado de la velocidad (Darcy-Weisbach), y siendo el mismo filtro con la misma área transversal, la caída de presión será proporcional al cuadrado del caudal, entonces para un caudal de 842 CFM, la caída de presión es:

$$\text{Caída de presión inicial} = 0.12 \times \left( \frac{842}{1200} \right)^2 = 0.06" \text{ de c.a.}$$

Luego:

Caída de presión inicial : 0.06" de c.a.

**Tabla 5.16**  
**Pre filtros de superficie extendida**

Espesor nominal del filtro	Tamaño nominal (pulgadas) (mm)	Tamaño real (pulgadas) (mm)			Capacidad (CFM) (m³/h)		Resistencia a la capacidad (pulgadas de columna de agua) (kPa)			Área filtrante (pie²) (m²)	
		Ancho	Alto	Espesor	Media	Alta	Media	Alta	Fina**	Total	Área filtrante por área transversal
4"	12x24	11.38	23.38	3.88	600	1200	0.12	0.35	0.90	13.8	7.0 pie² 11 pliegues/pie lineal 0.65 m² 36 pliegues/m. lineal
	305x610	289	594	98.4	1020	2040	0.03	0.09	0.22	1.28	
	16x20	15.38	19.38	3.88	665	1325	0.12	0.35	0.90	15.6	
	406x508	391	492	98.4	1130	2250	0.03	0.09	0.22	1.45	
	16x25	15.38	24.38	3.88	835	1670	0.12	0.35	0.90	19.6	
	406x635	391	619	98.4	1420	2840	0.03	0.09	0.22	1.82	
	18x24	17.38	23.38	3.88	900	1800	0.12	0.35	0.90	20.6	
	457x610	441	594	98.4	1530	3060	0.03	0.09	0.22	1.91	
	20x20	19.38	19.38	3.88	835	1670	0.12	0.35	0.90	18.6	
	508x508	492	492	98.4	1420	2840	0.03	0.09	0.22	1.73	
20x24	19.38	23.38	3.88	1000	2000	0.12	0.35	0.90	22.5		
508x610	492	594	98.4	1700	3400	0.03	0.09	0.22	2.09		
20x25	19.38	24.38	3.88	1050	2100	0.12	0.35	0.90	23.5		
508x635	492	619	98.4	1785	3570	0.03	0.09	0.22	2.18		
24x24	23.38	23.38	3.88	1200	2400	0.12	0.35	0.90	27.5		
610x610	594	594	98.4	2040	4080	0.03	0.09	0.22	2.55		
29x25	28.38	24.38	3.88	1540	3075	0.12	0.35	0.90	35.2		
737x625	721	619	98.4	2615	5225	0.03	0.09	0.22	3.27		
2"	10x20*	9.50	19.50	1.88	350	695	0.08	0.28	0.90	5.9	4.6 pie² 15 pliegues/pie lineal 0.43 m² 49 pliegues/m. lineal
	254x508	241	495	47.6	595	1180	0.02	0.07	0.22	0.55	
	12x20	11.88	19.50	1.88	420	835	0.08	0.28	0.90	7.5	
	305x508	302	495	47.6	715	1420	0.02	0.07	0.22	0.70	
	12x24	11.38	23.38	1.88	500	1000	0.08	0.28	0.90	8.5	
	305x610	289	594	47.6	850	1700	0.02	0.07	0.22	0.79	
	14x20*	13.50	19.50	1.88	485	970	0.08	0.28	0.90	8.4	
	356x508	343	495	47.6	825	1650	0.02	0.07	0.22	0.78	
	14x25*	13.50	24.50	1.88	610	1215	0.08	0.28	0.90	10.6	
	356x635	343	622	47.6	1035	2065	0.02	0.07	0.22	0.98	
	15x20*	14.50	19.50	1.88	520	1040	0.08	0.28	0.90	9.0	
	381x508	368	495	47.6	885	1765	0.02	0.07	0.22	0.84	
	16x20	15.50	19.50	1.88	550	1100	0.08	0.28	0.90	10.1	
	406x508	394	495	47.6	935	1870	0.02	0.07	0.22	0.94	
	16x25	15.50	24.50	1.88	695	1390	0.08	0.28	0.90	12.7	
	406x635	394	622	47.6	1180	2360	0.02	0.07	0.22	1.18	
	18x20	17.50	19.50	1.88	625	1250	0.08	0.28	0.90	10.9	
	457x508	445	495	47.6	1060	2125	0.02	0.07	0.22	1.01	
	18x24	17.50	23.50	1.88	750	1500	0.08	0.28	0.90	13.3	
	457x610	445	597	47.6	1274	2548	0.02	0.07	0.22	1.24	
18x25	17.50	24.50	1.88	780	1560	0.08	0.28	0.90	13.7		
457x635	445	622	47.6	1325	2650	0.02	0.07	0.22	1.27		
20x20	19.50	19.50	1.88	695	1390	0.08	0.28	0.90	12.1		
508x508	495	495	47.6	1180	2360	0.02	0.07	0.22	1.12		
20x24	19.50	23.50	1.88	835	1670	0.08	0.28	0.90	14.6		
508x610	495	597	47.6	1420	2840	0.02	0.07	0.22	1.36		
20x25	19.50	24.50	1.88	870	1740	0.08	0.28	0.90	15.3		
508x635	495	622	47.6	1480	2955	0.02	0.07	0.22	1.42		
24x24	23.38	23.38	1.88	1000	2000	0.08	0.28	0.90	17.6		
610x610	594	594	47.6	1700	3400	0.02	0.07	0.22	1.64		
1"	14x20	13.50	19.50	0.88	485	970	0.14	0.45	0.90	4.2	2.3 pie² 16 pliegues/pie lineal 0.21 m² 52 pliegues/m. lineal
	356x508	343	495	22.4	825	1650	0.03	0.11	0.22	0.39	
	14x25	13.50	24.50	0.88	505	1210	0.14	0.45	0.90	5.2	
	356x635	343	622	22.4	1030	2055	0.03	0.11	0.22	0.48	
	15x20	14.50	19.50	0.88	520	1040	0.14	0.45	0.90	4.6	
	381x508	368	495	22.4	885	1765	0.03	0.11	0.22	0.43	
	16x20	15.50	19.50	0.88	555	1110	0.14	0.45	0.90	4.8	
	406x508	394	495	22.4	945	1885	0.03	0.11	0.22	0.45	
	16x25	15.50	24.50	0.88	695	1390	0.14	0.45	0.90	6.1	
	406x635	394	622	22.4	1180	2360	0.03	0.11	0.22	0.57	
20x20	19.50	19.50	0.88	695	1390	0.14	0.45	0.90	6.0		
508x508	495	495	22.4	1180	2360	0.03	0.11	0.22	0.56		
20x25	19.50	24.50	0.88	870	1740	0.14	0.45	0.90	7.6		
508x635	495	622	22.4	1480	2955	0.03	0.11	0.22	0.71		
24x24	23.50	23.50	0.88	1000	2000	0.14	0.45	0.90	8.9		
610x610	597	597	22.4	1700	3400	0.03	0.11	0.22	0.83		

\*Estos tamaños son fabricados con orden de compra, el marco no hay en existencia. El performance es similar a las medidas estándar

\*\*Resistencia final recomendada. El diseño del sistema puede trabajar a menor resistencia final.

**Eficiencia: 25-30% ASHRAE Test Standard 52-76**

- c) **Filtro de alta eficiencia:** Se utiliza filtro de aire de alta eficiencia para contaminantes particulados, especial para uso hospitalario con una eficiencia similar al de las recomendaciones para filtros de alta eficiencia de sala de operaciones (ver cuadro 5.1, área sensible). El filtro va instalado en una caja portafiltros, a la descarga del equipo, después de la bifurcación de caudales de aire, y después del prefiltro (ver figura 5.16).

Datos:

Caudal de aire de inyección : 842 CFM, ver tabla 5.1

Velocidad recomendada : 250-300 FPM

Eficiencia mínima : 90% norma ASHRAE 52-76

Tamaño del filtro : Se selecciona de acuerdo al tamaño estándar del fabricante de tal manera que no exceda a la velocidad transversal recomendada y de las misma dimensiones (ancho, altura) que el prefiltro, puesto que van en la misma caja portafiltros.

Del catálogo de filtros de aire marca: Cambridge Micretain (tabla 5.17 y anexo 10), se seleccionó:

Filtro de aire de alta eficiencia

Modelo : 7X-242412

Tamaño : 24" x 24" x 12"

Eficiencias : 95% D.O.P.

99% ASHRAE 52-76

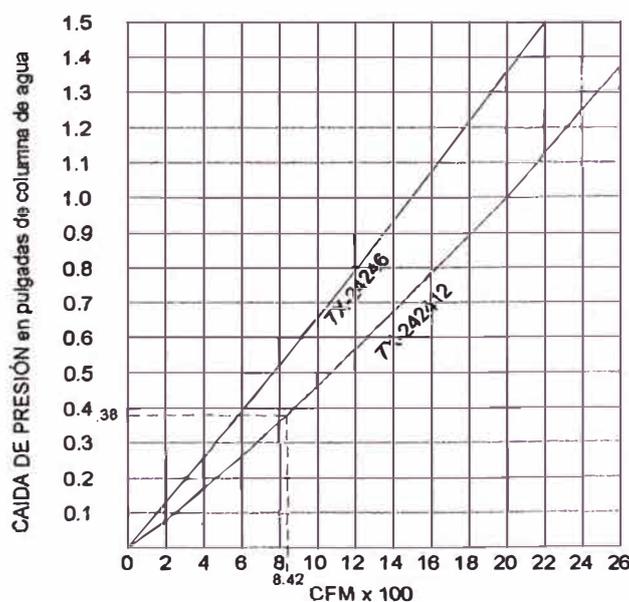
97% en nube de aerosol de estafilococos

Caída de presión inicial : 0.38" de c.a. Del gráfico 5.6, para el filtro 7X-242412, para un caudal de 842 CFM. la caída de presión inicial (filtro nuevo) es: 0.38" de c.a.

**Tabla 5.17**  
**Características técnicas de filtros de alta eficiencia**  
**95% D.O.P.**

Modelo	Dimensiones (pulgadas)			Capacidad (CFM) a pulgadas de columna de agua			Peso de envío (libras)
	Altura (H)	Ancho (W)	Espesor (D)	0.65"	1.0"	1.35"	
7X-121212	12	12	11-1/2	290	430	550	14
7X-122412	12	24	11-1/2	630	910	1170	25
7X-241212	24	12	11-1/2	630	910	1170	25
7X-241812	24	18	11-1/2	1000	1460	1860	30
7X-232312	23-3/8	23-3/8	11-1/2	1300	1900	2420	40
7X-242412	24	24	11-1/2	1375	2000	2560	40
7X-243012	24	30	11-1/2	1750	2550	3250	48
7X-883	8	8	3-1/16	40	60	80	4
7X-886	8	8	5-7/8	80	125	160	6
7X-12126	12	12	5-7/8	215	330	430	8
7X-24126	24	12	5-7/8	460	700	910	12
7X-23236	23-3/8	23-3/8	5-7/8	950	1440	1890	23
7X-24246	24	24	5-7/8	1000	1530	2000	23
7X-24306	24	30	5-7/8	1280	1940	2540	30
7X-24486	24	48	5-7/8	2090	3180	4170	46

Fuente: CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 12-142. *Micretain Filter: 95% DOP.* p. 2



**Gráfico 5.6**  
**Capacidad vs. resistencia de filtro de alta eficiencia**  
**95% D.O.P.**

Fuente: CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 12-142. *Micretain Filter: 95% DOP.* p. 1

### 5.2.3.2 Caja portafiltros

El prefiltro y filtro de alta eficiencia van instalados en una caja portafiltros, la cual forma parte de la red de ductos de inyección de aire al ambiente acondicionado.

Las especificaciones técnicas son las siguientes:

- Material: Plancha de fierro galvanizado calibre o galga N° 16 (0.064"=1.63mm), igual calibre del bastidor del filtro de alta eficiencia, seleccionado.
- La caja portafiltros está compuesta por paneles fabricados con plancha de fierro galvanizado dobladas, según se puede observar en el plano AA-07, la junta de estos paneles es con pernos zincados, de cabeza hexagonal de ¼"x1" y silicona de uso industrial. El prefiltro y filtro de alta eficiencia llevan carriles de la misma plancha doblados según indica el plano AA-07. Se instalan cuatro aseguradores de filtro, los cuales empujan al filtro de alta eficiencia contra su carril tope, quedando hermetizada la ductería aguas abajo. La tapa de registro lleva una contratapa y en el intermedio el aislamiento de poliuretano expandido de ¾" de espesor. La tapa lleva alrededor empaquetadura de neoprene tipo esponja de 3/8"x1" y se fija a la caja con tornillos autorroscantes N° 10 x 1/2".

En el plano AA-07 se tiene el diseño de la caja portafiltros, el cual está basado en una caja similar para este tipo de filtros, fabricado por la Cambridge Filter Corporation<sup>[56]</sup>.

---

<sup>[56]</sup> CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 42-109. *ANS Holding frame for Cambridge Absolute & Micretain Filters*. p. 1 y 2

### 5.3 CIRCUITO DE REFRIGERACION

Para el equipo de aire acondicionado tipo Split, con válvula de desviación de gas caliente, está compuesto por la tubería de líquido, succión y descarga de gas caliente. Estas tuberías interconectan la unidad de condensación con la unidad de evaporación, por donde circula el refrigerante y el aceite.

#### 5.3.1 TUBERIAS DE REFRIGERACION

Generalmente, son de cobre porque tiene la ventaja de ser de peso ligero, más resistente a la corrosión, resistencia a la fricción menor y más fácil de instalarse que el hierro dulce y el acero. El espesor de la pared del tubo de cobre se especifica (norma ASTM B88-41), mediante letras tipo “K”, “L” y “M”. El tipo K tiene la pared mas gruesa y se usa para altas presiones, el tipo “L” tiene espesor de pared intermedio siendo el que se usa para los circuitos de refrigeración, el tipo “M” se usa para trabajos de plomería a baja presión. En la tabla 5.18 se tienen las dimensiones y propiedades del tubo de cobre.

**Tabla 5.18**  
**Dimensiones y propiedades del tubo de cobre**

Diámetro nominal	Tipo	Diámetro, pulgadas		Espesor de pared pulgadas	Area de superficie pie <sup>2</sup> /pie lineal		Area de sección interior pie <sup>2</sup>	Peso Libra/pie.lineal	Presión de trabajo Libras/pulg <sup>2</sup> PSIG
		Exterior (OD)	Interior (ID)		OD	ID			
3/8	K	0.375	0.305	0.035	0.0982	0.0798	0.0730	0.145	918
	L	0.375	0.315	0.030	0.0982	0.0825	0.0779	0.126	764
½	K	0.500	0.402	0.049	0.131	0.105	0.127	0.269	988
	L	0.500	0.430	0.035	0.131	0.113	0.145	0.198	677
5/8	K	0.625	0.527	0.049	0.164	0.138	0.218	0.344	779
	L	0.625	0.545	0.040	0.164	0.143	0.233	0.285	625
¾	K	0.750	0.652	0.049	0.193	0.171	0.334	0.418	643
	L	0.750	0.666	0.042	0.193	0.174	0.348	0.362	547
7/8	K	0.875	0.745	0.065	0.229	0.195	0.436	0.641	747
	L	0.875	0.785	0.045	0.229	0.206	0.484	0.455	497
1-1/8	K	1.125	0.995	0.065	0.295	0.260	0.778	0.839	574
	L	1.125	1.025	0.050	0.295	0.268	0.825	0.655	432
1-3/8	K	1.375	1.245	0.065	0.360	0.326	1.22	1.04	466
	L	4.125	3.905	0.110	1.08	1.02	12.0	5.38	256

Fuente: COPELAND CORPORATION. *Refrigeration manual part 4. System design*. P. 18-3 Extracto de Tabla 22

**5.3.1.1 De succión:** Es la tubería por donde circula el vapor refrigerante con el aceite del evaporador al compresor, más conocida como tubería de baja presión. El vapor debe tener suficiente velocidad para arrastrar al aceite y llevarlo al compresor. Para la selección del diámetro de la tubería, se tuvo en cuenta lo siguiente:

- 1.- Capacidad del sistema: El fabricante presenta las tablas de selección de las tuberías de succión de acuerdo a la capacidad del sistema y la longitud equivalente de tubería (ver tabla 5.19). El diámetro recomendado contempla los aspectos de velocidad mínima y caída de presión recomendadas.
- 2.- Velocidad mínima: La velocidad mínima recomendada, es de 700 FPM en tramos horizontales y 1500 FPM, en tramos verticales, con la cual se garantiza que el refrigerante arrastra al aceite (ver gráfico 5.7).
- 3.- Caída de presión: La caída de presión en la línea de succión significa una pérdida en la capacidad de refrigeración, porque obliga al compresor a trabajar a una presión de succión más baja para obtener una temperatura dada en el evaporador. La tubería de succión se calcula para una caída de presión equivalente a la variación de 2°F sobre la temperatura de saturación, lo que en términos de caída de presión, para R22 a 40°F de temperatura en el evaporador, es de 3 PSIG.

### **Ejemplo de cálculo:**

#### Datos

- Unidad de condensación modelo: RAWC-065CAS, ver parte 3.2.2.1
- Capacidad nominal del equipo : 6.5 Ton
- Refrigerante : R22

- Longitud equivalente condensador– evaporador\* : 16' a 50'

De la tabla 5.19, para el modelo: 065

- Diámetro de tubería de succión : 1-1/8" Ø

Cálculo de longitud equivalente condensador – evaporador

Con el diámetro pre - seleccionado de 1-1/8"Ø y del plano AA-06 se tiene

Longitud física evaporador-condensador : 12 pies

Accesorios utilizados: 3 codos de radio corto. De la tabla 5.20 la longitud equivalente es:  $2.7' \times 3 = 8.1$  pies

Luego:

- Longitud equivalente condensador– evaporador : 20.1 pies

Al estar la longitud equivalente calculada dentro del valor asumido (16' a50')

la tubería de succión queda correctamente seleccionada, entonces:

- Diámetro de tubería de succión: Tipo “L” de 1-1/8" Ø

### **Chequeos de parámetros:**

- Velocidad del refrigerante.- 2885 FPM. Del gráfico 5.7, para tubería de 1 – 1/8" Ø y capacidad de 6.5 Ton, estando dentro de lo recomendado, que es 700 FPM mínimo y 4000 FPM máximo.
- Caída de presión.- Del gráfico 5.7, para tubería de 1-1/8"Ø y capacidad de 6.5 Toneladas de refrigeración, la pérdida de capacidad es de 2.85% por 100 pies, luego para 20.1 pies es:

\* Valor asumido considerando que la longitud física Condensador – evaporador es: 12 pies, ver plano AA-06, con cargo a confirmar.

$$\frac{2.85 \times 20.1}{100} = 0.57 \text{ Toneladas de refrigeración}$$

Con la pérdida de capacidad hallada se multiplica por 1.18 obteniéndose la caída de presión (ver notas al pie de gráfico 5.7), la cual es  $0.57 \times 1.18 = 0.67$  PSIG, estando dentro de lo recomendado que es de 3 PSIG como máximo.

**Tabla 5.19**  
**Tuberías de refrigeración recomendadas**  
**para líneas de líquido y succión**

Longitud equivalente del Condensador al evaporador, pies	Línea de líquido Diámetro exterior (OD), Pulgadas			Línea de succión Diámetro exterior (OD), Pulgadas		
	065	075	100, 101	065	075	100,101
0-15	½	½	5/8	1-1/8	1-1/8	1-3/8
16-50	½	½	5/8	1-1/8	1-1/8	1-3/8
51-100	½	½	5/8	1-1/8	1-3/8	1-3/8
101-150	½	½	5/8	1-3/8	1-3/8	1-5/8

Nota: Longitud entre condensador y evaporador no debe exceder a 150 pies

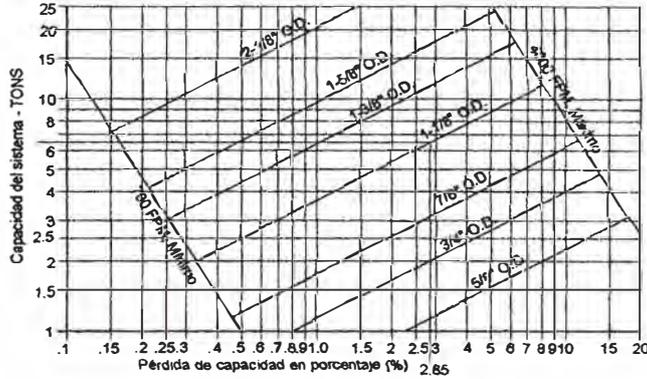
Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* p. 16

**Tabla 5.20**  
**Longitud equivalente en pies, como tubería de cobre tipo “L”,**  
**de válvulas no ferrosas y accesorios soldados.**

Tamaño del tubo (OD) pulgadas	Válvula solenoide	Válvula angular	Codo de radio corto	Codo de radio largo	Tee, lado dirección del flujo	Tee, lado ramal
½	70	24	4.7	3.2	1.7	6.6
5/8	72	25	5.7	3.9	2.3	8.2
¾	75	25	6.5	4.5	2.9	9.7
7/8	78	28	7.8	5.3	3.7	12.0
1-1/8	87	29	2.7	1.9	5.2	8.0
1-3/8	102	33	3.2	2.2	6.9	10.0
1-5/8	115	34	3.8	2.6	8.7	12.0
2-1/8	141	39	5.2	3.4	12.0	16.0

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* p. 16

**Gráfico 5.7**  
**Pérdida de capacidad en línea de succión por cada 100 pies de longitud equivalente**  
**Tubería de cobre tipo "L"**

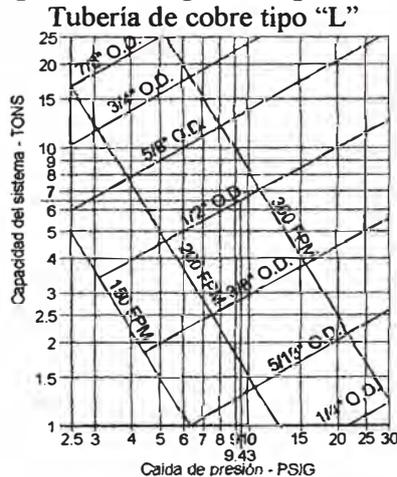


Notas:

- 1.- Mínima velocidad recomendada es de 700 FPM
- 2.- Para la caída de presión en la línea de succión (PSIG) , multiplicar porcentaje perdido por 1.18
- 3.- Dimensionar la línea de succión para pérdidas no mayores de 2°F correspondiente a aproximadamente 3 PSIG de caída de presión.
- 4.-Dar pendiente a la línea de succión horizontal en la dirección del flujo ½” en 10 pies.

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High - Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* p. 16

**Gráfico 5.8**  
**Caída de presión en línea de líquido por cada 100 pies de longitud equivalente.**  
**Tubería de cobre tipo "L"**



Notas:

- 1.-Cuando el serpentín evaporador está encima del condensador, la caída de presión debido al tramo vertical (0.5 PSIG por pie de tramo vertical) debe se aumentado a la caída de presión derivada de esta curva.
- 2.-Dimensionar la línea de líquido para pérdidas no mayores de 10°F correspondiente a aproximadamente 30 PSIG de caída de presión.
- 3.-No sobredimensione la línea de líquido. El sobredimensionado significa un aumento de la carga de refrigerante en el sistema.
- 4.-La máxima velocidad recomendada con válvula solenoide u otro elemento de cierre rápido en la línea de líquido es de 300 FPM.

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High - Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* p. 16

**5.3.1.2 De líquido:** Es la tubería por donde circula el líquido refrigerante con el aceite desde el condensador al evaporador, más conocida como tubería de alta presión. No presenta problemas desde el punto de vista de acarreo del aceite, porque el refrigerante líquido y el aceite se mezclan con facilidad; el principal problema que se tiene es el de evitar la formación instantánea de gas antes de que el líquido llegue a la válvula de expansión termostática, lo cual produce un control errático del refrigerante al desplazar líquido en el orificio de este dispositivo que no está diseñado para controlar vapor. Para la selección del diámetro de la tubería se tuvo, en cuenta lo siguiente:

1.- Capacidad del sistema: El fabricante presenta las tablas de selección de las tuberías de líquido de acuerdo a la capacidad del sistema y la longitud equivalente de tubería (ver tabla 5.19). El diámetro recomendado contempla el aspecto de la caída de presión recomendada, para evitar formación de gas antes de la válvula de expansión termostática.

2.- Caída de presión: La tubería de líquido, se calcula para una caída de presión equivalente a la variación de 1° a 2°F sobre la temperatura de saturación, lo que en términos de caída de presión, para R22 a 40°F de temperatura en el evaporador, es de 3 a 6 PSIG.

### **Ejemplo de cálculo:**

#### **Datos**

- Unidad de condensación modelo: RAWC-065CAS, ver parte 3.2.2.1
- Capacidad nominal del equipo : 6.5 Ton
- Refrigerante : R22

- Longitud equivalente condensador– evaporador\* : 51' a 100'

De la tabla 5.19, para el modelo: 065

- Diámetro de tubería de líquido : ½" Ø

Cálculo de longitud equivalente condensador – evaporador

Con el diámetro pre - seleccionado de ½"Ø y del plano AA-06, se tiene

Longitud física evaporador-condensador: 12 pies

Accesorios utilizados:

- 04 codos de radio corto.- De la tabla 5.20 la longitud equivalente, es:  
4.7'x4=18.8pies.
- Visor liquido humedad.- No presenta restricción al flujo de refrigerante.
- Filtro deshidratador.- Del catálogo del filtro deshidratador modelo EK304S (ver anexo 6) para 6.5 Ton R22 la caída de presión es 0.55 PSIG. Del gráfico 5.8 con la capacidad del equipo de 6.5 ton y el diámetro de tubería de ½"Ø, la caída de presión de 9.43 PSIG por 100pies de longitud equivalente. Siendo la caída de presión de 0.55 PSIG la longitud de tubería equivalente es:  $0.55 \times \frac{100}{9.43} = 5.83 \text{ pies}$
- Válvula de paso.- De la tabla 5.20, haciendo similitud con válvula angular de ½"Ø, la longitud de tubería equivalente es: 24 pies

Luego:

- Longitud equivalente condensador– evaporador :  
=12+18.8+5.83+24=60.63pies

---

\* Valor asumido considerando que la longitud física Condensador – evaporador es: 12 pies, ver plano AA-06, con cargo a confirmar.

Al estar la longitud equivalente calculada (60.63') dentro del valor asumido (51' a 100') la tubería de líquido queda correctamente seleccionada, entonces:

- Diámetro de tubería de líquido: Tipo "L" de 1/2" Ø.

### **Chequeos de parámetros:**

Con el diámetro de la tubería de líquido seleccionada se chequeó el parámetro de caída de presión recomendada.

- Caída de presión: Del gráfico 5.8 para tubería de 1/2" y capacidad de 6.5 Toneladas de refrigeración, la caída de presión es de 9.43 PSIG por 100 pies de longitud equivalente, luego para 60.63 pies, es:

$$\frac{9.43 \times 60.63}{100} = 5.72 \text{ PSIG}$$

Se observa que la caída de presión en la tubería de líquido, es 5.72 PSIG, es menor que la máxima permitida de 6 PSIG, quedando correctamente seleccionado el diámetro de la tubería de líquido.

**5.3.1.3 De desviación de gas caliente:** Es la tubería que desvía el gas caliente que sale del compresor hasta el evaporador. Para el dimensionado de la tubería se debe tener en cuenta la velocidad adecuada para arrastrar el aceite hacia el evaporador. En cuanto a la caída de presión en esta línea, puede ser superior que las recomendadas en las otras líneas, ya que no forma parte del circuito principal de refrigeración y sólo trabaja cuando la presión en el evaporador desciende.

**Ejemplo de cálculo:****Datos**

- Capacidad desviada : 3 Ton. Ver parte 4.3.2.1b
- Longitud lineal condensador evaporador : 12 pies, ver plano AA-06

De la tabla 5.21 para una capacidad de desviación de 3 Ton y longitud lineal de tubería de 12 pies se selecciona:

- Diámetro de tubería de desviación de gas caliente : Tipo “L” de 5/8”Ø.

**Cheques de parámetros:**

- Caída de presión: De la tabla 5.21 para tubería de 5/8”Ø y capacidad desviada de 36000 Btu/hr, la caída de presión es de 7.5% por 100 pies de tubería, luego para 12 pies es:

$$\frac{12 \times 7.5}{100} = 0.9 \text{ PSIG}$$

Se observa que la caída de presión es bastante pequeña estando incluso dentro de lo recomendado para las tuberías de succión y líquido.

- Velocidad del refrigerante: De la tabla 5.21, se observa que para el diámetro de tubería seleccionada la velocidad es la adecuada y no hay problemas para el retorno del aceite (ver notas al pie de la tabla 5.21).

**Tabla 5.21**  
**Tuberías de descarga recomendadas**

Capacidad nominal Btu/hr	Tamaño de tubería O.D. pulgadas	Caída de presión por 100 pies, PSIG	Longitud de línea				
			50 pies	100 pies	150 pies	200 pies	250 pies
			Caída de presión, PSIG				
24,000	5/8	3.5	2.6	4.4	6.1	7.9	9.7
	3/4	1.3			* 2.3	* 2.9	* 3.6
	7/8	0.57			* 1.0	* 1.3	* 1.6
30,000	5/8	5.5	4.1	6.9			
	3/4	1.9		* 2.4	* 3.3	* 4.3	* 5.2
	7/8	0.85		* 1.1	* 1.5	* 1.9	* 2.3
36,000	5/8	7.5	5.6	9.4			
	3/4	2.7	2.0	3.4	4.7	6.1	7.4
	7/8	1.3	* 1.0	* 1.6	* 2.3	* 2.9	* 3.6
48,000	7/8	2.0	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5
60,000	7/8	3.0	2.3	3.8	5.3	6.8	8.3
	1-1/8	0.85			* 1.5	* 1.9	* 2.3
90,000	7/8	6.5	4.9	8.1			
	1-1/8	1.9		2.4	3.3	4.3	5.2
120,000	1-1/8	3.1	2.3	3.9	5.4	7.0	8.6
	1-3/8	1.1		1.1	1.9	2.5	3.1
180,000	1-1/8	6.2	4.7	7.8	11		
	1-3/8	2.3		2.9	4.0	5.2	6.3
240,000	1-3/8	4.0	3.0	5.0	7.0	9.0	11
	1-5/8	1.7		2.1	3.0	3.8	4.7

Basado en:

1.- Refrigerante R22

2.- Temperatura en el evaporador de 30° a 50°F

3.- Incluye número promedio de accesorios de la línea

\* Velocidad muy baja para el retorno de aceite en tramos verticales. Use estos valores sólo para tramos horizontales y use el inmediato inferior para tramos verticales.

Fuente: YORK APPLICATION DATA. FORM 1505.05-AD. *Air conditioning refrigerant – 22 piping*. p. 13

### 5.3.2 CARGA DE REFRIGERANTE DEL SISTEMA

Es igual a la suma de las cantidades de refrigerante contenidas en los distintos elementos del circuito de refrigeración, tales como tuberías, compresor, evaporador, condensador, acumulador, etc. En la tabla 5.22, se tiene el peso de refrigerante que requiere el equipo seleccionado para una longitud de tuberías cero, en la tabla 5.23 y 5.24 la carga requerida en las tuberías. Luego la carga del circuito de refrigeración, esta compuesta por:

1. Carga del equipo.- 198 onzas = 12.38 libras, ver tabla 5.22, para el equipo seleccionado de 6.5 toneladas de refrigeración.
2. Carga de tubería de succión.- De la tabla 5.23, para el tubo de 1-1/8"Ø la carga de refrigerante es de 0.15 onzas/pie. Siendo la longitud lineal de 12 pies el peso es:  $0.15 \times 12 = 1.8$  onzas = 0.11 libras de refrigerante.
3. Carga de tubería de líquido.- De la tabla 5.23, para el tubo de 1/2"Ø la carga de refrigerante es de 1.20 onzas/pie. Siendo la longitud lineal de 12 pies el peso es:  $1.20 \times 12 = 14.4$  onzas = 0.9 libras de refrigerante.
4. Carga de tubería de desviación: De la tabla 5.24, para el tubo de 5/8"Ø la carga de refrigerante es de 0.0063 libras/pie. Siendo la longitud lineal 12 pies el peso es:  $0.0063 \times 12 = 0.076$  libras de refrigerante.
5. Carga del acumulador de succión: Se estima en el 50% de la carga total del sistema<sup>[57]</sup>, luego la carga es:  $12.38 + 0.11 + 0.9 + 0.076 = 13.47$  libras\*.

Luego la carga del sistema es:

$$12.38 + 0.11 + 0.9 + 0.076 + 13.47 = 26.94 \text{ Libras} = 12,24 \text{ Kg.}$$

<sup>[57]</sup> AC & R COMPONENTS INC. *Compressor Protective Devices*.p. 6

\* La carga del acumulador de succión es de 13.5 libras, similar a lo asumido (14libras) al seleccionarlo en la parte 4.3.2.1.a, luego queda validado lo realizado.

**Tabla 5.22**  
**Carga básica de refrigerante R22 del sistema\***

6-1/2 Ton	7-1/2 Ton	10 Ton	12-1/2 Ton
198 onzas	262 onzas	338 onzas	362 onzas

\*Sistema con cero pies de longitud de tubería

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. 92-42475-03-00. *Installation and operating instructions for High - Efficiency Condensing Units. 6.5 thru 12.5 Ton. p. 12*

**Tabla 5.23**  
**Carga de refrigerante R22 requerida por pie de tubo, en onzas**

Tamaño del tubo (O.D.) pulgadas	Tubo de líquido	Tubo de succión
½	1.20	-
5/8	1.86	-
7/8	2.67	0.06
1-1/8	-	0.15
1-3/8	-	0.22
1-5/8	-	0.29
2-1/8	-	0.43

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. 92-42475-03-00. *Installation and operating instructions for High - Efficiency Condensing Units. 6.5 thru 12.5 Ton. p. 12*

**Tabla 5.24**  
**Carga de refrigerante R22 en tubería de descarga del compresor al condensador**

Tamaño de tubo (OD), pulgadas	Tipo	Libra/pie	Onzas/pie	Libras/pie lineal									
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
3/8	K	0.0021	0.033	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21
½	L	0.0039	0.063	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39
5/8	L	0.0063	0.102	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.50	0.57	0.63
¾	L	0.0093	0.149	0.09	0.19	0.28	0.37	0.47	0.56	0.65	0.74	0.84	0.93
7/8	L	0.0132	0.211	0.13	0.26	0.40	0.53	0.66	0.79	0.92	1.1	1.2	1.3
1-1/8	L	0.0226	0.362	0.23	0.45	0.68	0.90	1.1	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3
1-3/8	L	0.0344	0.550	0.34	0.69	1.0	1.4	1.7	2.1	2.4	2.8	3.1	3.4
1-5/8	L	0.0485	0.775	0.49	0.97	1.5	1.9	2.4	2.9	3.4	3.9	4.4	4.9
2-1/8	L	0.0846	1.35	0.85	1.7	2.5	3.4	4.2	5.1	5.9	6.8	7.6	8.5

Basado en 260 PSIG y 180°F de temperatura de supercalentamiento.

Fuente: YORK. APLICACION DATA. FORM 1505.05-AD. *Air conditioning refrigerant - 22 piping. p. 16*

### 5.3.3 AISLAMIENTO DE TUBERIAS

Se aísla la tubería de succión, para prevenir la condensación de la humedad del aire en el tubo y la ganancia de calor. Para evitar la condensación en la superficie exterior, el espesor del aislamiento es tal que eleve la temperatura de su superficie exterior al punto de rocío máximo previsible del aire ambiente. Las tuberías de líquido y de desviación de gas caliente, no se aíslan. Se recomienda el aislamiento de estructura extendida celular cerrada, puesto que proporciona una resistencia excepcionalmente elevada al agua y vapor de agua, baja conductividad térmica, es inorgánico e incombustible. En el cuadro 5.2, se tienen los espesores recomendados para las tuberías de acuerdo a las condiciones exteriores de diseño. Para el caso de Lima, se consideró como una condición de diseño normal, porque son bastante similares a las condiciones normales de este cuadro.

#### Ejemplo de cálculo:

##### Datos

- Diámetro de tubería de succión : 1-1/8"Ø
- Temperatura del refrigerante : 40°F. Valor nominal considerado para equipos de aire acondicionado
- Condición de diseño : Normal

Del catálogo de selección de aislamiento de tuberías de refrigeración marca ARMSTRONG (ver cuadro 5.2 y anexo 6), se seleccionó:

##### Manguera aislante

- Tipo : ARMAFLEX

- Marca : ARMSTRONG
- Diámetro interior (I.D.) 1-1/8"Ø
- Espesor 1/2"

Características técnicas:

- Conductividad térmica : 0.27 Btu pulgada/(hr. pie<sup>2</sup> °F) a 75°F

**Cuadro 5.2**  
**Espesores recomendados de aislamiento para el control**  
**de condensación en tuberías**

Manguera aislante	Temperatura en la línea			
	50°F (10°C)	35°F (2°C)	0°F (-18°C)	-20°F (-29°C)
<b>Condición de diseño normal *</b>				
3/8" ID a 1-1/8" ID (10 mm-28 mm)	Nominal 3/8" (10 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)	Nominal 1" (25 mm)
Encima de 1-1/8" ID a 2-1/8" ID (28 mm-54 mm)	Nominal 3/8" (10 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 1" (25 mm)	Nominal 1" (25 mm)
Encima de 2-1/8" ID a 2-5/8" ID (54 mm-65 mm)	Nominal 3/8" (10 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 1" (25 mm)	Nominal 1-1/4" (32 mm)
Encima de 2-5/8" ID a 6" IPS (65 mm-150 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)	Nominal 1" (25 mm)	Nominal 1-1/4" (32 mm)
<b>Condición de diseño moderada **</b>				
3/8" ID a 2-5/8" ID (10 mm-65 mm)	Nominal 3/8" (10 mm)	Nominal 3/8" (10 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)
Encima de 2-5/8" ID a 6" IPS (65 mm-150 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 1/2" (13 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)
<b>Condición de diseño severa ***</b>				
3/8" ID a 1-5/8" ID (10 mm-40 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)	Nominal 1" (25 mm)	Nominal 1-1/2" (38 mm)	Nominal 1-1/2" (38 mm)
Encima de 1-5/8" ID a 3-5/8" ID (40 mm-90 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)	Nominal 1" (25 mm)	Nominal 1-1/2" (38 mm)	Nominal 1-3/4" (44 mm)
Encima de 3-5/8" ID a 6" IPS (90 mm-150 mm)	Nominal 3/4" (19 mm)	Nominal 1" (25 mm)	Nominal 1-1/2" (38 mm)	Nominal 2" (50 mm)

Nota: Espesores mayores a 1" (25 mm) son aplicaciones de múltiple capas

\*Condición de diseño normal, máxima severidad de 85° F (29°C) y 70% de humedad relativa.

\*\*Condición de diseño moderada, máxima severidad de 80°F (27°C) y 50% de humedad relativa.

\*\*\*Condición de diseño severa, máxima severidad de 90°F (32°C) y 80% de humedad relativa. Áreas interiores con mucha humedad, pobremente ventiladas.

Fuente: ARMSTRONG WORLD INDUSTRIES, INC. IP-1128-797J. *Armaflex insulation systems*. p. 8

## 5.4 ELEMENTO ADICIONAL DE PROTECCION

En esta parte del trabajo se hace mención al elemento de protección que debe llevar el equipo de aire acondicionado, para asegurar un buen funcionamiento. El equipo estándar no viene con este elemento.

### 5.4.1 PROTECTOR DE VOLTAJE

Es un elemento que actúa sobre el circuito de control del compresor desconectándolo cuando hay anomalías en el sistema eléctrico de suministro al equipo, tales como: caídas de tensión, sobre tensión, pérdida de una fase, inversión de fases y desvalance de fases, algunos modelos traen temporizador contra periodos cortos de funcionamiento. Estos protectores son un híbrido, parte electromecánica, para la señal de salida y parte estado sólido, para la sección lógica de toma de decisiones, por no tener elementos móviles, ni tubos de vacío. Un típico protector de voltaje se muestra en la figura 5.17.



**Fig. N° 5.17**  
**Protector de voltaje de estado sólido**

**5.4.1.1 Descripción de funcionamiento:** El dispositivo de control tiene una sección de entrada, de tensión en las tres fases, una sección lógica de estado sólido, con semiconductores, la cual analiza la tensión eléctrica en las tres fases. Ante una anomalía en el sistema eléctrico la sección lógica lo detecta y abre el relé de salida, quedando abierto el circuito de control del compresor, hasta que las condiciones eléctricas se normalicen, dentro de los parámetros calibrados. Para los dispositivos que llevan temporizador, cada vez que el circuito de control del equipo se abre, ya sea por la falta de energía eléctrica, por la acción del termostato, o el disparo de un elemento de protección, el relé de salida del dispositivo de control queda abierto hasta que pase el tiempo que se ha calibrado.

**5.4.1.2 Selección:** Para la selección del protector de voltaje, se tuvo en cuenta lo siguiente:

- 1.- Características eléctricas del suministro eléctrico: 220V-3Ø-60Hz.
- 2.- Voltaje del circuito de control: 24V, ver diagrama eléctrico de fuerza y control del equipo (figura 5.25).
- 3.- Desbalance de fases permitida: Según las normas NEMA MG1-14.34, el motor eléctrico no debe ser operado para desbalances de fases mayores al 5%. El rango de desbalance permitido por el dispositivo, debe estar en este rango.
- 4.- Caída de tensión o sobre tensión permitida: De acuerdo a las recomendaciones del fabricante del motocompresor, es +/-15%, ver cuadro 5.3.
- 5.- Temperatura de operación: Es la temperatura máxima del ambiente donde va instalado el dispositivo.

6.-Inversión de fases y pérdida de una fase: El dispositivo debe detectar estas anomalías en el suministro eléctrico para impedir el funcionamiento del compresor.

**Cuadro 5.3**  
**Voltajes máximo y mínimo para motocompresores herméticos Copeland**

Código de voltaje	3/60 HZ		3/50 Hz.	
	Voltaje	Mínimo - Máximo	Voltaje	Mínimo - Máximo
TFC TSC	208/230	187 - 253	200/240	180 - 264
TFD TSD	460	414 - 506	380/420	342 - 462
TFE TSE	575	518 - 633	500	450 - 550

Donde:

T : Motor trifásico

F : Protección interna inherente con el contactor

S : Protección térmica incorporada

C : 208/230-3Ø-60Hz, 200/240-3Ø-50Hz

D : 460/3Ø-60Hz, 380/420-3Ø-50Hz

E . 575/3Ø-60Hz, 500/3Ø-50Hz

Fuente: UNITED REFRIGERATION INC. *Wholesale distributors of refrigerating, air conditioning & heating parts and equipment.* p. 25. Catálogo de selección de motocompresores, para aire acondicionado marca: COPELAND .

### Ejemplo de selección:

#### Datos

- Características eléctricas : 220V-3Ø-60Hz
- Voltaje de control : 24 VAC
- Desbalance permitido : 5%
- Caída de tensión o sobre tensión permitida : +/- 15%
- Temperatura de operación : 86°F máximo y 57.4°F mínimo

- Inversión de fases y pérdida de fase : Detectable

Del catálogo de selección de protectores de voltaje, marca International Control Measurement, ver anexo 7, se selecciona:

#### Protector de voltaje de estado sólido

- Marca : ICM
  - Modelo : 408
- Especificaciones de entrada:
  - Características eléctricas : 190V a 600V – 3Ø
  - Frecuencia : 60 Hz
- Especificaciones de salida:
  - Relé : SPDT, 10 amperios resistivo
- Características técnicas
  - Desbalance de fases : Ajustable del 2 al 8%
  - Pérdida de una fase : Detectable en 100 milisegundos, máximo
  - Inversión de fase : Detectable al arranque
  - Voltaje de disparo : +/- 12%
  - Temperatura de operación: -40°C a 65°C
  - Temporizador : Ajustable de 0.1 a 5 minutos

## 5.5 SISTEMA DE CONTROL

Un sistema de control automático, es aquél que compara el valor de la variable o condición a controlar, con un valor deseado y efectúa una acción de corrección de acuerdo con la desviación existente sin que el operario intervenga en lo absoluto<sup>[58]</sup>.

Los elementos de un sistema de control son<sup>[59]</sup>:

1. Una variable controlada.- Es una condición que hay que controlar, como temperatura, humedad o presión.
2. Un controlador.- Es un dispositivo que percibe la señal de un cambio en la variable controlada y transmite una acción a un dispositivo controlado que corrige la condición que cambió. Los termostatos, humidistatos, son ejemplos de controladores.
3. Una fuente de energía.- Con ello se obtiene la energía para que se transmita la acción desde el controlador hasta el dispositivo controlado. Puede ser fuente de energía eléctrica o aire comprimido.
4. Un dispositivo controlado.- Es el que al recibir la acción del controlador, regula el flujo u otra variable de un agente de control. Como ejemplo, tenemos un compresor, una resistencia eléctrica, un ventilador, etc.
5. Un agente de control.- Es el medio que regula el dispositivo controlado, por ejemplo el flujo del refrigerante en el circuito de refrigeración del equipo cuando arranca el compresor.
6. Una planta de proceso.- La regulación del agente de control varía la capacidad u operación del equipo llamado planta de proceso. Al arrancar el

---

<sup>[58]</sup> CREUS SOLE, Antonio. Instrumentos industriales. Su ajuste y calibración. p. 1

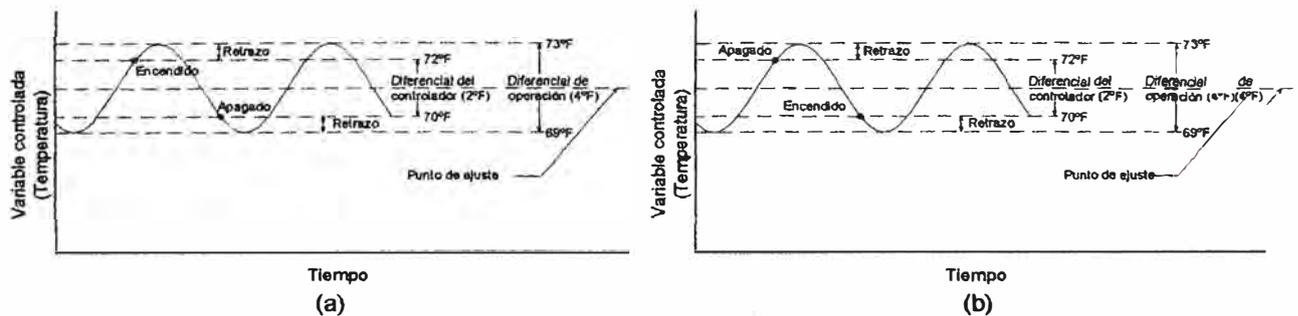
<sup>[59]</sup> PITA, Edward G. Acondicionamiento de aire. Principios y sistemas. p. 389

compresor, el refrigerante realiza el ciclo de refrigeración, el evaporador retira calor del flujo de aire que pasa por éste y finalmente aire frío ingresa al local.

La finalidad del sistema automático de control en aire acondicionado es mantener las condiciones de diseño temperatura y humedad en el local.

### 5.5.1 CONTROL DE TEMPERATURA

La temperatura del ambiente para propósitos de enfriamiento en verano, se controla inyectando aire frío y a las condiciones exteriores (Conexión-desconexión del compresor). Para calefacción en invierno, inyectando aire caliente y a las condiciones exteriores (Conexión-desconexión de la resistencia eléctrica). Como la acción del dispositivo controlado es de conexión o desconexión, el sistema de control de temperatura a usar es el de dos posiciones, también conocido como por conexión-desconexión, encendido – apagado, ó por “todo o nada” (ver figura 5.18).



**Fig. 5.18**

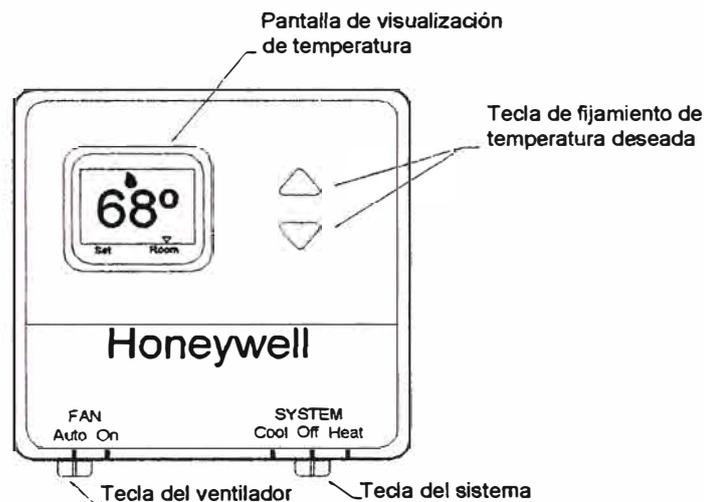
**Acción de control de dos posiciones. a) Enfriamiento, b) Calefacción**

Fuente: PITA, Edward G. *Acondicionamiento de aire. Principios y sistemas*. p. 393, figura 14.5 Basado en teoría de acción de control de dos posiciones.

En el control “Todo o nada”, el dispositivo controlado, compresor y resistencia eléctrica para el caso de enfriamiento y calefacción, respectivamente, tienen solamente dos posiciones o están encendidos o están apagados. En la figura 5.18, se muestra una gráfica típica de valor medido de temperatura versus tiempo, se nota que el valor real de la temperatura tiende a oscilar alrededor del punto de ajuste, (Temperature setting), siendo esta una característica universal del control todo o nada. Para evitar la pendulación o ciclación demasiado rápida el control todo o nada necesita de un valor diferencial del controlador, el cual es el más pequeño rango de valores medidos que debe atravesar para hacer que el dispositivo corrector vaya de una posición a otra. El diferencial de operación es el rango que toma realmente el valor de la variable controlada. Este diferencial con frecuencia es mayor que el ajuste del diferencial del controlador, porque hay un retraso en la respuesta del dispositivo corrector final y el medio por la inercia térmica.

**5.5.1.1 Termostato de ambiente:** Es el controlador de temperatura del ambiente acondicionado, desde el cual también se puede poner en funcionamiento y apagar el sistema de aire acondicionado en el modo de ventilación, enfriamiento y calefacción. Los termostatos pueden ser electromecánicos o electrónicos. Los termostatos electromecánicos llevan elementos sensores de temperatura del tipo elemento bimetalico, o de bulbo lleno de un fluido, y los termostatos electrónicos llevan termistores como elementos de detección de temperatura, siendo el diferencial del controlador más pequeño que el de los termostatos electromecánicos, por tanto el control de la temperatura es más eficiente.

**5.5.1.2 Descripción de funcionamiento:** El termostato electrónico tiene al termistor como elemento sensor de temperatura, el cual es un dispositivo electrónico de estado sólido del tipo semiconductor que varía su resistencia al paso de la corriente, dependiendo de la temperatura<sup>[60]</sup>. Los cambios de flujo eléctrico en el dispositivo, se procesan en un circuito electrónico lógico lo cual da como señal de salida, la apertura o cierre de un relé, y la temperatura del ambiente, la cual se puede apreciar en su pantalla o display. En la figura 5.19, se muestra un termostato electrónico de ambiente de aire acondicionado.



**Fig. 5.19**  
**Termostato electrónico de ambiente de aire acondicionado**

Fuente: HONEYWELL INC. *T8400C, T8401C and T8424C, D. Electronic thermostats.* p. 1

**5.5.1.3 Selección:** Se tuvo en cuenta lo siguiente:

- 1.- Tipo de termostato: Los termostatos electrónicos ó electromecánicos controlan la temperatura dentro de los rangos aceptables de confort. La

<sup>[60]</sup> WHITMAN, William C. y JOHNSON, William M. Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. p.213

diferencia está en que los termostatos electrónicos controlan la temperatura más cerca del valor deseado, además tienen una pantalla digital donde se puede leer la temperatura de ambiente y la temperatura deseada. Se seleccionó el termostato electrónico.

- 2.- Tipo de acción de control: De acuerdo al diseño del sistema de aire acondicionado: “todo o nada en este caso”. También existen los de tipo proporcional, cuando existe una relación lineal continua entre el valor de la variable controlada y la posición del dispositivo controlado<sup>[61]</sup>.
- 3.- Tipo de climatización: Puede ser enfriamiento, calefacción ó enfriamiento y calefacción a la vez. Para este caso, es de enfriamiento y calefacción.
- 4.- Número de etapas: Según el número de compresores que tiene el equipo de aire acondicionado seleccionado, si lleva un compresor será de una etapa, si lleva dos compresores será de dos etapas, etc. Para calefacción, según el número de etapas de la resistencia eléctrica. Para este caso, es de una etapa en enfriamiento y una etapa en calefacción.
- 5.- Voltaje del circuito de control: De acuerdo al diseño del sistema de control del equipo de aire acondicionado seleccionado. Para este caso, el equipo seleccionado tiene el circuito de control en 24VAC.
- 6.- Diferencial del Termostato: Es el rango de temperatura que debe atravesar el ambiente para hacer que el termostato conecte o desconecte al elemento que corrige la temperatura (compresor o resistencia eléctrica). Los termostatos electromecánicos tienen un diferencial de operación de 3°F a 5°F. Los termostatos electrónicos tienen un diferencial de 1°F.

---

<sup>[61]</sup> CREUS SOLE, Antonio. Instrumentos industriales. Su ajuste y calibración. p. 94

**Ejemplo de selección:****Datos:**

- Tipo de termostato : Electrónico no programable
- Tipo de acción de control : “ON-OFF”
- Climatización : Frío Calor
- Número de etapas : 1 etapa frío, 1 etapas calor
- Voltaje de control : 24 VAC
- Temperatura de ajuste : 74°F Enfriamiento, y calefacción
- Variación de temperatura : 2° F , ver tabla 2.3

Del catálogo de selección de termostatos de ambiente electrónico de la marca:

Honeywell, ver anexo 8, se seleccionó:

- Termostato electrónico no programable tipo “ON-OFF”
- Marca : Honeywell
- Modelo : T8400C
- Características técnicas:
  - Climatización : Frio Calor
  - Voltaje de control : 24 VAC
  - Ajuste de temperatura : 1°F
  - Rango de ajuste de temperatura : 40°F a 99°F
  - Número de etapas : 1 etapa frío, 1 etapa calor
  - Temporizador : Fijo de 5 minutos

## 5.5.2 CONTROL DE HUMEDAD

La humedad relativa del ambiente, en la ciudad de Lima, se controla, mediante el enfriamiento del aire que produce el serpentín evaporador y accionando la resistencia eléctrica de deshumidificación, el cual es controlado por el Humidistato.

**5.5.2.1 Humidistato de ambiente:** Es el controlador de humedad relativa del ambiente acondicionado, ver figura 5.20. Existen humidistatos electromecánicos y electrónicos. Los humidistatos electrónicos llevan elementos sensibles a la humedad que cambian su conductividad eléctrica al variar ésta, tienen un diferencial de operación más pequeño que los electromecánicos, por tanto controlan la humedad en forma más eficiente.

**5.5.2.2 Descripción de funcionamiento:** El humidistato electromecánico tiene el elemento sensor con materiales higroscópicos, pelo humano o una banda de nylon, que cambia de tamaño en respuesta a los cambios de la humedad, el movimiento resultante es amplificado mecánicamente y mueve un micro interruptor, abriendo o cerrando un circuito eléctrico, siendo la acción de “control todo o nada”.



**Fig. 5.20**

### **Humidistato Electromecánico**

Fuente: GRAINGER CATALOG No. 391. *Industrial Suply. More Stuff. Faster.* p.3382

**5.5.2.3 Selección:** Se tuvo en cuenta lo siguiente:

1. Tipo de humidistato: El humidistato electromecánico, o electrónico controlan la humedad del ambiente acondicionado dentro de los rangos aceptables de confort. La diferencia está en que los humidistatos electrónicos controlan más cerca el valor deseado, además tienen una pantalla digital donde se puede leer la humedad de ambiente y la humedad deseada. Los humidistatos electromecánicos, controlan la humedad relativa del ambiente con mayor diferencial 4 a 6%, pero es imperceptible a las necesidades de confort del ser humano, luego se eligió un humidistato electromecánico.
2. Tipo de aplicación: Puede ser para humidificación o deshumidificación. Para el caso de la sala de operaciones en la ciudad de Lima se requiere de un controlador de deshumidificación, ya que la humedad está siempre por encima de los valores recomendados para el confort humano.
3. Voltaje del circuito de control: De acuerdo al diseño del sistema de control del equipo de aire acondicionado seleccionado. Para este caso, el equipo seleccionado tiene el circuito de control en 24VAC.
4. Rango de humedad relativa: La humedad a controlar es del 50%, se debe seleccionar el humidistato que tenga el rango adecuado.
5. Diferencial del humidistato: Es el rango de humedad relativa que debe atravesar el ambiente para hacer que el humidistato conecte o desconecte al elemento que corregirá la humedad relativa (resistencia eléctrica). Los humidistatos electromecánicos tienen un diferencial de operación de 4% a 6% de la humedad relativa. Los humidistatos electrónicos tienen un diferencial de operación de 1%.

**Ejemplo de selección:****Datos:**

- Tipo de humidistato : Electromecánico
- Tipo de acción de control : “ON-OFF”
- Tipo de aplicación : Deshumidificación
- Voltaje de control : 24 VAC
- Humedad de ajuste : 50%
- Diferencial : 5% \*

Del catálogo de selección de humidistato de ambiente electromecánico de la marca: Honeywell (ver anexo 8), se seleccionó:

- Humidistato electromecánico tipo “ON-OFF”
- Marca : Honeywell
- Modelo : H46C1000
- Características técnicas:
  - Voltaje de control : 120VAC – 24VAC – 240 VAC
  - Capacidad de contactos : 120VAC- 7.5 A.
  - Ajuste de humedad : 4% a 6%
  - Rango de ajuste de humedad: 20% a 80% de Humedad relativa

---

\* Ver Capítulo 2, parte 2.2.3 Condiciones de diseño, fluctuación permitida de la humedad relativa

## 5.6 SISTEMA DE SEÑALIZACION

Se tiene un sistema de señalización para los filtros de aire, caudal de aire y la presión del ambiente acondicionado, el cual está conformado por indicadores de saturación de los filtros de aire, medidor de velocidad del aire en el ducto y manómetro interruptor de presión diferencial\*.

### 5.6.1 INDICADORES DE SATURACION DE LOS FILTROS

Son elementos que miden la caída de presión estática del caudal de aire al atravesar el filtro. Se utilizan para ver el grado de saturación del filtro y dar servicio de mantenimiento. Básicamente existen dos tipos de estos elementos, los cuales son: Manómetros indicadores de presión diferencial e Interruptor de presión diferencial:

**5.6.1.1 Manómetros indicadores de presión diferencial:** Indican la caída de presión estática. El rango de presiones es entre  $-0.5''$  a  $7''$  de c.a. Trae un juego de accesorios de instalación, para conexión a ducto. En la figura 5.21, se tiene un manómetro diferencial de tubo inclinado y su esquema típico de instalación.

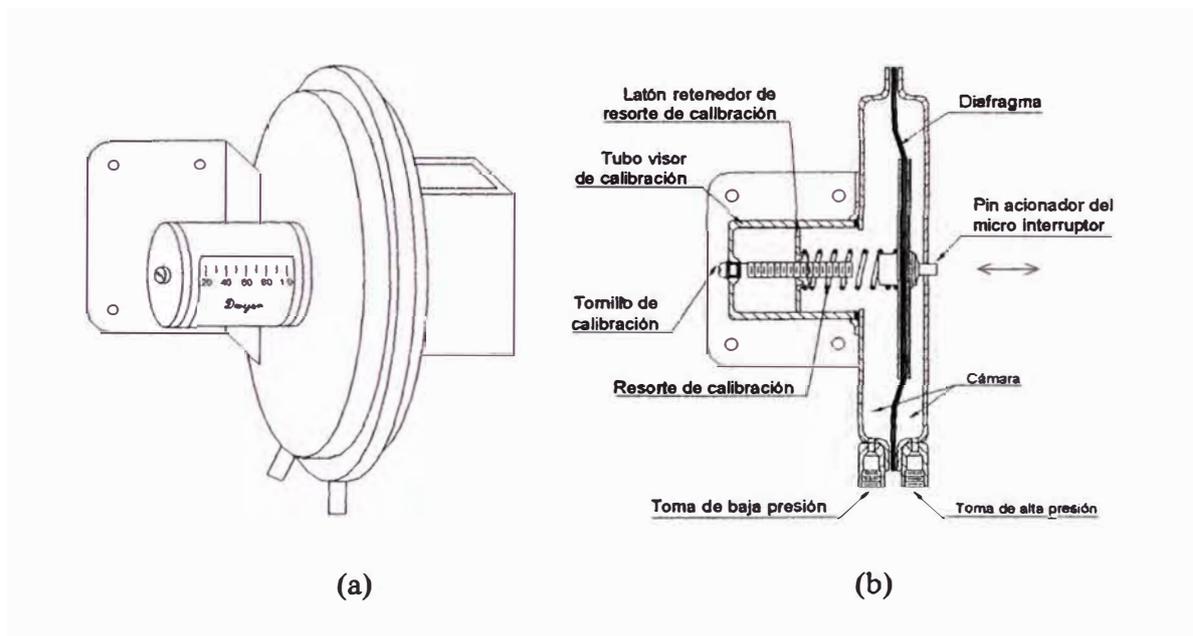


**Fig. N° 5.21**  
**Esquema de instalación de manómetro diferencial**

Fuente: DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin C-30. *Air filter gages and pressure switches*.  
Esquema basado en la literatura de las instrucciones de operación. p. 1

\* Según la Normas Públicas del Servicio de Salud y el manual de la ASHRAE Los filtros deben tener manómetros para ver el grado de saturación de los filtros, ver parte 5.2.2

**5.6.1.2 Interruptor de presión diferencial:** Son del tipo de diafragma, llevan un micro interruptor el cual es accionado por la diferencia de presiones máxima permitida, la cual puede calibrarse. El rango de presiones es de 0.05" a 12" de c.a. Se puede ver la diferencia de presión calibrada, para que actúe el interruptor, más no se puede realizar alguna lectura. El interruptor puede cerrar un circuito de señal luminosa o alarma. En la figura 5.22, se puede observar un interruptor de presión diferencial y un corte esquemático, donde se puede apreciar que básicamente lleva dos cámaras de alta y baja presión separadas por una membrana o diafragma. La diferencia de presión resultante que empuja al micro interruptor se puede calibrar mediante el resorte de calibración.



**Fig. N° 5.22**  
**Interruptor de presión diferencial**  
**(a) Vista normal, (b) Corte esquemático**

Fuente: DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin No. E-52. *Series 1630\**Differential pressure switch. *Specification-Installation & Operating Instructions- Parts List.*

### 5.6.1.3 Selección

Para la inspección del grado de saturación de los filtros primarios, prefiltros y filtros de alta eficiencia se seleccionaron los manómetros indicadores de presión diferencial y para obtener una señalización en el panel de control cuando los filtros ya alcanzaron la caída de presión permitida, se seleccionaron los interruptores de presión diferencial, en ambos casos, uno para los filtros primarios y otro, para los prefiltros y los filtros de alta eficiencia (ver plano AA-03). Para la selección de estos elementos, se tuvo en cuenta la caída de presión recomendada en los filtros a fin de seleccionar el rango de trabajo adecuado.

La caída de presión final recomendada en los filtros, vistos en la parte 5.1.6.3, se muestra a continuación:

- Primarios : 0.5" de c.a.
- Media eficiencia : 0.90" de c.a.
- Alta eficiencia : 2.00" de c.a.

#### a) Manómetros indicadores de presión diferencial

Del catálogo de manómetros de presión diferencial, marca DWYER (ver cuadro 5.4 y anexo 8), se seleccionó:

- Manómetro de presión diferencial de tubo inclinado

Marca	: DWYER
Modelo	: 25
Rango	: 0" a 3" de c.a.
Cantidad	: 02

**Cuadro 5.4**  
**Manómetro diferencial de tubo inclinado**

Modelo	Rango	Fluido requerido
25	0-3 pulgadas de columna de agua	0.826 gravedad específica color rojo
26	0-7 pulgadas de columna de agua	1.9 gravedad específica color azul
M-80	0-80 milímetros de columna de agua	0.826 gravedad específica color rojo
M-180	0-180 milímetros de columna de agua	1.9 gravedad específica color azul
M-700 Pa	10-0-700 Pascales	0.826 gravedad específica color rojo
27*	0-7000 FPM	0.826 gravedad específica color rojo
28*	0-10500 FPM	1.9 gravedad específica color azul

\* Requiere tubo de pitot.

Fuente: DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin D-58. *Air filter gages and pressure switches*. p. 2

### b) Selección de interruptores de presión diferencial

Del catálogo de interruptores de presión diferencial marca DWYER (ver cuadro 5.5 y anexo 8), se seleccionó:

- Interruptor de presión diferencial
  - Marca : DWYER
  - Modelo : 1638-1
  - Rango : 0.20" a 1.0" de c.a.
  - Cantidad : 01 (Para los filtros primarios)
  
- Interruptor de presión diferencial
  - Marca : DWYER
  - Modelo : 1638-2
  - Rango : 1.0" a 3.0" de c.a.
  - Cantidad : 01 (Para el prefiltro y filtro de alta eficiencia)

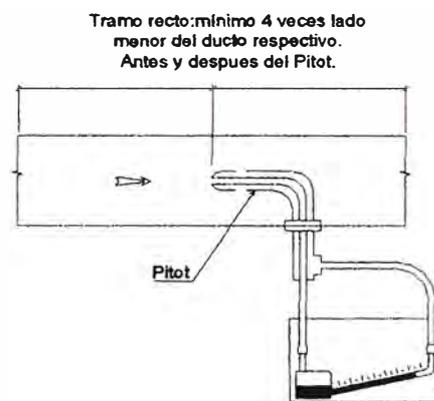
**Cuadro 5.5**  
**Interruptor de presión diferencial serie 1638**

Modelo N°	Rango de operación en pulgadas de columna de agua	Zona muerta	
		A mínimo punto de ajuste	A máximo punto de ajuste
1638-0	0.05 a 0.25	0.04	0.05
1638-1	0.20 a 1.0	0.04	0.06
1638-2	1.0 a 3.0	0.06	0.08
1638-5	2.0 a 6.0	0.07	0.25
1638-10	3.0 a 12	0.11	0.30

Fuente: DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin No. E-52. Series 1630\* Differential pressure switch. Specification-Installation & Operating Instructions- Parts List.

### 5.6.2 MEDIDOR DE VELOCIDAD DEL AIRE

Es un manómetro diferencial con un pitot para medir la presión de velocidad del aire y obtener el caudal con la sección del ducto respectivo. Se utiliza para medir indirectamente el caudal de aire de inyección, son similares a los manómetros de presión diferencial, diferenciándose por el elemento de toma de presión que en este caso, es un tubo de pitot (ver figura 5.23).



**Fig. N° 5.23**

#### **Manómetro medidor de presión de velocidad**

Fuente: OSBORNE, W. C. y TURNER, C. G. *Gula practica de la ventilación*. Figura 12-9, p. 130.

#### 5.6.2.1 Selección

Datos:

Velocidad del aire en ducto: 842 FPM<sup>Δ</sup>

Del catálogo de manómetros de presión diferencial, marca: DWYER, ver cuadro 5.4 y anexo 8, se seleccionó:

- Medidor de velocidad de aire

Marca : DWYER

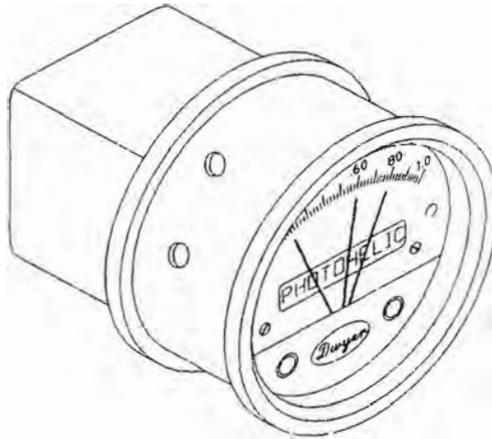
Modelo : 27\*

Rango : 0 a 7000 FPM

<sup>Δ</sup> Ver plano AA-01, para un caudal de 842 CFM en ducto de 12"x12"

### 5.6.3 MANOMETRO INTERRUPTOR DE PRESION DIFERENCIAL

Es un elemento que sirve para leer la diferencia de presiones entre dos ambientes y da una señal “on - off”, cuando esta diferencia de presiones se iguala al valor ajustado (ver figura 5.24). Se utiliza este elemento para la lectura de la presión de la sala de operaciones y activar una lámpara de señalización, cuando la presión está en el valor mínimo permitido, de acuerdo a los requerimientos de presión positiva de una sala operaciones\*.



**Fig. N° 5.24**  
**Manómetro interruptor diferencial de presiones**

Fuente: GRAINGER GENERAL Catalog No. 381. *Industrial and commercial equipment and supplies*. p. 571

**5.6.3.1 Descripción de funcionamiento:** Tiene dos cámaras de alta y baja presión separadas por una membrana o diafragma. La diferencia de presión resultante que empuja al micro interruptor, se puede calibrar mediante el resorte de calibración. Lleva además un indicador de la diferencia de presiones. Ver corte esquemático de un elemento similar que es el interruptor de presión diferencial (figura 5.22b).

---

\* Según la Normas Públicas del Servicio de Salud y el manual de la ASHRAE La sala de operaciones debe tener una presión positiva mínima de 0.1” pulgadas de agua, ver parte 5.2.2.

**5.6.3.2 Selección:** Se tuvo en cuenta lo siguiente:

- Rango de diferencia de presiones: Según el diferencial de presiones que se desea mantener. Para la sala de operaciones es 0.15" de c.a.

**Ejemplo de selección:**

Datos:

- Presión : 0.15" de c.a.

Del catálogo de manómetro interruptor de presión diferencial, DWYER, cuadro 5.6 y anexo 8, se seleccionó:

- Manómetro e interruptor de presión diferencial
- Marca : DWYER
- Modelo : 3000-00
- Tensión : 110V-1Ø-60Hz (Es necesario un transformador)

Características técnicas:

- Rango de presión diferencial : 0 a 0.25" de c.a.
- Capacidad de los contactos : 10 amperios a 110/240VAC, resistivo

**Cuadro 5.6****Rangos de presión del manómetro interruptor de presión diferencial.**

Rango de diferencial de presión Pulgadas de columna de agua	Menor división	Modelo Dwyer
0-0.25	0.005	3000-00
0-0.50	0.01	3000-0
0-1.0	0.02	3001
0-2.0	0.05	3002
0-5.0	0.10	3005
0-10	0.20	3010
0-25	0.50	3025
0-50	1.0	3050
0-100	2.0	3100

Fuente: GRAINGER GENERAL Catalog No. 381. *Industrial Suply. More Staff.* p. 1397

#### **5.6.4 PUNTOS DE CALIBRACION DEL SISTEMA DE SEÑALIZACIÓN**

En esta parte se establecen los puntos de calibración de los interruptores de presión diferencial de los filtros de aire y el manómetro interruptor de la presión positiva de la sala de operaciones.

**5.6.4.1 Para los filtros de aire.** Se agruparon en dos baterías, siendo la primera, el de los filtros primarios y la segunda batería, el prefiltro y filtro de alta eficiencia. Cada batería de filtros tiene su interruptor de presión diferencial que actúa de acuerdo a la presión de calibración que se fije, dando una señal de que requieren reemplazo o mantenimiento, fijado en función de los siguiente factores:

1. Caída de presión inicial de los filtros de aire: De acuerdo a los filtros seleccionados en parte 5.2.3.1, cuyos valores se encuentran en tabla 5.25
2. Caída de presión de la red de ductos: 0.43” c.a. (ver tabla 5.13).
3. Disponibilidad de presión estática del equipo: 1.94” c.a.(ver cuadro 4.1).
4. Recomendaciones de la caída de presión final recomendada para su mantenimiento o reemplazo: Según lo visto en los filtros de aire acondicionado parte 5.2.3 los cuales se encuentran en tabla 5.25.
5. Costos de los filtros: Se averiguó en el mercado local.

En la tabla 5.25 se tiene la caída de presión inicial de los filtros cuando están nuevos y la final recomendada para darles servicio de mantenimiento o reemplazo, incluyéndose los costos.

**Tabla 5.25**  
**Caída de presión en filtros de aire**

Designación	Caída de presión inicial Pulgadas de columna de agua	Caída de presión final recomendada para mantenimiento o reemplazo Pulgadas de columna de agua	Costos Incluido el IGV \$	Observaciones
Filtros Primarios	0.05	0.50	166.6	Se les da mantenimiento
Prefiltro	0.06	0.90	21.42	Descartable
Filtro de alta eficiencia	0.38	2.00	357.00	Descartable
Todos los filtros	0.49	3.40		-

De lo mencionado en el punto 3 y el punto 2 la caída de presión disponible para los filtros hasta que se saturan, es de:  $1.94'' - 0.43'' = 1.51''$  de c.a. Por otro lado, el filtro primario y el prefiltro son para alargar la vida útil del filtro de alta eficiencia, que tiene un mayor costo, luego de la presión disponible, mayor peso se le dio al bloque del prefiltro y filtro de alta eficiencia quedando las caídas de presiones finales, tal como se puede apreciar en la tabla 5.26.

**Tabla 5.26**  
**Caídas de presión permisibles en filtros de aire**

Baterías de filtros	Caída de presión final Pulgadas de columna de agua
Primarios	0.10
Prefiltros y de alta eficiencia	1.41
Máxima caída total en filtros	1.51

De la tabla 5.26, se puede observar que la batería N°1 del filtro primario duplica su presión inicial antes de darle mantenimiento y en la batería N° 2 del prefiltro y filtro de alta eficiencia la caída de presión final de los dos filtros es de  $1.41''$  de c.a., antes de reemplazar el prefiltro, lo cual se realiza cada vez que se llega a este valor hasta que aun reemplazando el prefiltro la caída de presión no baja de  $1.41''$  de c.a. momento en el cual se debe reemplazar el filtro de alta eficiencia.

**5.6.4.2 Para la presión de la sala de operaciones:** Se fijó en  $0.1''$  de c.a. de acuerdo a las Normas Públicas del Servicio de Salud y el manual de la ASHRAE.

## **5.7 DIAGRAMA ELECTRICO DE CONTROL**

El diagrama eléctrico de control y señalización para el sistema de aire acondicionado, está basado en el diagrama eléctrico original de fábrica, del equipo seleccionado (ver figura 5.25), los diagramas propios de instalación de los controles seleccionados (figuras 5.26, 5.27 y 5.28) y la experiencia propia del autor. Este diagrama (ver plano AA-04), enlaza a todos los elementos que van instalados en los diferentes tableros del sistema de aire acondicionado, los cuales se detallan a continuación.

### **5.7.1 TABLERO ELECTRICO DE LA UNIDAD DE CONDENSACION**

Está dentro del gabinete de la unidad de condensación. A los elementos que vienen de fábrica, se le adiciona los de la conversión del equipo, y el elemento adicional para un funcionamiento seguro, luego el tablero queda con los siguientes elementos:

Elementos de fábrica:

- Transformador de control de 220 a 24 VAC.
- Contactor electromagnético de 3x30 amperios, para el motocompresor, con bobina en 24 VAC.
- Capacitor de marcha para el moto ventilador axial de ventilación del condensador.
- Presostato de alta presión.
- Presostato de baja presión.
- Control de ciclamiento del motor del ventilador axial de ventilación del condensador.

- Bornera para la conexión de los cables de control del termostato.

Elementos de conversión

Del cuadro 4.15:

- Válvula solenoide con bobina en 220VAC.
- Termostato exterior de bulbo y capilar.

Elemento adicional

De la parte 5.4:

- Protector de voltaje.

### **5.7.2 TABLERO ELECTRICO DE LA UNIDAD DE EVAPORACION.**

Está en el gabinete de la Unidad de Evaporación y trae lo siguiente:

Elemento de fábrica:

- Contactor electromagnético de 3x20 amperios para el moto ventilador centrífugo de la unidad evaporadora, con bobina en 24VAC.

Elemento del sistema de señalización:

- Interruptor de presión diferencial para el filtro de malla de aluminio.

### **5.7.3 TABLERO ELECTRICO DEL EXTRACTOR DE AIRE.**

El tablero eléctrico es del tipo adosable a prueba de lluvia, de 14"x10"x6 fabricado con plancha de fierro negro de 1/20 de espesor, tiene puerta, chapa y con tratamiento anticorrosivo, va cerca del equipo de extracción de aire en un murete, ver plano AA-1, contiene lo siguiente:

- Arrancador electromagnético con contactor de 3x20 amperios con bobina en 220 VAC y rele térmico con rango de 1 a 1.6 amperios.

- Transformador de 220 a 110VAC, para el manómetro interruptor de presión diferencial.

#### **5.7.4 TABLERO ELECTRICO DE LA RESISTENCIA ELECTRICA**

La resistencia eléctrica viene con su tablero eléctrico, trae los siguientes elementos de fuerza y protección:

Elementos de fábrica:

- 01 Contactor electromagnético de 2x30 amperios por cada etapa de la resistencia, con bobina en 24VAC.
- 01 Cortacircuito ó protector térmico por cada etapa.
- 01 Protector térmico con reposición automática.
- 01 Interruptor de flujo de aire.
- 01 Juego de fusibles.

#### **5.7.5 TABLERO DE CONTROL Y SEÑALIZACION**

Es un tablero decorativo, de 10"x14"x2", fabricado en plancha de acero de 1/27" de espesor (ver plano AA-08), se instala en el ambiente acondicionado y lleva elementos de control y señalización. Desde este tablero se enciende y apaga el sistema de aire acondicionado a través del termostato; se fija la temperatura y humedad relativa deseada en el ambiente y se puede observar si es que los filtros de aire requieren mantenimiento (lámparas de señalización encendidas). La ubicación del tablero de control es cerca de las rejillas de extracción de aire, puesto que el termostato y humidistato (instalados en este tablero) deben sensor la temperatura

promedio de la sala y humedad relativa, la cual se da cerca de estas rejillas. Tiene los siguientes elementos:

- Termostato de ambiente.
- Humidistato de ambiente.
- 02 Lámpara de señalización para 24VAC: de la batería N° 1 de filtros de malla de aluminio y la batería N° 2 del prefiltro y filtro de alta eficiencia.

#### **5.7.6 TABLERO DE SEÑALIZACION DEL PREFILTRO Y FILTRO DE ALTA EFICIENCIA**

El tablero eléctrico es del tipo adosable a prueba de lluvia, de 12"x18"x6 fabricado con plancha de fierro negro de 1/20 de espesor, tiene puerta, chapa y con tratamiento anticorrosivo, va cerca de la caja portafiltros, ver plano AA-05, y contiene lo siguiente:

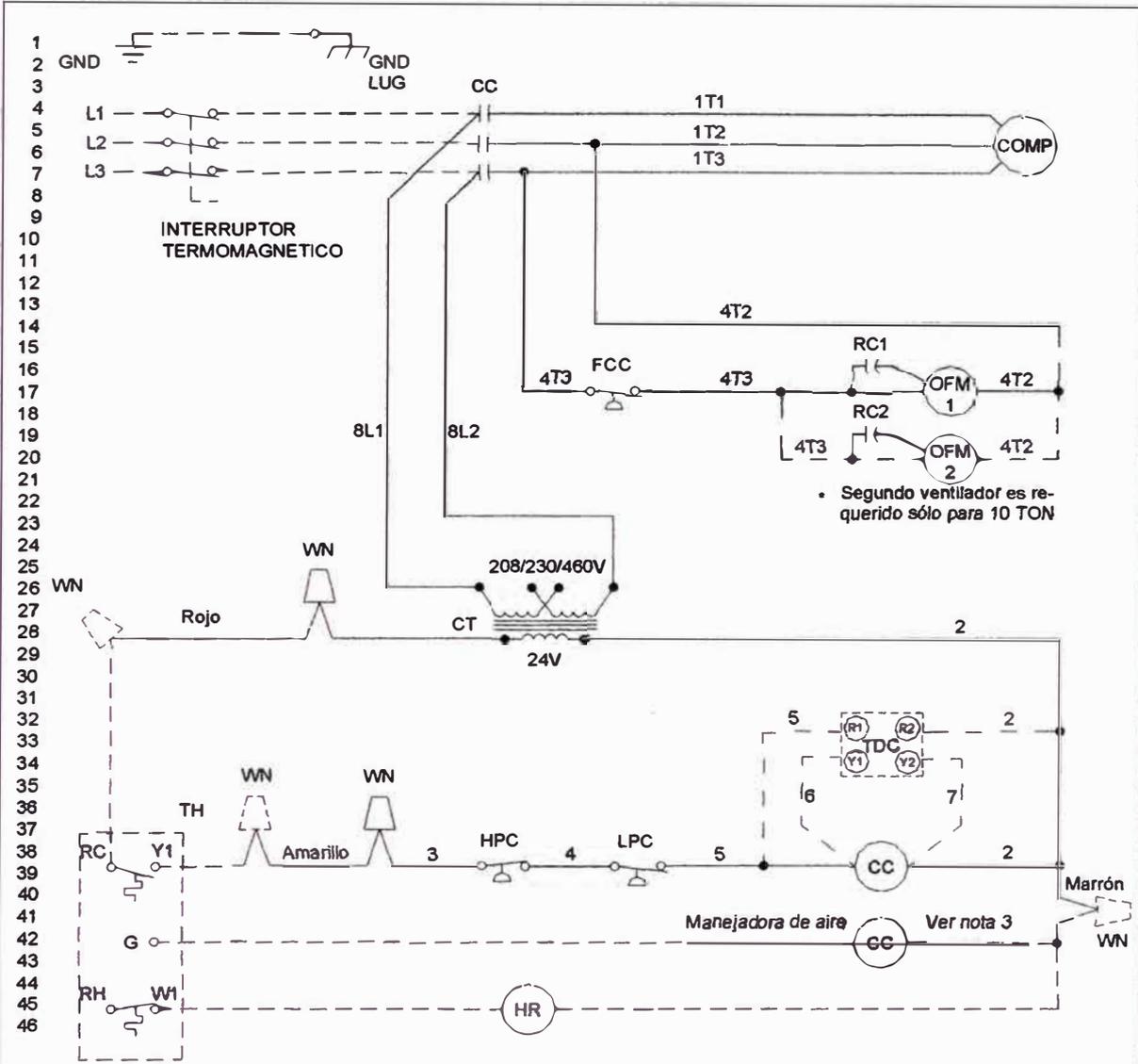
- 01 Interruptor de presión diferencial.

#### **5.7.7 TABLERO DE SEÑALIZACIÓN DE PRESIÓN AMBIENTAL**

Es un tablero de decorativo, de 10"x10"x2", fabricado en plancha de acero de 1/27" de espesor, el cual va en la pared exterior del ambiente acondicionado cerca de la puerta, ver plano AA-08. Sirve para leer la presión de dicho ambiente y nos indica, (si la lámpara esta encendida) que la presión en el ambiente ha llegado al valor mínimo permitido de 0.1" de c.a. Los elementos que tiene son los siguientes:

- Manómetro interruptor de presión diferencial.
- Lámpara de señalización de presión positiva, para 110VAC.

CABLEADO ESQUEMATICO TIPICO



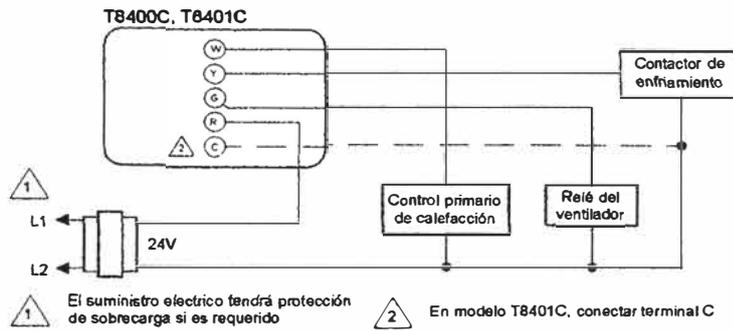
• Segundo ventilador es requerido sólo para 10 TON

LEYENDA	NOTAS	INFORMACION DEL CABLEADO	CODIGO DE COLORES DE CABLES
CC Contactor del compresor	1. Para los cables y fusibles de reemplazo deben ser del mismo tipo y medida que el original 2. La unidad debe estar conectada a tierra según las normas NEC y códigos locales 3. No exeder a 92VA en arranque para el transformador de control. 4. El calibre mínimo del cable está basado en 75°	1. Línea de fuerza Instalado estándar de fábrica ——— Opción de fábrica - - - - - Instalado en obra - - - - -	BK - Negro BR - Marrón BU - Azul GR - Verde OR - Anaranjado PU - Púrpura RD - Rojo WH - Blanco YL - Amarillo
COMP Compresor		2. Línea de control Instalado estándar de fábrica ——— Opción de fábrica - - - - - Instalado en obra - - - - -	<b>CABLEADO ESQUEMATICO</b> 6.5, 7.5 & 10 TON RAWC-CONDENSING UNIT 208/230/460/3/60& 6.5 TON 575/3/60 90-42456-02-02
CT Transformador de control		3. Reemplazo de cable Deben ser del mismo calibre y tipo de aislamiento como el original (105°C mín) Advertencia El gabinete debe estar permanentemente conectado a tierra según normas NEC (C.E.C.-Canadá) y códigos locales	
FCC Control de ciclamiento			
HPC Presostato de alta			
HR Relee del calefactor			
LPC Presostato de baja			
OFM Ventilador del condensador			
RC Capacitor de marcha			
TDC Temporizador de control			
TH Termostato			
WN Empalme de cable			

Fig. 5.25

Diagrama eléctrico de fuerza y control de equipo de aire acondicionado tipo Split

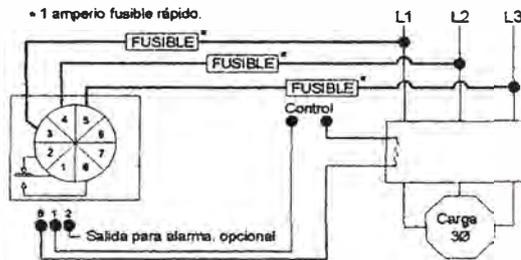
Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION, FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. Commercial High - Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES. p. 18



**Fig. 5.26**

**Diagrama eléctrico del termostato electrónico**

Fuente: HONEYWELL INC. T8400C, T8401C and T8424C, D. Electronic thermostats.p. 1

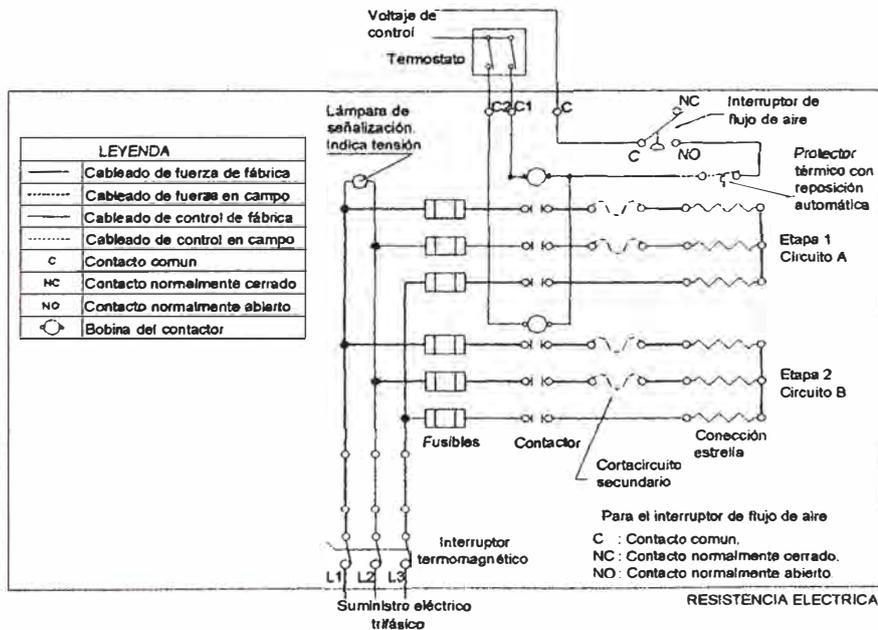


Fuente: Catálogo de selección de protector de voltaje ICM

**Fig. 5.27**

**Diagrama eléctrico de conexión del protector de voltaje de estado sólido**

Fuente: ICM CONTROLS. ICM408 Three phase line monitor



**Fig. 5.28**

**Diagrama típico de la resistencia eléctrica**

Fuente: BRASH MANUFACTURING COMPANY, INC. Bulletin A102. p.28

### **5.7.8 DESCRIPCION DE FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL**

El circuito eléctrico de control sirve para prender y apagar motores y la resistencia eléctrica, del sistema de aire acondicionado. Es monofásico y trabaja a una tensión de 24 VAC, como medida de seguridad para el usuario. El funcionamiento del sistema de aire acondicionado gobernado por el circuito de control del Plano AA-04, tiene las siguientes opciones, las cuales básicamente están determinadas por el modo de operación del termostato y humidistato.

- a) Modo Ventilación:** La unidad de evaporación inyecta aire exterior al local y el extractor de aire lo expulsa al medio ambiente. Existe un enclavamiento entre el extractor de aire y ventilador de inyección, en todos los modos de operación, de tal manera que siempre deben funcionar a la vez. Para colocar el sistema en el modo de ventilación, se ubica el termostato y se pone la tecla del sistema en la posición “Off” y la del ventilador de inyección de aire (Fan) en la posición “On”(ver figura 5.19).

Para apagar el sistema se pone la tecla del ventilador en la posición “Auto”, apagándose el ventilador de inyección y el de extracción de aire.

- b) Modo aire acondicionado:** La unidad de evaporación inyecta aire frío al local, para lo cual el compresor de la unidad de condensación, es encendido. El termostato permite a la vez dos opciones para el funcionamiento del inyector de aire que son: Automático y encendido permanente del inyector de aire.

- **Automático:** Cuando el local alcanza la temperatura deseada, se apaga el compresor y el ventilador de inyección de aire a la vez; opción no recomendable puesto que se desea siempre exista renovación de aire.
- **Encendido permanente:** Cuando el local alcanza la temperatura deseada se apaga sólo el compresor, permaneciendo encendido el inyector de aire. Esta opción es la permitida para la sala de operaciones, puesto que siempre se tiene una constante renovación de aire.

Para poner el sistema en el modo aire acondicionado con funcionamiento constante del inyector de aire, se ubica el termostato y se ponen la teclas del sistema a la posición “Cool” y la del ventilador en la posición “On” (ver Fig. 5.19) con esto, el compresor arranca si es que los contactos de los diversos controles tales como: presostato de alta, presostato de baja, termostato de ambiente exterior, protector de voltaje, están cerrados. Al arrancar el compresor la válvula solenoide de la válvula de desviación de gas caliente se abre, quedando controlado el gas caliente por la válvula de desviación de gas caliente y por otro lado, el circuito del ventilador axial del condensador se energiza quedando gobernado por el control de ciclamiento “FCC”. El control de ciclamiento es del tipo presostático y conecta al ventilador axial, cada vez que la presión de alta sobrepasa el valor fijado de 250 PSIG y se desconecta cada vez que es inferior a otro valor fijado de 180 PSIG<sup>[62]</sup>.

Para apagar el equipo se ubica al termostato de ambiente y se ponen las teclas del sistema a la posición “Off” y la del ventilador a la posición “Auto”.

---

<sup>[62]</sup> ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527N-0598 Rev. B (0897). 100% outside Air Cooling/Dehumidifying Units. High Efficiency Split Systems. *Installation Operation and Maintenance Manual*. P. 3 Valores de presión normalmente usados para el control por ciclamiento del ventilador del condensador.

- c) **Modo calefacción:** El sistema de calefacción se realiza mediante el accionamiento de la resistencia eléctrica de calefacción, para lo cual se utiliza la segunda etapa de la resistencia eléctrica. Al igual que en el modo de aire acondicionado, dentro de este modo de operación, el termostato permite dos opciones de funcionamiento del ventilador de inyección de aire: Automático y encendido permanente.

Para colocar el sistema en calefacción con funcionamiento constante del inyector de aire de la unidad de evaporación, se ubica el termostato y se ponen la teclas del sistema a la posición “Heat” y la del ventilador en la posición “On” (ver figura 5.19), con esto arranca la segunda etapa de la resistencia, si es que los contactos de los diversos controles de la resistencia eléctrica están cerrados.

Para apagar el equipo se ubica al termostato de ambiente y se ponen las teclas del sistema a la posición “Off” y la del ventilador a la posición “Auto.”

- d) **Control de humedad:** La humedad relativa, se controla mediante el accionamiento de la resistencia eléctrica de deshumidificación por el humidistato. La resistencia eléctrica seleccionada tiene dos etapas, de las cuales la primera etapa es para deshumidificación y la segunda etapa es para calefacción. El diagrama típico de la resistencia eléctrica (ver figura 5.28), trae elementos de protección tales como interruptor de flujo de aire (evita que la resistencia trabaje sin flujo de aire), fusibles, protector térmico con reposición automática (se dispara cuando la temperatura del gabinete es muy alta, por falta de caudal de aire) y protector secundario por etapas (protege solo la etapa de la resistencia donde está instalada, se dispara por sobre

temperatura). El circuito de control de la resistencia eléctrica está integrado al circuito de control del sistema de aire acondicionado, con enclavamiento al ventilador de inyección de aire, es decir, que no arranca si previamente el termostato no ha enviado una señal de arranque de este ventilador.

Para que el sistema controle la humedad relativa, se gira la perilla del humidistato al valor de la humedad relativa deseada (50% a 60%), con esto la primera etapa de la resistencia eléctrica, entra en funcionamiento cada vez que la humedad relativa sea mayor a la fijada y el ventilador de inyección esté encendido. Para apagar el sistema de control de humedad relativa, se gira la perilla del humidistato a la posición "Off". Es necesario indicar que a menos que no se desee controlar la humedad relativa, se puede realizar la acción indicada, no siendo necesario, si se desea apagar el sistema de aire acondicionado puesto que cuando el ventilador de inyección se apaga, la resistencia eléctrica también se apaga por el enclavamiento.

El control de humedad se pone operativo, cuando el ventilador de inyección de aire esta funcionando, dependiendo sólo del accionar del humidistato, luego puede trabajar en forma independiente ya sea con el compresor en funcionamiento o apagado.

- e) **Señalización filtros de aire:** Hay dos lámparas de señalización correspondientes a la batería N° 1 de filtros primarios y la batería N° 2 de prefiltros y filtro de alta eficiencia, los cuales siempre permanecen apagados. Se energizan solamente cuando el filtro respectivo ha alcanzado su saturación, según las caídas de presión permisibles de la tabla 5.26.

- f) Señalización presión positiva:** Un manómetro indica la presión en la sala de operaciones y una lámpara se enciende cada vez que la presión en la sala de operaciones baja del valor fijado de 0.1” de c.a.

Todos los componentes que han sido requeridos se encuentran en el mercado nacional que son importados por las empresas distribuidoras locales.

Hasta aquí, se ha realizado la parte técnica del trabajo, queda por hacer el costo del sistema de aire acondicionado en su totalidad, lo cual se realiza en el capítulo 6.

## **CAPITULO 6**

### **COSTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

El costo de aire acondicionado incluye: Equipo estándar convertido, los componentes y accesorios, la mano de obra, dirección técnica e imprevistos.

El metrado del equipamiento sistema de ductos y controles, es de acuerdo a los elementos mostrados en el plano AA-01, AA-02, AA-03, AA-06 y AA-07. Con respecto a los materiales de instalación, se ha considerado a partir de las previsiones eléctricas y civiles que normalmente las empresas instaladoras de equipos de aire acondicionado solicitan, tales como: Puntos de fuerza en tableros eléctricos con interruptores termomagnéticos cerca de los equipos, punto de sumidero cercano a la unidad de evaporación, pases y boquetes para los ductos, difusores y rejillas de extracción.

El cuadro 6.1, se muestra los costos en detalle, del sistema de aire acondicionado, puestos en obra en la ciudad de Lima. Esta información procede de

catálogos de fabricantes internacionales, nacionales y datos de la empresa Iredi Internacional S.R.L. (ver anexos del 3 al 10).

Los costos se han agrupado en nueve rubros, a fin de analizar su incidencia sobre el costo total. A continuación una breve descripción:

- 1.- **Equipamiento:** Son el equipo de aire acondicionado y el extractor de aire, ambos son de procedencia extranjera. (Ver anexo 3 y 4) \$ 3,001
- 2.- **Elementos para la conversión:** Son los que se utilizan para convertir el equipo estándar en un especial para 100% aire exterior. Todos estos elementos a excepción del ducto de recirculación, de fabricación nacional, son de procedencia extranjera. (Ver anexo 5) \$ 844
- 3.- **Elemento adicional de protección:** Son para protección contra anomalías en el suministro eléctrico. (Ver anexo 7) \$ 180
- 4.- **Sistema de ductos y distribución de aire:** Están la red de ductos de inyección de aire acondicionado y de extracción de aire, de fabricación nacional. Los difusores y rejillas son de fabricación extranjera, seleccionados por su calidad en el acabado, material de aluminio y bajo nivel de ruido. (Ver anexo 9) \$ 805
- 5.- **Filtraje de aire:** Está conformado por la caja portafiltros de fabricación nacional y los filtros de aire de fabricación extranjera. (Ver anexo 10) \$ 578
- 6.- **Sistema de control y señalización:** Está conformado por todos los elementos necesarios, para el encendido, apagado y el control de la temperatura y humedad relativa de la sala acondicionada. También están los elementos que nos permiten ver el estado de saturación de los filtros de aire y la presión positiva de la sala

acondicionada. Los controles son de fabricación extranjera y los tableros son de procedencia nacional. (Ver anexo 8) \$ 1041

- 7.- Materiales:** Está conformado por los diversos materiales menores necesarios para la instalación electromecánica del sistema de aire acondicionado. Gran parte de los materiales del circuito de refrigeración, son de procedencia extranjera pero de fácil adquisición en las tiendas de refrigeración del mercado local. El resto de materiales son de procedencia nacional. (Ver anexo 6) \$ 844
- 8.- Mano de obra:** Son los costos del recurso humano, necesarios para la ejecución de los diversos trabajos en la instalación. \$ 1195
- 9.- Imprevistos:** Son los costos no considerados y que pueden ser de materiales y/o mano de obra. \$ 600

El costo del sistema de aire acondicionado con equipo estándar convertido resulta ser de \$ 10814.

**Cuadro 6.1**  
**Detalle del costo del sistema de aire acondicionado**

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
<b>1.00</b>			<b><u>EQUIPAMIENTO</u></b>			
1.01	01	U	Equipo de aire acondicionado tipo split de ducto con condensador enfriado por aire. * Marca: Rheem * Modelo: RAWC-065CAS/RHGE-075 ZM * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Capacidad nominal: 77,000 Btu/hr - Características eléctricas: 208-230V-3Ø-60Hz - Caudal de aire nominal: 2600 CFM	2,400.00	2,400.00	
1.02	01	U	Extractor de aire centrífugo de simple entrada * Marca: Greenheck * Modelo: SFB-9 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Caudal de aire: 674 CFM - Caída de presión estática: 0.14" de columna de agua - Características eléctricas: 230/460V-3Ø-60Hz - Potencia del motor: ¼ HP - Sistema de transmisión: Fajas y poleas con polea motriz de paso regulable	601.00	601.00	
			<b>Costo equipamiento</b>			<b>\$ 3,001.00</b>
<b>2.00</b>			<b><u>ELEMENTOS PARA LA CONVERSIÓN</u></b>			
2.01	01	U	Acumulador de succión * Marca: Alco * Modelo: A-AS 5 127 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Capacidad para R22 a 40°F: 7.3 Ton - Capacidad de retención a 40°F / R22: 8 Libras - Tubería de ingreso y salida: 7/8"Ø - Máxima presión de trabajo: 300 PSIG	42.00	42.00	
2.02	01	U	Válvula de desviación de gas caliente * Marca: Alco * Modelo: CPHE-4 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Tipo: Operación directa - Capacidad desviada: 3 Ton - Refrigerante: R22	85.00	85.00	
2.03	01	U	Válvula solenoide para gas refrigerante caliente * Marca: Alco * Modelo: 200 RB5F5M * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Tipo: Normalmente cerrada (NC) - Número de vías: 02 - Capacidad: 3 Ton - Refrigerante: R22 - MOPD: 300 PSIG - SWP: 500 PSIG - Características eléctricas: 220V-1Ø- 50/60Hz	45.00	45.00	

...viene

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
2.04	01	U	Termostato exterior de bulbo y capilar * Marca: Alco * Modelo: TF115-S2AE00 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Tipo: Regulable - Rango de temperatura: 15°F a 95°F - Rango del diferencial: 3°F a 30°F - Sensor: 10 pies de tubo capilar con bulbo de 3/8"Øx2" - Contactos: SPDT, 24 amperios en 120VAC	80.00	80.00	
2.05	01	U	Resistencia eléctrica para ducto * Marca: Carnes * Modelo: AESAR1609083C219A * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Potencia y voltaje: 8,3 kW, 208V-3Ø-60Hz - Control: 24VAC - Tamaño nominal: 9"x9" - Número de etapas: 02 (1,2 kW, 7,1 kW)	235.00	235.00	
2.06	66	Lb.	Ducto de recirculación de fierro galvanizado, incluye aislamiento de lana de vidrio tipo colchoneta con forro de aluminio de 1.5" de espesor de una conductividad térmica de 0.26 Btu.pulg/hr.pie <sup>2</sup> °F, forrado con tocuyo y dos manos de pintura esmalte sintético.	2.6	171.60	
2.07	01	U	Caja de mezcla para la unidad de evaporación * Marca: Rheem, modelo: RXHM-AB74H * Procedencia: USA	120.00	120.00	
2.08	01	U	Medidor de velocidad de aire * Marca: Dwyer * Modelo: 27* * Rango: 0 a 7000 FPM	65.00	65.00	
<b>Costo de elementos para la conversión</b>						<b>\$ 843.60</b>
3.00	<b><u>ELEMENTO ADICIONAL DE PROTECCION</u></b>					
3.01	01	U	Protector de voltaje de estado sólido con temporizador * Marca: ICM * Modelo: 410 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Características eléctricas: 200/240VAC-3Ø-60Hz - Voltaje de control: 18-240VAC/VDC - Contactos: SPDT, 10 amperios resistivo - Temporizador: Ajustable hasta 5 minutos.	180.00	180.00	
<b>Costo elemento adicional</b>						<b>\$ 180.00</b>
4.00	<b><u>SISTEMA DE DUCTOS Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE</u></b>					
4.01	210	Lb.	Ducto de aire acondicionado, de fierro galvanizado, incluye aislamiento de lana de vidrio tipo colchoneta con forro de aluminio de 1.5" de espesor de una conductividad térmica de 0.26 Btu.pulg/hr.pie <sup>2</sup> °F, forrado con tocuyo y dos manos de pintura esmalte sintético.	2.6	546.00	
4.02	164	Lb.	Ducto de extracción, de fierro galvanizado	0.80	131.20	

...va

...viene

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
4.03	01	U	Difusor de aire acondicionado * Marca: Metalaire serie 5000 * Modelo: 9x15RIL * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Dimensiones: 9" x 15" - Número de tiros: 01 - Caudal de aire: 421 CFM - Nivel de ruido: menor que 25 NC - Material de fabricación: Aluminio * Accesorio incluido: Regulador de caudal de hojas opuestas	33.00	33.00	
4.04	01	U	Difusor de aire acondicionado * Marca: Metalaire serie 5000 * Modelo: 9x15RCA * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Dimensiones: 9" x 15" - Número de tiros: 02 en 90° - Caudal de aire: 421 CFM - Nivel de ruido: menor que 25 NC - Material de fabricación: Aluminio * Accesorio incluido: Regulador de caudal de hojas opuestas	33.00	33.00	
4.05	02	U	Rejilla de extracción de aire acondicionado * Marca: Metalaire serie RH * Modelo: RH12x8 * Principales características técnicas: - Dimensiones: 12" x 8" - Caudal de aire: 337 CFM - Nivel de ruido: 30 NC - Material de fabricación: Aluminio	18.00	36.00	
4.06	01	U	Rejilla de aire fresco * Marca: Metalaire serie HD RH * Modelo: HD RH12 x 12 * Principales características técnicas: - Dimensiones: 12" x 12" - Caudal de aire: 842 CFM - Nivel de ruido: 40 NC, con damper abierto - Material de fabricación: Aluminio * Accesorio incluido: Regulador de caudal de hojas opuestas	26.00	26.00	
			<b>Costo sistema de ductos y distribución de aire</b>			<b>\$ 805.20</b>
5.00			<b><u>FILTRAJE DE AIRE</u></b>			
5.01	01	U	Caja portafiltros, con rieles, para filtro de media eficiencia de 24" x 24" x 4" y filtro de alta eficiencia de 24" x 24" x 12", fabricado en plancha de fierro galvanizado calibre N° 16 (0.064"), conforme a plano AA-01	120.00	120.00	
5.02	04	U	Filtro de aire de malla de aluminio de impregnación viscosa (Filtro primario) * Marca: Air - Kontrol * Modelo de malla: AK1900C * Tamaño: 16" x 25" x 2" * Procedencia: USA * Principales características técnicas:			

...va

...viene

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
5.03	01	U	- Eficiencia: 75% al peso - Caudal de aire filtrado : 1800 CFM  Filtro de aire de superficie extendida (Prefiltro) * Marca: Farr * Modelo: 30/30 * Tamaño: 24" x 24" x 4" * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Eficiencia: 25-30% según norma ASHRAE 52-76 - Caudal de aire filtrado: 842 CFM - Area filtrante total: 27.5 pie <sup>2</sup>	35.00	140.00	
5.04	01	U	Filtro de aire de alta eficiencia * Marca: Cambridge Micretain * Modelo: 7X-242412 * Tamaño: 24" x 24" x 12" * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Eficiencias : 95% D.O.P. 99% ASHRAE 52-76 97% en nube de aerosol de estafilococos - Caudal de aire filtrado: 842 CFM	18.00	18.00	
			<b>Costo filtraje de aire</b>			<b>\$ 578.00</b>
6.00			<b><u>SISTEMA DE CONTROL Y SEÑALIZACION</u></b>			
6.01	01	U	Termostato de ambiente electrónico no programable * Marca: Honeywell * Modelo: T8400C * Tipo: On-Off * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Voltaje de control: 24VAC - Ajuste de temperatura (diferencial): 1°F - Rango de ajuste de temperatura: 40°F a 99°F	45.00	45.00	
6.02	01	U	Humidistato electromecánico de ambiente * Marca: Honeywell * Modelo: H46C1000 * Tipo: On-Off * Aplicación: Deshumidificación * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Voltaje de control: 120VAC-24VAC- 240VAC - Capacidad de contactos: 120 VAC – 7.5 amperios - Ajuste de humedad: 4% a 6% - Rango de ajuste de humedad: 20% a 80%	55.00	55.00	
6.03	02	U	Manómetro de presión diferencial de tubo inclinado * Marca: Dwyer * Modelo: 25 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Rango de lectura: 0" a 3" de columna de agua	50.00	100.00	

...va

...viene

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
6.04	01	U	<p>Interruptor de presión diferencial</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Marca: Dwyer</li> <li>* Modelo: 1638-1</li> <li>* Procedencia: USA</li> <li>* Principales características técnicas:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Rango de lectura: 0.20" a 1" de columna de agua</li> </ul> </li> </ul>	55.00	55.00	
6.05	01	U	<p>Interruptor de presión diferencial</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Marca: Dwyer</li> <li>* Modelo: 1638-2</li> <li>* Procedencia: USA</li> <li>* Principales características técnicas:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Rango de lectura: 1" a 3" de columna de agua</li> </ul> </li> </ul>	55.00	55.00	
6.06	01	U	<p>Manómetro interruptor de presión diferencial</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Marca: Dwyer</li> <li>* Modelo: 3000-00</li> <li>* Procedencia: USA</li> <li>* Principales características técnicas:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Energía requerida: 110V-1Ø-60Hz</li> <li>- Rango de lectura: 0" a 0.25" de columna de agua</li> </ul> </li> </ul>	395.00	395.00	
6.07	01	U	<p>Medidor de velocidad de aire</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Marca: Dwyer</li> <li>* Modelo: 27*</li> <li>* Rango: 0 a 7000 FPM</li> </ul>	65.00	65.00	
6.08	02	U	<p>Lámpara de señalización</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Square D</li> <li>* Modelo: 9001OR24</li> <li>* Procedencia: USA</li> <li>* Principales características técnicas:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltaje de trabajo: 24VAC</li> </ul> </li> </ul>	12.00	24.00	
6.09	01	U	<p>Lámpara de señalización</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Square D</li> <li>* Modelo: 9001OR120</li> <li>* Procedencia: USA</li> <li>* Principales características técnicas:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Voltaje de trabajo: 120VAC</li> </ul> </li> </ul>	12.00	12.00	
6.10	01	U	<p>Tablero de control y señalización para el sistema de aire acondicionado, de 10" x 14" x 2", fabricado en plancha de acero de 1/27" de espesor, conforme a plano AA-08</p>	20.00	20.00	
6.11	01	U	<p>Tablero de señalización de presión ambiental, de 10"x10"x2", fabricado en plancha de acero de 1/27" de espesor, conforme a plano AA-08, incluye:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* Caja de pase pesada de 8"x8"x6"</li> </ul>	25.00	25.00	
6.12	01	U	<p>Tablero eléctrico para el arrancador del extractor de aire, del tipo adosable, a prueba de lluvia, fabricado con plancha de hierro negro de 1/20" de espesor, con las siguientes dimensiones: 14"x10"x6". El tablero tiene puerta, chapa, tratamiento anticorrosivo y acabado al horno e incluye:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>* 01 Arrancador electromagnético para motor trifásico 220VAC de ¼ de HP con bobina en 220 VAC y relee térmico con rango de 1 a 1.6 amperios.</li> <li>- Marca: Telemecanique</li> <li>- Modelo: LC1D0910L6 / LR2D1306</li> </ul>			

... Va

...viene

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
6.13	01	U	- Transformador de 220 VAC a 110VAC de 100VA para el manómetro interruptor de presión diferencial.	160.00	160.00	
			Tablero eléctrico para el interruptor de señalización de los filtros de media y alta eficiencia, fabricado con plancha de fierro negro de 1/20" de espesor, con las siguientes dimensiones: 12"x18"x6". El tablero tiene puerta, chapa, tratamiento anticorrosivo y acabado al horno.	30.00	30.00	
			<b>Costo del sistema de control y señalización</b>			<b>\$ 1,041.00</b>
7.00			<b><u>MATERIALES</u></b>			
			<b>Para el circuito de refrigeración</b>			
7.01	01	U	Filtro deshidratador de línea líquida * Marca: Alco * Modelo: EK304S * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Capacidad nominal: 7.5 Ton - Caída de presión: 1 PSIG para 11.8 Ton - Refrigerante: R22 - Tipo de conexión: ½"Ø soldable - Máxima presión de trabajo: 500 PSIG	24.00	24.00	
7.02	01	U	Visor líquido humedad * Marca: Alco * Modelo: AMI-1SS4 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Tipo de conexión: Soldable de ½"Ø - Máxima presión de trabajo: 500 PSIG	13.00	13.00	
7.03	01	U	Válvula de paso * Marca: Alco * Modelo: ABV 4 * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Tipo de conexión: Soldable de ½"Ø - Máxima presión de trabajo: 500 PSIG	16.00	16.00	
7.04	12	Pie	Tubería de cobre para aire acondicionado * Tipo: L * Diámetro: 1-1/8"Ø	0.95	11.40	
7.05	12	Pie	Tubería de cobre para aire acondicionado * Tipo: L * Diámetro: ½"Ø	0.40	4.80	
7.06	12	Pie	Tubería de cobre para aire acondicionado * Tipo: L * Diámetro: 5/8"Ø	0.55	6.60	
7.07	12	Pie	Manguera aislante para tubería de refrigeración * Tipo: Armaflex * Marca: Armstrong * Diámetro interior: 1-1/8"Ø * Espesor: ½" * Procedencia: USA * Principales características técnicas: - Conductividad térmica: 0.27 Btu.pulg./(hr.pie² °F) a 75°F	0.40	4.80	

... va

...viene

Ítem	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
7.08	13.5	Lb.	Gas Refrigerante R22 * Marca: Dupont * Procedencia: USA	1.15	31.05	
7.09	Lote	-	Soportes y abrazaderas para el circuito de refrigeración	49.00	49.00	
7.10	Lote	-	Accesorios de tubería de cobre de refrigeración, tales como: Codos de 90° de cobre soldable de 1-1/8"Ø, 1/2"Ø y 5/8"Ø, tee de cobre soldable 7/8"Ø, unión, reducción de cobre soldable de 7/8"Ø a 5/8"Ø, soldadura de plata al 5%.	40.00	40.00	
7.11	01	U	<b>Para instalación mecánica</b> Base de fierro angular de 2" x 1/8" para la unidad de Evaporación, según plano AA-02.	85.00	85.00	
7.12	01	U	Base de fierro angular de 2" x 1/8" para la unidad de condensación., según plano AA-02	55.00	55.00	
7.13	01	U	Base de fierro angular de 1 1/2" x 1/8 para el extractor de aire, según plano AA-02.	45.00	45.00	
7.14	Lote	-	Soportes para ductos de aire acondicionado y extracción, fabricado con fierro angular de 1 1/2" x 1/8	125.00	125.00	
7.15	10	U	Antivibrador de neoprene , marca: VM&C, modelo: Grainger Stock N° 4C973, dimensiones: 4"x4"x 3/8"	8.00	80.00	
7.16	Lote	-	Materiales varios, tales como: Lona, terokal, pernos de anclaje silicona, autorroscantes, remaches, etc.	48.00	48.00	
7.17	Lote	-	<b>Para instalación eléctrica</b> Materiales para la instalación eléctrica de fuerza y control, tales como: Tubería PVC, curvas, tubería flexible, caja de pase, conector curvo, conector recto, cable de fuerza y de control, terminales, etc.	195.00	195.00	
7.18	Lote	-	<b>Para instalación del sistema de drenaje</b> Materiales para el sistema de drenaje, tales como tubería de agua de PVC de 3/4"Ø, codos, tees, pegamento	10.00	10.00	
			<b>Costo de materiales</b>			<b>\$ 843.65</b>
8.00			<b><u>MANO DE OBRA</u></b>			
8.01	-	-	<b>-Para la conversión del equipo</b> Instalación del acumulador de succión, válvula de desviación de gas caliente, válvula solenoide, termostato exterior	150.00	150.00	
8.02	-	-	Instalación del ducto de recirculación , caja de mezcla de aire y manómetro medidor de presión de velocidad del aire	100.00	100.00	
8.03	-	-	<b>- Para la instalación del sistema de aire acondicionado</b> Acarreo y montaje de equipos de aire acondicionado y extracción en bases respectivas.	110.00	110.00	
8.04	-	-	Instalación del circuito de refrigeración	145.00	145.00	
8.05	-	-	Instalación de los ductos de aire acondicionado y extracción, incluye caja portafiltros, filtros, difusores y rejillas de extracción.	150.00	150.00	
8.06	-	-	Instalación del sistema de drenaje	10.00	10.00	

... va

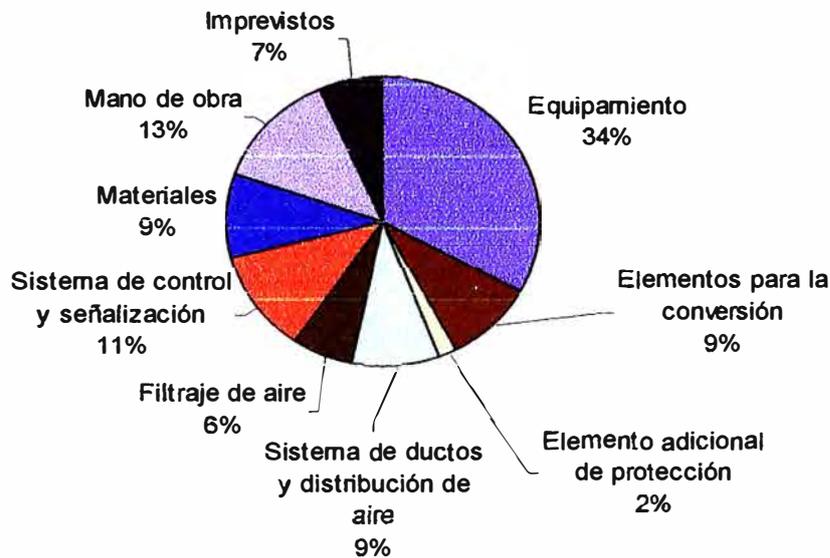
...viene

Item	Cant.	U	Descripción	Costo Unitario \$	Costo Parcial \$	Costo Por rubros \$
8.07	-	-	Instalación eléctrica de fuerza, control y señalización.	120.00	120.00	
8.08	-	-	Puesta en marcha, protocolo de pruebas y calibración.	120.00	120.00	
8.09	-	-	Dirección técnica.	290.00	290.00	
			<b>Costo Mano de Obra</b>			<b>\$ 1,195.00</b>
9.00			<u>IMPREVISTOS</u>		600.00	
			SUBTOTAL		9,087.45	
			IGV (19%)		1,726.62	
			TOTAL US \$		<b>10,814.07</b>	

**Cuadro 6.2**  
**Costo del sistema de aire acondicionado por rubros**

Item	Cant.	U	Descripción	Porcentaje respecto al total	Costo Por rubros \$
1.00	-	-	Equipamiento	34%	3,001.00
2.00	-	-	Elementos para la conversión	9%	843.60
3.00	-	-	Elemento adicional de protección	2%	180.00
4.00	-	-	Sistema de ductos y distribución de aire	9%	805.20
5.00	-	-	Filtraje de aire	6%	578.00
6.00	-	-	Sistema de control y señalización	11%	1041.00
7.00	-	-	Materiales	9%	843.65
8.00	-	-	Mano de obra	13%	1195.00
9.00	-	-	Imprevistos	7%	600.00
			SUBTOTAL		9,087.45
			IGV(19%)		1,726.62
			TOTAL US \$		<b>10,814.07</b>

Fuente: Resumen cuadro 6.1



**Fig. 6.1**  
**Costo del sistema de aire acondicionado por rubros en porcentajes del total**

Fuente: Cuadro 6.2

El cuadro 6.2 muestra los costos por rubros del sistema de aire acondicionado, y la Fig. 6.1, el porcentaje de cada rubro con respecto al total, donde se puede observar, que el costo de los equipos representa el 34% del costo total, el costo de mano de obra el 13%, sistema de control y señalización 11%. Estos tres rubros constituyen aproximadamente el 60% del costo total. Este dato nos sirve para minimizar costos.

**OBSERVACIONES**

1. El costo de los elementos para la conversión del equipo, es \$. 843, el cual representa el 9% del costo total del sistema de aire acondicionado.
2. La carga térmica total por aire exterior representa el 67% de la carga térmica total de la sala de operaciones.
3. La carga térmica latente por aire exterior representa el 92% de la carga latente total de la sala de operaciones.
4. Un equipo de aire acondicionado estándar inyectando su caudal de aire nominal, no alcanza las condiciones de diseño interior de la sala de operaciones, esto es porque el caudal de aire exterior representa el 67% de la carga total del local.
5. En un equipo estándar de aire acondicionado, si se establece un caudal de recirculación, se logra disminuir las entalpías de ingreso y salida del aire en el evaporador, esto conduce a que la eficiencia baje por tener un caudal “ocioso” dando vuelta.
6. El caudal de inyección de un equipo de aire acondicionado especial para 100% aire exterior, es entre 155 a 190 CFM/Ton.
7. El caudal de inyección de un equipo de aire acondicionado estándar, es entre 276 a 523 CFM/Ton. Siempre es mayor que el 100% aire exterior, para el mismo requerimiento térmico de servicio.

8. La caída de presión inicial del sistema de ductos y accesorios y filtros es de 0.92” de c.a. y la máxima permitida según la información del fabricante, es de 3.83” de c.a.
9. La máxima disponibilidad de presión estática del ventilador del evaporador, es de 1.94” de c.a.
10. A temperatura de bulbo seco exterior constante, la capacidad total del equipo de aire acondicionado sólo depende de la temperatura de bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador.
11. La capacidad sensible del equipo de aire acondicionado, depende de la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire al ingreso del evaporador.
12. Las rectas de calor sensible total (GSHP) del equipo de aire acondicionado para procesos con igual caudal de aire y temperaturas de bulbo húmedo de ingreso del aire al evaporador, cortan a la curva de saturación en un sólo punto, que es el punto de rocío del evaporador “ADP.”
13. En el equipo de aire acondicionado estándar convertido, el caudal de aire de inyección que logra acondicionar el local a las condiciones de diseño, no depende del caudal de aire total manejado por el equipo.
14. El equipo de aire acondicionado estándar no tiene control de capacidad del compresor para funcionamiento a carga parcial.
15. Las condiciones interiores de diseño en el local, se alcanzan con el equipo de aire acondicionado estándar convertido, trabajando con los caudales de aire de trabajo (caudal total: 1800CFM y caudal de inyección: 842CFM) y una resistencia eléctrica para el control de la humedad relativa de 0.5 kW.

16. El sistema de control de temperatura y humedad relativa controla las condiciones interiores del local a los valores fijados aún con el cambio de las condiciones exteriores que varían con las diversas estaciones del año.
17. Los contaminantes, gérmenes y bacterias del aire exterior de inyección son atrapados en las baterías de filtrado de aire.
18. El filtro primario y prefiltro de media eficiencia, alarga la vida útil del filtro de alta eficiencia.
19. Con la presión del local mayor que la atmosférica se evita el ingreso de contaminantes externos al local.
20. Para la conversión del equipo se debe considerar tres aspectos:
  - a. La reducción del caudal de inyección al local para lo cual el caudal de aire manejado por el equipo es de 1800CFM y el caudal de inyección es de 842CFM
  - b. Modificación del circuito de refrigeración para controlar la capacidad del compresor a carga parcial.
  - c. Adición de resistencia eléctrica para el control de humedad y tener calefacción.

## CONCLUSIONES

1. El equipo estándar marca: Rheem, modelo: RAWC-065CAS / RHGE – 075ZM se ha convertido a un equipo 100% aire exterior con un costo menor de \$ 4,157.38 incluido impuestos, que representa el 38.8 % del costo del equipo especial 100% aire exterior.
2. El personal técnico y de ingeniería, nacionales están a la altura tecnológica actual.
3. El caudal nominal del equipo de aire acondicionado estándar es un factor crítico que representa el 67% de la carga total del local.
4. El grado de contaminantes que tenga el aire exterior y la disponibilidad en presión estática del equipo de aire acondicionado son factores determinantes en el tiempo de vida útil de los filtros de aire de media y alta eficiencia antes de su reemplazo.

## RECOMENDACIONES

1. El equipo estándar utilizado para la conversión debe ser de la marca: RHEEM o de otra marca de mayor calidad.
2. No intentar reducir costos en el sistema de control y señalización.
3. Cuando se requiera renovar o adquirir sistemas nuevos de aire acondicionado, hacer el estudio de la conveniencia de uso de equipo de aire acondicionado estándar para ser convertidos.
4. No escatimar esfuerzos en la realización de pruebas para establecer las condiciones en que el equipo trabaja en su máxima eficiencia, cumpliendo los requerimientos técnicos.
5. En lo posible hacer trabajar el equipo estándar convertido en su mínimo caudal indicado por el fabricante.

## MATERIAL DE REFERENCIA

### **Libros**

- 1.- CREUS SOLE, Antonio. *Instrumentos industriales. Su ajuste y calibración*. Barcelona, Marcombo, S. A., 1982. Cap.5 (pág.1 y 94).
- 2.- DAJES CASTRO, José. *Sistema internacional de unidades de medida*. Lima, Fondo editorial del Congreso del Perú, 1999. Cap. 2 al Cap. 5.
- 3.- DOSSAT, Roy J. *Principios de refrigeración*. Trad. por Armando Garza Cárdenas. México, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., 1980. Cap. 4 (pág. 311).
- 4.- HAINES, Roger W. *Sistemas de control para calefacción, ventilación y aire acondicionado*. Trad. Jorge Bagaría Blanxart. Barcelona, Marcombo, S.A., 1974. Símbolos en planos (pág. 247 al 255).
- 5.- OSBORNE, W. C. y TURNER, C. G. *Guía practica de la ventilación*. Trad. por Eduardo Sans. Barcelona, Editorial Blume, 1970. Cap. 5 (pág. 130).
- 6.- PITA, Edward G. *Acondicionamiento de aire. Principios y sistemas*. Segunda edición. Trad. por Virgilio González Pozo. México, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., 1994. Cap. 5 (pág. 296, 389 y 393).
- 7.- PORGES, Fred y PORGES, John. *Prontuario de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. Sexta edición. Trad. por Jorge Bagaría Blanxart. Barcelona, Marcombo, S.A., 1981. Cap. 2 (pág. 16).
- 8.- ROBB, Louis A. *Diccionario para Ingenieros Español-Ingles e Ingles-Español*. México, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V.,1986. Cap. 2 al Cap. 5.
- 9.- STOEKER, W. F. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. Trad. por José Seijas Domínguez. México. McGraw Hill, 1970. Cap. 2 (pág. 244 y 256); Cap. 4 (pág. 53 y 54).
- 10.- TAFUR PORTILLA, Raúl. *La tesis universitaria*. Lima, Editorial Mantaro, 1995. Cap. 1 al Cap. 6.

- 11.- TARQUIN, Anthony J. y BLANK, Leland T. *Ingeniería económica*. México, Mc Graw Hill, 1978. Cap. 3 (pág. 123).
- 12.- WHITMAN, William C. y JOHNSON, William M. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado*. Trad. por Vuelapluma. 4t. Madrid, Paraninfo, 2000. Cap. 5 (pág. 213).

### Manuales

- 13.- AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. 4t. Segunda edición. Trad. por Virgilio González Pozo. México, Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A., 1994. Cap. 2 (pág. 381); Cap. 4 (pág. 170, 172, 218, 219 y 291); Cap. 5 (pág. 442).
- 14.- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Applications*. New York, ASHRAE, 1971. Cap. 2 (pág. 163 al 175; Cap. 5 (pág. 163 al 175).
- 15.- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Equipment*. New York, ASHRAE, 1972. Cap. 5 (pág. 2 y 3).
- 16.- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Heating refrigerating ventilating and air conditioning. Handbook of fundamentals*. New York, ASHRAE, 1972. Cap. 2 (pág. 413, 421 y 481); Cap. 5 (pág. 466, 470 y 481).
- 17.- CARRIER AIR CONTIONING COMPANY. *Handbook of air conditioning system design*. New York, Mc Graw Hill, 1965. Cap. 2 (1-1 al 1-113, 1-115, 1-121, 1-122 y 1-127). Cap. 4 (pág. 1-122, 6-61 y 7-13); Cap. 5 (pág. 2-1 al 2-85, 2-37, 6-52 y 6-53).
- 18.- COPELAND CORPORATION. *Refrigeration manual part 4. System design*. Sidney Ohio, Copeland corporation, 1969. Cap. 5 (pág. 18-3).
- 19.- GRIMM, Nils R. y ROSALER, Robert C. *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. 2t. Trad. por Claudio Miguel Gómez y Ramón Urcelay Azpitarte. Madrid, Mc Graw Hill, 1996. Cap. 5 (36-1 al 36.14 y 36.30).

**Catálogos y boletines**

- 20.- AC εR COMPONENTS INC. *Compressor Protective Devices*. Illinois USA, AC εR COMPONENTS INC, 1988. Cap. 4 (pág. 6); Cap. 5 (pág. 6).
- 21.- AIR.KONTROL. FORM AK2-3A. *AK1900C. Air filter for heating, cooling and combination units*. Memphis USA., Air Kontrol, 1976. Cap. 5 (pág. 2).
- 22.- ALCO CONTROLS DIVISION. EMERSON ELECTRIC CO. CATALOG 27A. *Refrigeration and air conditioning flow controls*. ST. Louis Missouri USA., Alco Controls Division Emerson Electric CO., 1997. Cap. 4 (pág. 78, 79, 177, 178, 206, 210, 236 y 237).
- 23.- AMERICAN AIR FILTER. Bulletin N° AHU-1-100A. *Central Station Air Handling Units*. Louisville Kentucky USA., American Air Filter International, 1973. Cap. 5 (pág. s/n).
- 24.- ARMSTRONG WORLD INDUSTRIES, INC. IP-1128-797J. *Armaflex insulation systems*. Lancaster USA., Armstrong world industries, Inc., 1997. Cap. 5 (pág. 8).
- 25.- BRASH MANUFACTURING CO. Bulletin A102. *Electric duct heater*. Maryland Heights Missouri, Brash Manufacturing Company, Inc, 1982. Cap. 5 (pag. 28).
- 26.- CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 12-142. *Micretain Filter: 95% DOP*. New York, Cambridge Filter Corporation, 1990. Cap. 5 (pag. 1 y 2).
- 27.- CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 42-109. *4NS Holding frame for Cambridge Absolute & Micretain Filters*. New York, Cambridge Filter Corporation, 1990. Cap. 5 (pag. 1 y 2).
- 28.- CAMBRIDGE FILTER CORPORATION. Bulletin 711E. *Air filters for hospital and medical facilities*. New York, Cambridge filter Corporation, 1990. Cap. 2 (pág. 6); Cap. 5 (pág. 4).
- 29.- DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin C-30. *Air filter gages and pressure switches*. Michigan USA., Dwyer instruments Inc., 1995. Cap. 5 (pág. 1).
- 30.- DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin No. E-52. *Series 1630\*Differential pressure switch. Specification-Installation & Operating Instructions-*

- Parts List.* Michigan USA., Dwyer instruments Inc., 1984. Cap. 5 (pág. 1).
- 31.- DWYER INSTRUMENTS, INC. Bulletin No. D-58. *Instructions for Mark II Molded plastic manometers.* Michigan USA., Dwyer instruments Inc., 1989. Cap. 4 (pág. 2).
- 32.- FARR COMPANY. Bulletin No. A-1305-6D. *30/30 Filters. Farr 30/30 Extended area filters.* Los Angeles USA., Farr Company, 1993. Cap. 5 (pág. 1 y 2).
- 33.- GRAINGER GENERAL Catalog No. 381. *Industrial and commercial equipment and supplies.* Lake Forest, IL 60045 USA., WW. Grainger, Inc., 1992. Cap. 2 (pág. 2346); Cap. 5 (pág. 571).
- 34.- GRAINGER CATALOG No. 391. *Industrial Suply. More Stuff. Faster.* Lake Forest, IL 60045 USA, WW. Grainger, Inc., 2000. Cap. 5 (pág. 3382).
- 35.- HONEYWELL INC. *T8400C, T8401C and T8424C, D. Electronic thermostats. Product data.* Minnesota USA. Honeywell Inc., 2001. Cap. 5 (pág. 1).
- 36.- METAL\*AIRE. CAT. GR. *Grilles and registers. Model LS4D. Model V4004. Model RH.* Clearwater, Fla. USA., Metal industries, Inc., 1994. Cap. 5 (pág. 40, 44 y 52).
- 37.- METAL\*AIRE. CAT.5-488. *Square & Rectangular directional air diffusers. Series 5000 & 5500 fixed. Series 5000 & 5500 Adjustable. Series 5500 suply/return.* Clearwater, Fla. USA., Metal industries, Inc., 1988. Cap. 5 (Sección IV pág. 4, Sección I Serie 5000 pág. 13 y 15).
- 38.- RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. A11-144 REV1. Supersedes Form No. A11-144 Rev.0. *Commercial High – Efficiency Condensing Units. 6.5, 7.5 & 10 Nominal ton units RAWC-SERIES.* Arkansas USA., Rheem air conditioning division, 1992. Cap. 2 (pág. 11), Cap. 3 (pág. 2, 3, 11 y 20); Cap. 4 (3, 8, 10 y 11); Cap. 5 (pág. 16 y 18).
- 39.- RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. H11-508 REV.4 Supersedes Form No. H11-508 Rev.3. *Commercial air handler 7.5 through 20 nominal ton units [26 trough 70 kW].* RHGE-075, 100, 150, 200 RHGF-100. Arkansas USA., Rheem air conditioning division, 1997. Cap. 3 (pág. 2, 10 y 24); Cap. 4 (pág. 22); Cap. 5 (pág. 4).
- 40.- RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. 92-42475-03-00 *Installation and operating instructions por high – efficiency*

- condensing units 6 ½ thru 12 ½ Ton. Arkansas USA., Rheem air conditioning division, 1997. Cap. 5 (pág. 12).*
- 41.- UNITED REFRIGERATION INC. *Wholesale distributors of refrigerating, air conditioning & heating parts and equipment.* Indianapolis USA. Horward W. Sams & Co.,1991. Cap. 5 (pág. 25).
- 42.- YORK APLICATION DATA. FORM 1505.05-AD. *Air conditioning refrigerant – 22 piping.* Pennsylvania, Borg Warner Corporation, 1965. Cap. 5 (pág. 13 y 16).

### **Curso universitario**

- 43.- SANGUINETTI REMUSGO, Ernesto. *Curso de refrigeración y aire acondicionado dictado en la Universidad Nacional de Ingeniería.* Lima, Cuaderno de apuntes del curso, 1986.

### **Información de Internet**

- 44.- ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527N-0598 Rev. B (0897). *100% outside Air Cooling/Dehumidifying Units. High Efficiency Split Systems. Installation Operation and Maintenance Manual [homepage en Internet].* Orlando: Addison Products Company. Disponible en: <http://www.addison-hvac.com> [Consulta: 20 febrero 2005]. Cap. 4 (pag. 3 y 19); Cap. 5 (pág. 3).
- 45.- ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-0512 Rev. C (0401) Supersedes Form #3527S-0939 Rev. B (0900). *100% outside air – makeup air units RCA SERIES 4-30 TONS [homepage en Internet].* Orlando: Addison Products Company. Disponible en: <http://www.addison-hvac.com> [Consulta: 20 febrero 2005]. Cap. 3 (pág. 1 al 4); Cap. 4 (pág. 3).
- 46.- ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-1278 Rev. A (0701) Supersedes Form #0527S-1278(0900). *RCA Series air cooled condensing units RCA071E [homepage en Internet].* Orlando: Addison Products Company. Disponible en: <http://www.addison-hvac.com> [Consulta: 20 febrero 2005]. Cap. 3 (pág. 2); Cap. 4 (pág. 2).
- 47.- ADDISON PRODUCTS COMPANY. FORM # 0527S-1288 1102. *100% outside air – makeup air systems VCA/HCA SERIES 4-30 TONS [homepage en Internet].* Orlando: Addison Products Company.

Disponible en: <http://www.addison-hvac.com> [Consulta: 20 febrero 2005]. Cap. 3 (pág. 1 al 3).

- 48.- CARNES COMPANY. *Electric Duct heater* [homepage en Internet]. Wisconsin USA: Carnes company. Disponible en: [http://www.carnes.com/terminal\\_units\\_pdfs/AT-Part10.pdf](http://www.carnes.com/terminal_units_pdfs/AT-Part10.pdf) [Consulta: 15 noviembre 2004]. Cap. 4 (pág. B-160, B-161, B-164 y B-165).
- 49.- COMISION DE TARIFAS ELECTRICAS. *Informe de situación de tarifas eléctricas 1993-2000* [homepage en Internet]. Macroconsult. Febrero 2001. Lima: Comisión de tarifas eléctricas. Disponible en: <http://www.osinerg.gob.pe/Publicaciones/pdf/SituacionTarifaria/InformeSitTar932000.pdf> [Consulta: 16 noviembre 2004]. Cap. 3 (pág. 51).
- 50.- GREENHECK FAN CORP. SFD/SFB Catalog SP. *Models SFD & SFB Forward curved utility fans*. [homepage en Internet]. Shofield Wisconsin USA.: Greenheck fan Corp., 2004. Disponible en: <http://www.greeheck.com> [Consulta: 24 enero 2005]. Cap. 5 (pág. 8).
- 51.- ICM CONTROLS. *ICM408 Three phase line monitor* [homepage en Internet]. Syracuse New York: Icm controls. Disponible en: <http://www.icmcontrols.com/products/pdf/icm408-ss.pdf> [Consulta: 15 marzo 2005]. Cap. 5 (pág. 1).
- 52.- SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA. *Boletín Meteorológico e Hidrológico del Perú* [homepage en Internet]. Enero, febrero, marzo, junio, julio, agosto 2004-. Lima: Senamhi. Disponible en: <http://www.senamhi.gob.pe/> [Consulta: 10 de enero 2005]. Cap. 2 (Enero 2004, pag. 42 y 48; Años 1995 al 2004).
- 53.- SPORLAN VALVE COMPANY. Bulletin 90-40. *Discharge Bypass Valves for system capacity control* [homepage en Internet]. Washington: Sporlan Valve Company, 2004. Disponible en: <http://www.sporlan.com> [Consulta: 26 enero 2005]. Cap. 4 (pág. 1 y 4).
- 54.- UNIDAD DE GESTION TECNOLOGICA EN SALUD. *Acondicionamiento del aire en hospitales* [monografía en Internet]. Elena D'Elia. 3 de diciembre de 1999. Sartenejas, Venezuela: Universidad Simón Bolívar Venezuela. Disponible en: <http://www.ugts.usb.ve/Biblioteca%20de%20Trabajos/Equipamiento%20Industrial/Acondicionamiento%20del%20aire%20en%20hospitales.pdf> [Consulta: 20 de octubre 2004]. Cap. 5 (pág. 35).

## **PLANOS**

<b>Plano N°</b>	<b>Designación</b>
AA-01	: Equipos y sistema de ductos.
AA-02	: Ducto de recirculación y cortes sistema de ductos
AA-03	: Esquema de funcionamiento
AA-04	: Diagrama de control y señalización
AA-05	: Sistema eléctrico
AA-06	: Circuito de refrigeración y otros
AA-07	: Caja portafiltros
AA-08	: Detalles tableros de control y señalización
AA-09	: Detalles

## **ANEXOS**

- ANEXO 0 : Carta N° 189-DMEYE-OMySG-HNGAI-ESSALUD-03 y Carta N° 322-03
- ANEXO 1 : Carta psicrométrica.
- ANEXO 2 : Catálogo de equipo aire acondicionado especial 100% aire exterior marca: Addison.
- ANEXO 3 : Catálogo de equipo de aire acondicionado estándar marca: Rheem.
- ANEXO 4 : Catálogo del extractor de aire.
- ANEXO 5 : Catálogos de accesorios de conversión.
- ANEXO 6 : Catálogo de accesorios de instalación del circuitos de refrigeración.
- ANEXO 7 : Catálogo de accesorio adicional de protección.
- ANEXO 8 : Catálogos de accesorios del sistema de control y señalización.
- ANEXO 9 : Catálogos del sistema de distribución de aire.
- ANEXO 10 : Catálogos del sistema de filtrado de aire.
- ANEXO 11 : Instalación.
- ANEXO 12 : Puesta en marcha y calibración.
- ANEXO 13 : Protocolo de pruebas.
- ANEXO 14 : Mantenimiento.
- ANEXO 15 : Impacto ambiental.



**CARTA N°/83 -DMEYE-OMySG-HNGAI-ESSALUD-03**

Lima, 24 de Setiembre del 2003

Señores,  
**IREDI INTERNATIONAL S.R.L.**  
**León Velarde N°880 – Lince**  
**Teléfono: 470-5021**  
**Fax: 472-1210**

Atención: **ING. JAVIER HUAMAN HERRERA**  
**Gerente General**

Asunto: **EVALUACION Y ESTUDIO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO  
DE AIRE DE SALA DE OPERACIONES DEL HNGAI**

De mi consideración:

Por medio del presente me es grato saludarlo y a su vez solicitarle se sirva realizar la evaluación y estudio del sistema de acondicionamiento de aire de las Salas de Operaciones y de Emergencia ubicadas en el 5to Piso del Pabellón de Hospitalización "A" del Hospital Nacional Guillermo Almenara I., los mismos que deberán cumplir con todas las normas de acondicionamiento para tales ambientes.

Además, estos equipos deberán cumplir con los requerimientos técnicos para ambientes totalmente asépticos (100 % aire exterior), y ser lo más económicos debido a las limitaciones presupuestales en la que se encuentra este centro asistencial.

Sin otro particular me despido de Usted.

Atentamente

C.C. Archivo

**IREDI INTERNATIONAL S.R.L.**

Of. Principal  
Email  
Filial

León Velarde # 880 Lince - LIMA Telf.: 470-5021 - 472-1201  
iredilima@terra.com.pe - Fax : 472-1210  
Calle Moore # 240 - IQUITOS Telefax : (094) 233815



Carta N° 322-03

Lima, 29 de Setiembre del 2003

Sr:  
**JOSE LUIS ROJAS CARBONERO**

Presente. -

Referencia : Carta N° 189 – DMYE-OM y SG- HNGAI-ESSALUD-03  
Asunto : Atender lo requerido por el Hospital Nacional Guillermo Almenara I.

De nuestra consideración:

Por medio del presente comunico a Ud. que se encargue de realizar la evaluación y estudio del sistema de aire acondicionado de las Salas de Operaciones y de Emergencia del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen , solicitado por esta entidad con carta de la referencia, la cual adjunto al presente. Coordinar en el mencionado Hospital con el Jefe de Mantenimiento de Estructuras y Electromecánico: Ing. Saúl Jaramillo.

Alcanzar los resultados de la evaluación y estudio a fin de realizar la cotización del equipamiento respectivo.

Sin otro en particular me despido de Ud.

Atentamente

IREDI INTERNATIONAL S.R.L.

  
ING. JAVIER HUAMAN HERRERA  
GERENTE

**CARTÁ PSICROMÉTRICA ASHRAE No. 1**



TEMPERATURA NORMAL PRESION BAROMÉTRICA 29.921 BULBO MERCURIO  
IMPRESA EN 1963

SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS EN CALEFACCION,  
REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

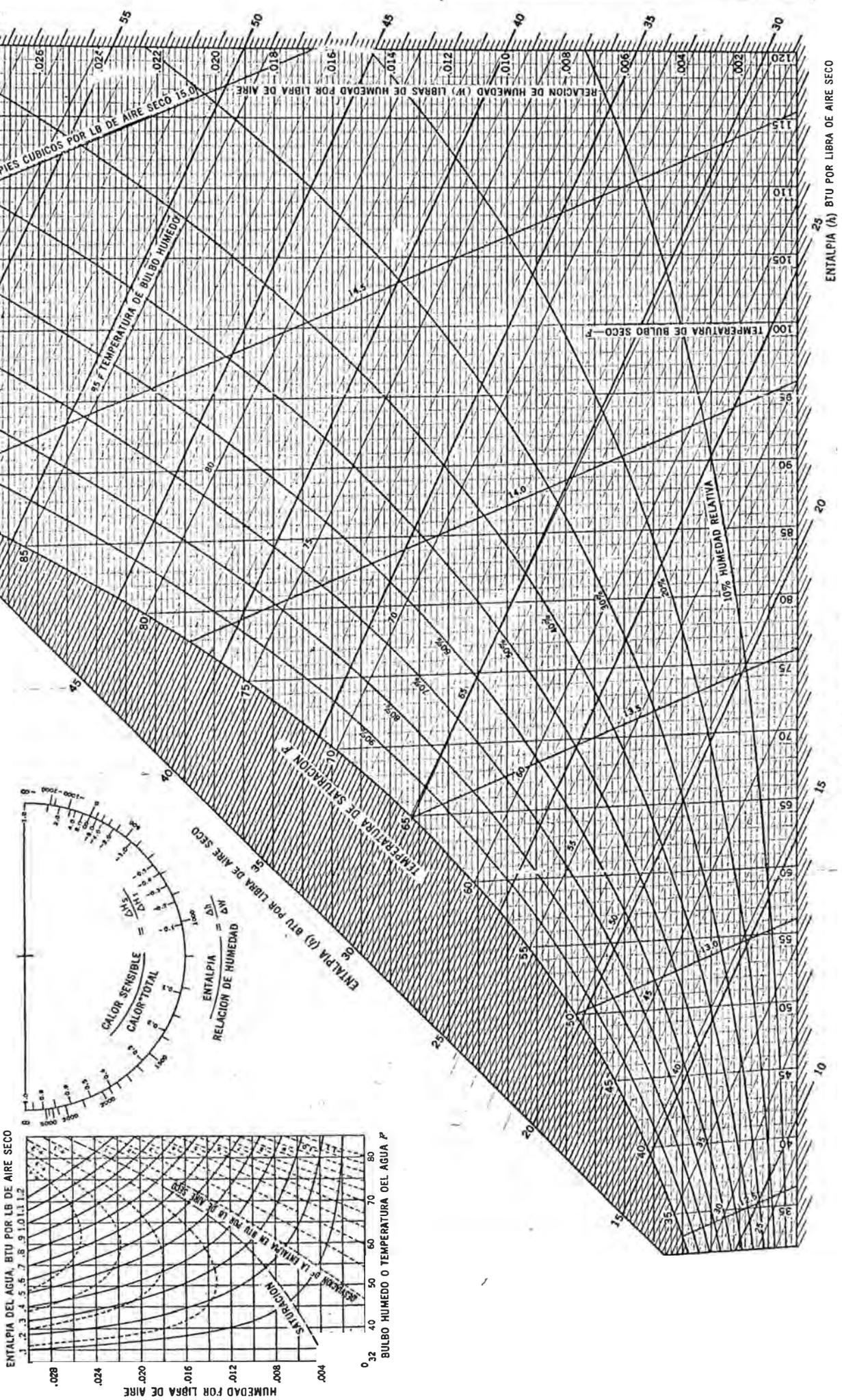


Fig. A.2 Carta psicrométrica.

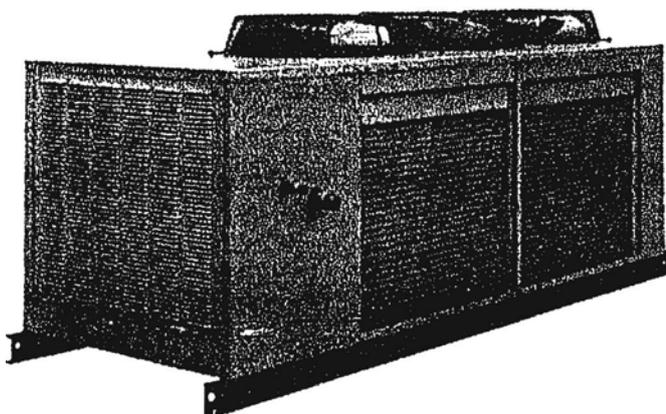
RCA 1002



100% OUTSIDE AIR- MAKEUP AIR UNITS

# RCA SERIES 4-30 TONS

Flexible High Efficiency Condensing Units



## Application

These split systems models are designed to cool and dehumidify 100% outside air for those applications requiring makeup air-cooling. As outdoor air can be hot and humid, the airflow must be reduced to less than half the CFM per ton of a conventional air conditioner. This reduced air flow assures good moisture removal and prevents condensate carry over as more than twice the condensate will be produced from the higher wet bulb temperatures. At lower outside temperatures, latent heat removal is assured as a single compressor with unloading feeds the single circuit, full face area evaporator coil. The RCA Series E air-cooled condensing unit can be installed on a slab or on post and rails. The condensing unit is field piped to the indoor VCA vertical or HCA horizontal Series air handler. The air handler is field ducted to supply 100% outside air.

### Standard Sizes

Cond. Unit Model	Air Handler Model	Rated CFM	Nominal MBH	EER *
RCA051	V/HCA051	700	49.4	10.7
RCA061	V/HCA071	800	61.6	10.3
RCA071	V/HCA071	900	69.5	10.1
	V/HCA081	1,100	73.2	10.1
RCA101	V/HCA081	1,200	93.8	9.5
	V/HCA101	1,500	101.4	10.1
RCA141	V/HCA141	2,000	127.6	9.9
RCA171	V/HCA201	2,500	173.9	12.2
RCA201	V/HCA201	3,000	201.9	11.0
RCA271	V/HCA271	4,000	271.9	9.3
RCA361	V/HCA361	5,000	339.8	9.9

\* @ 95° DB, 80°F WB Air Entering Evaporator and Condenser.

## Standard Design Features

**Heavy Duty Cabinet.** All models are constructed of G-90 galvanized steel. Bases are minimum 16 gauge, corner posts minimum 18 gauge, access panels are minimum 20 gauge and top pans are 18 gauge minimum. The cabinet is mounted on two steel rails to facilitate rigging and installation. The design of the cabinet allows access to the compressor and electrical panel without impairing the unit operation on the RCA 101 and larger models.

**Paint Finish.** Constructed of hot dipped galvanized G-90 steel that is chemically treated with zinc phosphate, coated with 0.2 to 0.3 MIL polyurethane primer then finished with .07 to .08 MIL polyester top coat, these attractive units are suitable for a variety of applications. Finish meets or exceeds 1,000 hour Salt Spray Test per ASTM B117 97.

**Non-rust Sound Attenuating Base Pan.** Unit base pans are fabricated from 16 gauge G-90 galvanized steel which is coated with a mastic compound to a uniform 1/4" wet depth, air dried, that cures into a solid protective layer to eliminate corrosive oxidation.

**Non-Corroding Hardware.** Exterior nuts, bolts and washers are stainless steel. Exterior screws are either stainless steel or carbon steel coated with Magnigard Silver 17, an epoxy finish containing aluminum flake pigment that meets or exceeds 10,000 hour Salt Spray Test per ASTM B117 97.

RCA 1002

## Standard Design Features Continued

**Condenser Discharge Air.** All discharge air is directed up which eliminates the effects of wind direction and minimizes airflow sound projection.

**Condenser Air Fan and Motor.** The direct-driven 1075rpm PSC fan motors are fitted with permanently lubricated/sealed ball bearings protected with shaft mount rain shields. Propeller fans are constructed with plated steel spider and formed aluminum blades securely riveted together. Fans are electronically balanced to provide efficient operation.

**Coated Fan Guards.** Fan guards are vinyl coated for long life.

**Copper Tube Coils.** The condenser coils are aluminum plate-finned formed on multiple rows of seamless copper tubing arranged in a staggered tube configuration. The tubes are mechanically expanded firmly bonding the tube to the shoulder of each fin.

**Refrigeration Circuit.** Included in the refrigerant circuit is condenser fan cycling head pressure control, accumulator, filter-drier, high pressure safety control (manual-reset), low pressure safety control/loss of charge protector (auto-reset), hot gas bypass valve with solenoid and dual gauge connections for high and low pressure readings. A 24 volt pump down solenoid valve is shipped loose with the condensing unit and is to be field installed in the liquid line as close to the air handler as possible. If optional reheat coil is used, the valve will be factory installed in the air handler. **Note:** the refrigerant circuit is charged with dry nitrogen that can be vented to the atmosphere.

**Compressor.** High efficiency scroll compressors have been selected for their refrigeration reliability in these units. All compressors have crankcase heaters and the motors are equipped with internal overheat-overload protection.

**Electric Controls.** Internally wired controls include the compressor anti-short cycle timer, fan contactor and compressor motor contactor/starter and a 24 volt transformer mounted in the sheet metal control panel. The 24 volt control circuit includes a low voltage terminal board.

**Adjustable Ambient Thermostat.** A remote field supplied and installed system switch is required to start-stop the air handler blower motor. The compressor adjustable ambient lock-out thermostat controls the cooling operation at a nominal setting between 55°F and 70°F. Operation of the compressor is thus limited to outside air temperatures above the setpoint. Evaporator blower motor runs continuously as signaled by the user defined operating schedule. The compressor starts when the outside air temperature is above the adjustable

setpoint. In the cooling mode the leaving air temperature will be maintained by hot gas bypass and/or unloading the compressor. This is accomplished through suction-pressure sensing, thus tracking the outside air variations. In the heating mode the heating device will be enabled when the outside air is below the set point of the adjustable ambient thermostat.

## Options

(Refer to Addison's Options & Accessories Book for detailed descriptions)

### Specialty Coils:

Copper tube, copper fin DX evaporator coil.

### Coil Coatings:

Thermoguard®

Baked phenolic.

### Corrosion Protection Options:

Mill & Chemical Service.

Seacoast Construction.

Seacoast Plus.

### Refrigerant Circuit Components & Controls:

Adjustable high and low pressure switches.

Heat recovery desuperheater water heater (lead compressor).

Sightglass/moisture indicator.

Liquid line check and relief valves.

Hot gas reheat configuration with VARISPEED™ heat pressure control.

Reheat Plus™ configuration with VARISPEED™ heat pressure control.

### Electrical Options:

115 volt GFCI convenience outlet.

Non-fused disconnect NEMA3R enclosure.

Phase/voltage monitor.

### Cabinet:

Vinyl coated wire coil guards.

Louvered hail guards.

RCA 1002

## Engineered Guide & Specifications

### General.

Furnish and install Addison Model RCA Series E air cooled reciprocating condensing unit per plans and specifications. Capacity and Energy Efficiency shall not be less than scheduled. Unit shall be provided with factory installed options listed below. A matching VCA or HCA Series E Air Handler shall be provided.

### Approvals.

Unit shall be design certified to conform to appropriate UL Standards by Applied Research Laboratories or other nationally recognized testing laboratory.

### Cabinet.

Cabinet shall be constructed of G-90 galvanized steel with minimum gauge thickness of: Bases - 16 gauge; Corner Posts and Tops - 18 gauge; Access Panels - 20 gauge. The cabinet shall be mounted on two steel rails to facilitate installation.

### Non Rust Base.

Unit base pan shall be coated with a mastic compound to a uniform ¼" wet depth and air dried to prevent rain or condensate from contacting steel on the bottom of the base pan.

### Paint Finish.

Constructed of hot dipped galvanized G90 steel that is chemically treated with zinc phosphate, coated with 0.2 to 0.3 MIL polyurethane primer then finished with .07 to .08 MIL polyester top coat. Finish shall meet or exceeds 1,000 hour Salt Spray Test per ASTM B117 97.

### Non-Corroding Hardware.

All exterior nuts, bolts and washers shall be stainless steel type 304. Exterior screws shall be either stainless steel type 304 or carbon steel coated with Magnigard Silver 17, an epoxy finish containing aluminum flake pigment that meets or exceeds 10,000 hour Salt Spray Test per ASTM B117 97.

### Assembly and Test.

The unit shall be completely factory assembled, prewired and thoroughly leak and safety control tested prior to shipment. Compressors shall be charged with oil and circuits pressurized with a dry nitrogen holding charge.

### Refrigerant System.

The refrigerant systems shall include the compressor with crankcase heater, air-cooled condenser coil, filter-dryer, suction line accumulator, and refrigerant pressure service valves. The condenser coils are to be copper tube-aluminum plate fin. The scroll compressor is to be equipped with hot gas bypass for up to 50% capacity reduction. The refrigerant compressor shall be warranted by the manufacturer for 5 years from date of installation.

### Controls.

Internally wired electrical controls shall include the compressor motor contactors or starters with thermal protection (auto-reset) on all inductive loads. Refrigerant controls are to include a high pressure control (manual-reset) head pressure control (auto-reset), head pressure control, field adjustable refrigerant system lockout and compressor anti-short cycle timer.

### Air Side.

The direct drive condenser air fans designed for vertical air discharge shall be driven by inherently protected sealed ball bearing fan motors.



RCA SERIES AIR COOLED CONDENSING UNITS

SPECIFICATIONS Rated in Accordance with ARI Standard 210/240		RCA071E					
COOLING	Rated with Optional Air Handler Model	VCA/HCA071 at 900 CFM					
	Total BTUH	69,500					
	Sensible BTUH	34,600					
	EER	10.1					
	Rated with Optional Air Handler Model	VCA/HCA081 at 1,100 CFM					
	Total BTUH	73,200					
	Sensible BTUH	37,700					
	EER	10.1					
	ELECTRICAL	SERVICE	Voltage-Phase-Hz	208/230-1-60	208/230-3-60	460-3-60	380/415-3-50
		COMPRESSOR	Type (Qty) HP	Hermetic (1) 5			
RLA			30.8	19.3	8.7	8.7	
LRA			142.0	130.0	65.0	65.0	
IPLV			—				
Capacity Reduction (Standard)			100/50/0				
CONDENSER FAN MOTOR(S)		Horse Power — (Qty)	½ — (1)				
		FLA (ea)	3.5	3.5	1.8	2.2	
		Total CFM	3,900				
UNIT		RLA	34.3	22.8	10.5	10.9	
		Unit Minimum Circuit Ampacity	42	28	13	14	
		Max. Time Delay Fuse or HACR Breaker	70	45	20	20	
PHYSICAL DATA		CONDENSER COIL Alum. Fins on Copper Tubes	Face Area (sq.ft.)	7.7			
	Rows Deep — Fins per Inch		4 — 12				
	Suction Line OD		1 1/8				
	Liquid Line OD		3/8				
	Hot Gas Bypass		½				
	Optional Hot Gas Reheat to air handler		½				
	Optional Hot Gas Return from air handler		½				
	WEIGHTS	Unit (lbs)	310				
		Shipping Weight (lbs)	360				

Applied Research Laboratories, Inc



Listed

Form # 0527S-1278 Rev. A (0701)  
Supersedes Form #0527S-1278 (0900)

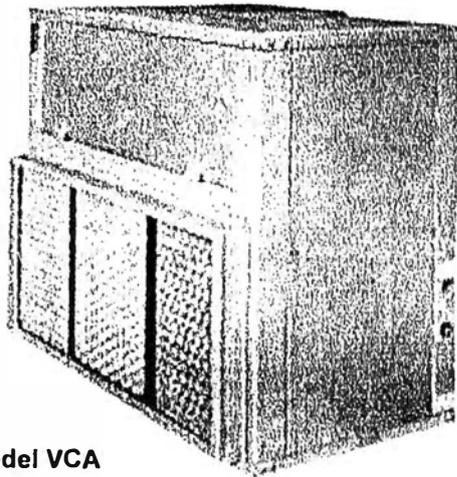
VCA/HCA 1102

# ADDISON

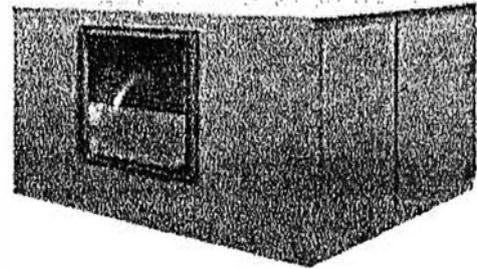
## 100% OUTSIDE AIR- MAKEUP SYSTEMS

# VCA/HCA SERIES 4-30 TONS

### Flexible High Efficient Air Handlers



Model VCA



Model HCA

## Application

The VCA and HCA air handlers have been engineered to provide the high latent capacities demanded by today's indoor air quality standards. Flexible vertical VCA and horizontal HCA units are designed to operate with RCA Series E air cooled condensing units. As outdoor air can be hot and humid, the airflow must be reduced to less than half the CFM per ton of a conventional air conditioner. This reduces airflow, assures good moisture removal and prevents condensate carry over as more than twice the condensate will be produced from the higher wet bulb temperatures. At lower outside air temperatures, latent heat removal is assured as a single compressor feeds the single circuit, full face area evaporator coil. The air handler unit is field piped to the RCA Series E condensing unit. The air handler is field ducted to circulate 100% outside air.

## Standard Design Features

### Standard Sizes - Matched Systems

Air Handler Model	Cond. Unit Model	Rated CFM	Nominal MBH*	Nominal Latent*
VHCA051	RCA051	700	49.4	24.1
VHCA071	RCA081	800	61.6	31.0
	RCA071	900	69.5	34.9
VHCA081	RCA071	1,100	73.2	35.5
	FJA101	1,200	93.8	47.6
VHCA101	RCA101	1,500	101.4	48.8
VHCA141	RCA141	2,000	127.6	60.1
VHCA201	RCA171	2,500	173.9	84.4
	RCA201	3,000	201.9	97.0
VHCA271	RCA271	4,000	271.9	132.2
VHCA361	RCA361	5,000	339.8	163.8

\* @ 95°F DB, 80°F WB Air Entering Evaporator and Condenser

**Heavy Duty Cabinet.** All models are constructed of G-90 galvanized steel. Bases, top pans and squaring posts are a minimum 18 gauge, access panels are minimum 20 gauge. The interior of the cabinet is thermally insulated with 1 inch thick fiberglass with an R value of 4.2.

**Coils.** The evaporator coil is aluminum plate-finned formed on multiple rows of seamless copper tubing arranged in a staggered tube configuration. The tubes are mechanically expanded firmly bonding the tube to the shoulder of each fin.

**Sloped Stainless Steel Condensate Drain Pan.** The condensate drain pan is sloped to comply with ASHRAE Standard 62-1089R and fabricated from stainless steel. The bottom is then insulated with 1" fiberglass insulation. The drain pan is furnished with single or dual MPT drain fittings positioned at the exterior of the cabinet.

VCA/HCA 1102

## Standard Design Features Continued

**Refrigerant Circuit.** The factory installed refrigerant piping includes the thermal expansion valve and hot gas bypass tee. The expansion valve has adjustable superheat and distributors to meter the refrigerant evenly to the evaporator refrigerant circuits. The pump down solenoid valve shipped with the condensing unit is to be field installed in the liquid line. **Note:** the refrigerant circuit is charged with dry nitrogen that can be vented to the atmosphere.

**Paint Finish.** Constructed of hot dipped galvanized G-90 steel that is chemically treated with zinc phosphate, coated with 0.2 to 0.3 MIL polyurethane primer then finished with .07 to .08 MIL polyester top coat, these attractive units are suitable for a variety of applications. Finish meets or exceeds 1,000 hour Salt Spray Test per ASTM B117 97.

**Blower and Motor.** A forward curved, statically and dynamically balanced DWDI centrifugal blower is used for the indoor air. Blower wheels are fabricated of galvanized or galvalume steel. Blower housings are fabricated of galvanized or epoxy coated steel. The blower wheel is mounted on a solid steel shaft supported by sealed ball bearings. The shaft is driven by adjustable belt drive sheaves connected to a 1725 rpm motor with sealed ball bearings. The sealed bearings on both the blower shaft and motor do not require lubrication. Motors through 3 horsepower are internally protected (auto reset) and motors through 5 horsepower and larger are externally protected (manual reset).

**Filters.** One inch, cleanable, metal mesh filters are included at the air inlet. **Note:** deep pleat or other filter media that is subject to moisture damage is not recommended.

**Required Option – Control Kit.** Shipped loose for field mounting next to the air handler; the control kit includes blower motor contactor (or starter with overload heaters).

## Options and Accessories

(Refer to Addison's Options & Accessories Book for detailed descriptions)

### Specialty Coils:

- Copper tube, copper fin DX evaporator coil.
- 1 row copper tube, aluminum fin steam coil.
- 1 row copper tube, copper fin steam coil.
- 1 row copper tube, aluminum fin hot water coil.
- 1 row copper tube, copper fin hot water coil.
- 2 row copper tube, aluminum fin hot water coil.
- 2 row copper tube, copper fin hot water coil.

### Coil Coatings:

- Thermoguard®
- Baked phenolic.

### Corrosive Protection Options:

- Severe indoor atmosphere protection.
- Corrosive indoor atmosphere protection.

### Evaporator Motors:

- ODP blower motor, nominal efficiency.
- ODP high efficiency blower motor.
- Totally enclosed blower motor, nominal efficiency.
- Totally enclosed high efficiency blower motor

### Cabinet:

- Foil faced fiberglass insulation.
- Closed cell foam insulation.
- Closed cell polyolefin insulation.
- Closed cell foam insulation with aluminum inner walls.
- Steel pillow block bearings.
- Quick release handles on service panels.

### Electrical Options:

- Clogged filter indicator.
- Differential air pressure switch,
- Exhaust fan interlock relay,
- Phase/voltage monitor,

### Refrigerant Circuit Components & Controls:

- Hot gas reheat.
- Reheat Plus™.
- Liquid subcooling coil.

### Filters.

- 2" aluminum metal mesh.

VCA/HCA 1102

## Engineered Guide & Specifications

### General

Furnish and install Addison Model VCA Series E (vertical) or Model HCA Series E (horizontal) dedicated 100% outside/air - air handlers per plans and specifications. Capacity and Energy Efficiency shall not be less than scheduled. Unit shall be provided with factory installed options listed below. A matching RCA Series E Condensing unit shall be provided.

### Approvals

Unit shall be design certified to conform to appropriate UL Standards by Applied Research Laboratories or other nationally recognized testing laboratory.

### Cabinet

Cabinet shall be constructed of G-90 galvanized steel with minimum gauge thickness of: Bases; Corner Posts and Tops - 18 gauge; Access Panels - 20 gauge. The interior of the cabinet is to thermally insulated with 1 inch thick fiberglass with an R value of 4.2.

### Paint Finish

Constructed of hot dipped galvanized G90 steel that is chemically treated with zinc phosphate, coated with 0.2 to 0.3 MIL polyurethane primer then finished with .07 to .08 MIL polyester top coat. Finish shall meet or exceeds 1,000 hour Salt Spray Test per ASTM B117 97.

### Assembly and Test

The unit shall be completely factory assembled, prewired and thoroughly leak and safety control tested prior to shipment.

### Control Kit

For field mounting and wiring. To include the blower motor contactor or starter.

### Coil

The high latent heat evaporator coil shall have aluminum plate-fins formed on multiple rows of seamless copper tubing. Thermal expansion valve and hot gas bypass tee shall be factory piped. The expansion valve shall have adjustable superheat. The pump down solenoid valve is to be field installed as close to the expansion valve as possible. The outside air face velocity cannot exceed 320 feet per minute through the evaporator coil.

### Sloped Stainless Steel Condensate Drain Pan.

The condensate drain pan shall be sloped to comply with ASHRAE Standard 62-1089R and fabricated from stainless steel. The bottom shall then be insulated with 1" fiberglass insulation. The drain pan shall be furnished with single or dual MPT drain fittings positioned at the exterior of the cabinet.

### Blower and Motor

Blower wheels shall be fabricated of galvanized or galvalume. Blower housings shall be fabricated of galvanized or epoxy coated steel. The blower wheel shall be mounted on a solid steel shaft supported by sealed ball bearings. The shaft shall be driven by adjustable belt drive sheaves connected to a 1725rpm motor with sealed ball bearings.

### Filters

Filters shall be 1 inch or 2 inch aluminum metal mesh.

### Control Kit

For field mounting and wiring to include the blower motor contactor or starter.

### Model Codes

Models are selected by model number code from the table on the following page. After determining the capacity and electrical requirements, select the unit size and power supply. These two codes describe the basic standard unit and are required for each model selection. Next in the model number is the series designation. From time to time, the factory will change the series as major design improvements are introduced. Next, select the codes for any optional features. **If no options are desired, insert a "0" in each optional code field.**

**NOTE:** This model number code does not use the letters "I" or "O". "X" is used only for factory approved special configurations – consult factory.

VCA/HCA 071 1102



VCA/HCA AIR HANDLER

SPECIFICATIONS						Model 071				
	Applied with	EER	COP	CFM	Cooling Sensible BTUH	Cooling Total BTUH		Cooling Latent BTUH		
	RCA061E	10.3	—	800	30,600	61,600		31,000		
	RCA071E	10.1	—	900	34,600	69,500		34,900		
	—	—	—	—	—	—		—		
ELECTRICAL DATA	SERVICE		Voltage-Phase-Hz			208/230-1-60	208/230-3-60	460-3-60	380/415-3-50	
	1/2 HP MOTOR			FLA		4.4	2.0	1.0	1.5	
				Unit Minimum Circuit Ampacity		6	3	2	2	
				Max. Time Delay Fuse or HACR Breaker		15	15	15	15	
	—			FLA		—	—	—	—	
				Unit Minimum Circuit Ampacity		—	—	—	—	
				Max. Time Delay Fuse or HACR Breaker		—	—	—	—	
	—			FLA		—	—	—	—	
				Unit Minimum Circuit Ampacity		—	—	—	—	
				Max. Time Delay Fuse or HACR Breaker		—	—	—	—	
	MECHANICAL DATA	EVAPORATOR BLOWER		DWDI, Dia." x Width" (Qty.)			10 x 4 (1)			
		DX Coil	Face Area – Sq. Ft.			4.5				
Rows Deep — Fins per Inch			4 — 12							
Hot Gas Reheat Coil		Face Area – Sq. Ft.			4.53					
		Rows Deep — Fins per Inch			1/10					
Liquid Sub Cooling Coil		Face Area – Sq. Ft.			4.53					
		Rows Deep — Fins per Inch			1/10					
Hydronic Heat Coil		Face Area – Sq. Ft.			4.5					
		Rows Deep — Fins per Inch			1/10					
Steam Coil		Face Area – Sq. Ft.			4.5					
		Rows Deep — Fins per Inch			1/8					
Refrigerant Connections		Suction Line (Number) Size			(1) 1 1/8"					
		Liquid Line (Number) Size			(1) 3/8					
Condensate Drain		(Number) Size" MPT			(1) 1/2"					
Filters		(Number) Size			(2) 16 x 22 x 1					
WEIGHTS		Unit (lbs)			210					
		Shipping Weight (lbs)			240					

Blower Performance

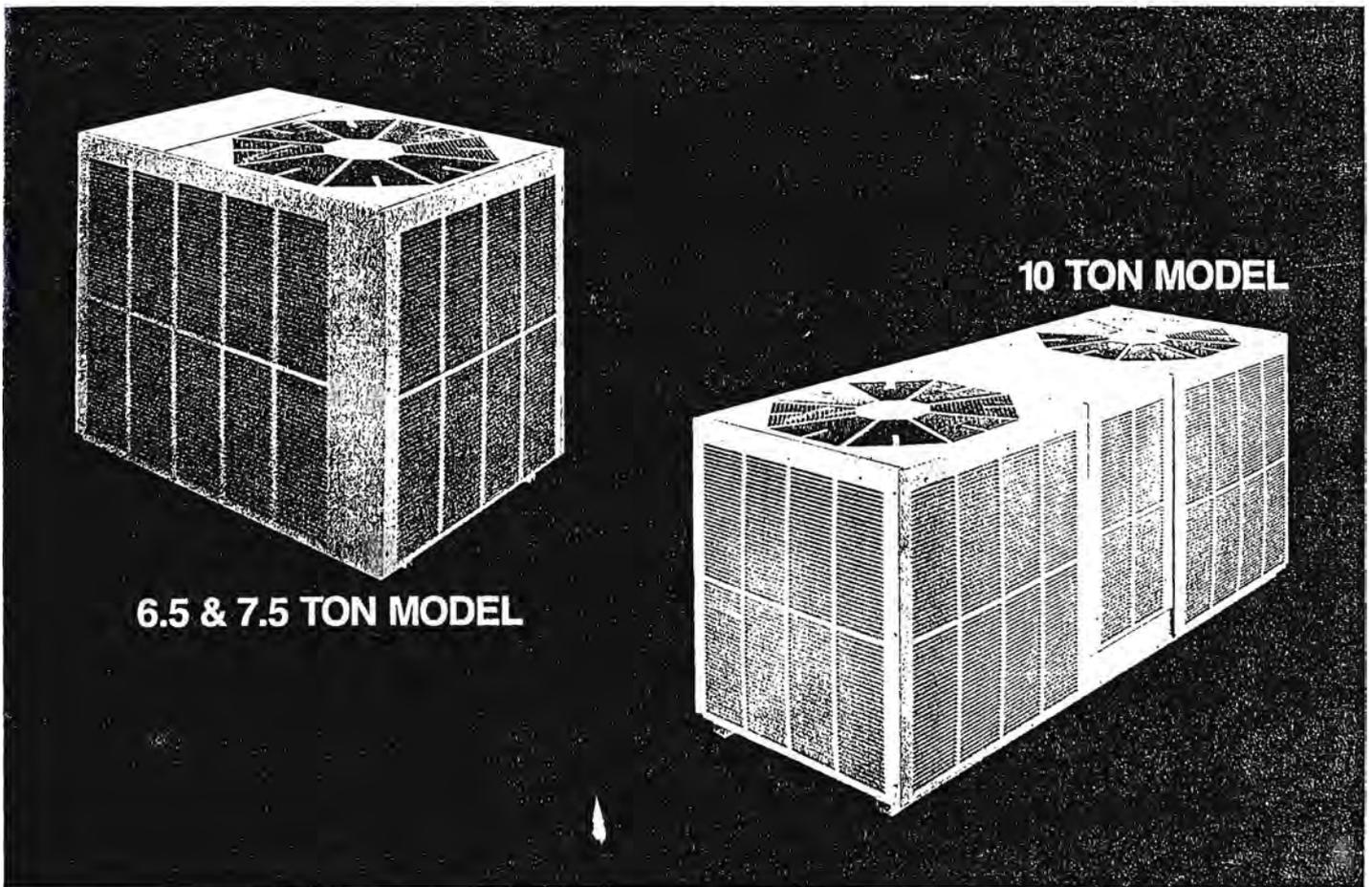
External Static Pressure - Inches H <sub>2</sub> O															
		0.4		0.6		0.8		1.0		1.2		1.4		1.6	
CFM	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	
500	720	0.2	840	0.2	960	0.2	1,060	0.2	1,160	0.2	1,260	0.3	1,340	0.3	
600	750	0.2	860	0.2	980	0.2	1,080	0.2	1,170	0.3	1,270	0.3	1,350	0.3	
700	800	0.2	890	0.2	1,000	0.2	1,090	0.3	1,190	0.3	1,280	0.4	1,360	0.4	
800	840	0.2	930	0.2	1,040	0.3	1,110	0.3	1,210	0.4	1,290	0.4	1,370	0.5	
900	890	0.3	970	0.3	1,070	0.3	1,150	0.4	1,230	0.5	1,300	0.5	1,380	0.5	

- Notes: 1. For units with electric heat, add 0.20 inches External Static Pressure prior to making R.P.M and B.H.P. selection.  
 2. For units with discharge plenum, add 0.02 inches to External Static Pressure prior to making R.P.M and B.H.P selection.  
 2. Tables can be interpolated but not extrapolated.

Applied Research Laboratories, Inc



**Commercial  
High-Efficiency  
Condensing Units**



6.5, 7.5 & 10 NOMINAL TON UNITS  
RAWC- SERIES

## CONDENSING UNIT ACCESSORIES

ACCESSORY DESCRIPTION	MODEL NUMBER	SIZES USED ON
Unit Lift Kit	RXAH-A01	100, 101
Anti-Short Cycle Timer Kit	RXAT-A01	065, 075, 100, 101
Sight Glass	RXAG-A048	065, 075, 100, 101
Liquid Line Solenoid Valve	RXAV-BD048	065, 075, 100, 101

## STANDARD UNIT FEATURES

**CABINET**—Galvanized steel with powder coat paint finish. The unit is of the frame and panel type of construction which allows all access panels to be opened or removed without affecting the structural strength of the unit. Stamped louvered panels offer 100% protection for the condenser coil.

**SERVICE ACCESS**—Control box with separation between line and control voltages, as well as compressor and other refrigerant controls are accessible through removable panel without affecting normal operation of unit.

Condenser fan motor(s) are mounted on removable top panel(s) which bring the motor(s) out to you and expose entire condenser coil for cleaning.

**COMPRESSOR**—Hermetically sealed with internal high temperature protection, and durable insulation on motor windings. The entire compressor is mounted on rubber grommets to reduce vibration and noise.

**CONDENSER COILS**—Constructed with copper tubes and aluminum fins mechanically bonded to tubes for maximum heat transfer capabilities. All coil assemblies are leak tested up to 450 PSIG internal pressure.

**REFRIGERANT CONNECTIONS**—All field sweat joints are made external of the unit and are located close to the ground for a neat looking installation.

**LOW AMBIENT CONTROL**—A pressure sensitive fan cycling control allows operation of units down to 0°F.

**HIGH PRESSURE CONTROL**—Manual reset control deactivates system if abnormally high pressure occurs.

**LOW PRESSURE CONTROL**—Automatic reset control deactivates system if abnormally low pressure or refrigerant loss occurs.

**SERVICE VALVE**—Standard on liquid line.

**CONDENSER FAN MOTORS**—Direct drive, single-phase permanently lubricated "PSC" motors with inherent overload protection.

**TRANSFORMER**—Step-down type, from Line to 24 volts.

**CONTACTOR**—The contactor is an electrical switch which operates the compressor and condenser fans. Its 24 volt coil is activated through the High Pressure Control and Low Pressure Control on a call for cooling.

**EQUIPMENT GROUND**—Lug for field connection of ground wire.

**TESTING**—All units are run tested at the factory prior to shipment. Units are shipped with a holding charge of nitrogen.

**PHYSICAL DATA TABLE (RAWC-)**

Condensing Unit	065	075	100	101
Operating Weight (lbs.)	275	320	424	510
Shipping Weight (lbs.)	298	343	514	600
<b>COMPRESSOR:</b>				
Quantity	1	1	1	1
Type	Full Hermetic			
RPM	3500			
<b>CONDENSER FANS:</b>				
Quantity	1	1	2	2
CFM	3800	3800	7440	7440
Diameter (inches)	24	24	24	24
Drive	Direct			
Motor Horsepower (ea.)	1/3	1/3	1/3	1/3
Type	PSC	PSC	PSC	PSC
RPM	1075	1075	1075	1075
<b>CONDENSER COIL:</b>				
Quantity	1	1	2	2
Rows	1 1/2	2	1	1 1/2
Fins per Inch	20	20	20	20
Square Feet	20.7	20.7	42.6	41.4
Fins/Tubes	Aluminum/Copper			
Tube Size, O.D. (inches)	3/8	3/8	3/8	3/8
<b>REFRIGERANT CONN.:</b>				
Suction, O.D. (in.) Sweat	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8
Liquid, O.D. (in.) Sweat	1/2	1/2	5/8	5/8
<b>CABINET:</b>				
Finish	Powder Coat			
Sheet Metal	Galvanized			
Gauge (nominal)				
Top	20	20	20	20
Sides	20	20	20	20
Base Rails	22	22	14	14
<b>PACKAGE DIMENSIONS:</b>				
Height	37	37	38	38
Width	32 1/2	32 1/2	35 1/4	35 1/4
Length	45 3/4	45 3/4	84 1/2	84 1/2

**A.R.I. RATINGS**

CONDENSING UNIT WITH AIR HANDLER*					
80° F.D.B./67° F.W.B. INDOOR—95° F.D.B. OUTDOOR					
CONDENSING UNIT	AIR HANDLER/COOLING COIL	NET BTUH	EVAP. CFM	SOUND RATING BELS <sup>①</sup>	EER
RAWC-065	RHGE-075HK	76,000	2,600	8.6	10.0
RAWC-065	RHGE-075ZK	77,000	2,600	8.6	10.3
RAWC-065	RCJC-B075S	76,000	2,600	8.6	9.8
RAWC-065	RCCU-A5090S	72,000	2,600	8.6	9.4
RAWC-075	RHGE-075HK	89,000	3,000	8.6	9.4
RAWC-075	RHGE-075ZK	90,000	3,000	8.6	9.5
RAWC-075	RCJC-B075S	90,000	3,000	8.6	9.3
RAWC-075	RCCU-A5012S	90,000	3,200	8.6	9.1
RAWC-075	RCJC-B100S	95,000	3,200	8.6	9.6
RAWC-075	RHGE-100HK	94,000	3,200	8.6	9.5
RAWC-075	RHGE-100ZK	95,000	3,200	8.6	9.7
RAWC-100	RHGE-100HK	124,000	3,800	8.6	8.9
RAWC-100	RHGE-100ZK	125,000	3,800	8.6	9.1
RAWC-100	RCJC-B100S	125,000	3,800	8.6	9.1
RAWC-100	RCCU-A5012S	120,000	3,800	8.6	8.9
RAWC-101	RHGE-100HK	114,000	4,000	8.8	8.9
RAWC-101	RHGE-100ZK	115,000	4,000	8.8	9.0
RAWC-101	RCJC-B100S	115,000	4,000	8.8	9.0
RAWC-101	RCCU-A5012S	112,000	4,000	8.8	8.9

Performance rated in accordance with ARI Standard 210. Deduct 1000 BTUH from net cooling capacity at 208 volts.

① Sound Ratings in accordance with ARI Standard 270.

\*Data shown is for 3 phase air handlers, with standard "K" drive. Ratings may vary when operating @ 208 volt, or if single phase motors are utilized on 7 1/2 & 10 ton air handlers.

**ELECTRICAL DATA TABLE**

MODEL NO. RAWC-	065			075			100		
<b>COMPRESSOR MOTOR:</b> Electrical Characteristics	208/230-3-60	460-3-60	575-3-60	208/230-3-60	460-3-60	575-3-60	208/230-3-60	460-3-60	575-3-60
<b>OPERATING CURRENT:</b> Rated Load Amps*	19.0	9.5	7.6	24.8	12.4	10.2	34.5	17.3	15.2
Locked Rotor Amps*	142.0	72.0	58.0	185	89	79	239.0	120.0	111.0
<b>CONDENSER FAN MOTORS:</b> Volts & Phase	208/230-1	460-1	575-1	208/230-1	460-1	575-1	208/230-1	460-1	575-1
Full Load Amps (each)	2.2	1.3	.94	2.2	1.3	.94	2.2	1.3	.94
<b>SYSTEM CHARACTERISTICS:</b> Unit FLA*	21.2	10.8	8.5	27.0	13.7	11.1	38.9	19.9	17.1
Minimum Circuit Ampacity*	28.0	12.0	10.0	33.2	16.8	14.0	48.0	24.0	20.0
Max. Fuse Size or HACR Circuit Breaker Ampacity*	45	15	15	50	25	20	80	40	30
Wire Size 50'/100'	10/8	14/12	14/12	8/6	12/10	14/12	6/4	10/8	12/10
Disconnect Size	60	30	30	60	30	30	100	60	30

NOTE: N.E.C., C.E.C. and local codes take precedence over suggested wire and fuse sizes.

\*Values shown are the most severe and may vary slightly depending on compressor model supplied.

**COOLING PERFORMANCE DATA**

CONDENSING UNIT RAWC-065 WITH COOLING COIL RCJC-075/AIR HANDLER RHGE-075 @ 2600 CFM										
COND INLET AIR DB °F	EVAP INLET AIR WB °F	TOTAL CAPAC MBH	PWR INPUT KW	EVAP LVG AIR WB °F	EVAPORATOR ENTERING AIR DB—°F					
					70	75	80	85	90	95
					SENSIBLE CAPACITY					
					MBH	MBH	MBH	MBH	MBH	MBH
75	59	76.6	5.5	47.8	57.4	70.2	76.6	76.6	76.6	76.6
	63	82.5	5.6	51.9	47.4	60.1	72.9	82.5	82.5	82.5
	67	88.3	5.8	56.1	38.3	51.1	63.8	76.5	88.3	88.3
	71	94.2	6.0	60.4	0.0	40.1	52.8	65.5	78.3	91.0
	75	100.1	6.1	64.8	0.0	30.0	42.8	55.5	68.3	81.0
85	59	70.6	5.9	48.7	56.1	68.8	70.6	70.6	70.6	70.6
	63	76.5	6.1	52.8	46.1	58.8	71.5	76.5	76.5	76.5
	67	82.3	6.3	56.9	37.0	49.7	62.5	75.2	82.3	82.3
	71	88.3	6.5	61.1	0.0	38.7	51.5	64.2	76.9	88.3
	75	94.2	6.6	65.4	0.0	28.7	41.4	54.2	66.9	79.6
95	59	67.5	6.4	49.2	54.6	67.4	67.5	67.5	67.5	67.5
	63	73.4	6.6	53.2	44.6	57.3	70.1	73.4	73.4	73.4
	67	79.2	6.8	57.3	35.5	48.3	61.0	73.7	79.2	79.2
	71	85.1	6.9	61.5	0.0	37.3	50.0	62.7	75.5	85.1
	75	91.0	7.1	65.8	0.0	27.2	40.0	52.7	65.4	78.2
105	59	63.8	6.9	49.8	52.7	63.8	63.8	63.8	63.8	63.8
	63	69.7	7.1	53.8	42.7	55.4	68.2	69.7	69.7	69.7
	67	75.5	7.3	57.8	33.6	46.3	59.1	71.8	75.5	75.5
	71	81.5	7.4	62.0	0.0	35.4	48.1	60.8	73.6	81.5
	75	87.4	7.6	66.2	0.0	25.3	38.1	50.8	63.5	76.3
115	59	56.5	7.4	50.9	45.3	56.5	56.5	56.5	56.5	56.5
	63	62.3	7.5	54.8	36.9	49.6	62.3	62.3	62.3	62.3
	67	68.2	7.7	58.8	30.9	43.7	56.4	68.2	68.2	68.2
	71	74.1	7.9	62.9	0.0	32.7	45.4	58.2	70.9	74.1
	75	80.0	8.0	67.0	0.0	24.2	37.0	49.7	62.4	75.2
CONDENSING UNIT RAWC-065 WITH COOLING COIL RCCU-A5090S @ 2600 CFM										
75	59	73.1	5.5	48.3	56.6	70.0	73.1	73.1	73.1	73.1
	63	78.7	5.6	52.4	47.3	60.8	74.2	78.7	78.7	78.7
	67	84.0	5.8	56.7	38.1	51.5	65.0	78.4	84.0	84.0
	71	89.8	5.9	60.9	0.0	42.2	55.7	69.1	82.5	89.8
	75	95.4	6.1	65.3	0.0	33.0	46.4	59.8	73.2	86.7
85	59	68.8	5.9	49.0	55.4	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8
	63	74.4	6.1	53.1	45.9	59.4	72.8	74.4	74.4	74.4
	67	79.7	6.2	57.3	36.4	49.8	63.2	76.7	79.7	79.7
	71	85.5	6.4	61.5	0.0	40.5	53.9	67.3	80.8	85.5
	75	91.1	6.5	65.8	0.0	31.1	44.5	57.9	71.3	84.8
95	59	64.3	6.3	49.7	52.0	64.3	64.3	64.3	64.3	64.3
	63	69.9	6.5	53.7	43.0	56.5	69.9	69.9	69.9	69.9
	67	75.2	6.6	57.9	34.4	47.9	61.3	74.7	75.2	75.2
	71	81.0	6.8	62.0	0.0	38.5	52.0	65.4	78.8	81.0
	75	86.6	7.0	66.3	0.0	29.6	43.0	56.4	69.9	83.3
105	59	60.1	6.8	50.4	46.7	60.1	60.1	60.1	60.1	60.1
	63	65.7	6.9	54.3	38.8	52.3	65.7	65.7	65.7	65.7
	67	71.0	7.1	58.4	32.5	46.0	59.4	71.0	71.0	71.0
	71	76.8	7.3	62.5	0.0	36.7	50.1	63.5	76.8	76.8
	75	82.4	7.4	66.7	0.0	28.9	42.3	55.7	69.1	82.4
115	59	56.7	7.2	50.9	42.2	55.6	56.7	56.7	56.7	56.7
	63	62.2	7.4	54.8	35.4	48.8	62.2	62.2	62.2	62.2
	67	67.6	7.5	58.9	31.0	44.5	57.9	67.6	67.6	67.6
	71	73.4	7.7	63.0	0.0	35.1	48.6	62.0	73.4	73.4
	75	78.9	7.9	67.1	0.0	28.3	41.7	55.2	68.6	78.9

- NOTES: 1. Total and sensible capacity is gross, with no deduction for indoor blower motor heat.  
 2. Power input is gross, which does not include indoor blower motor.  
 3. Interpolation is permissible. Do not extrapolate.

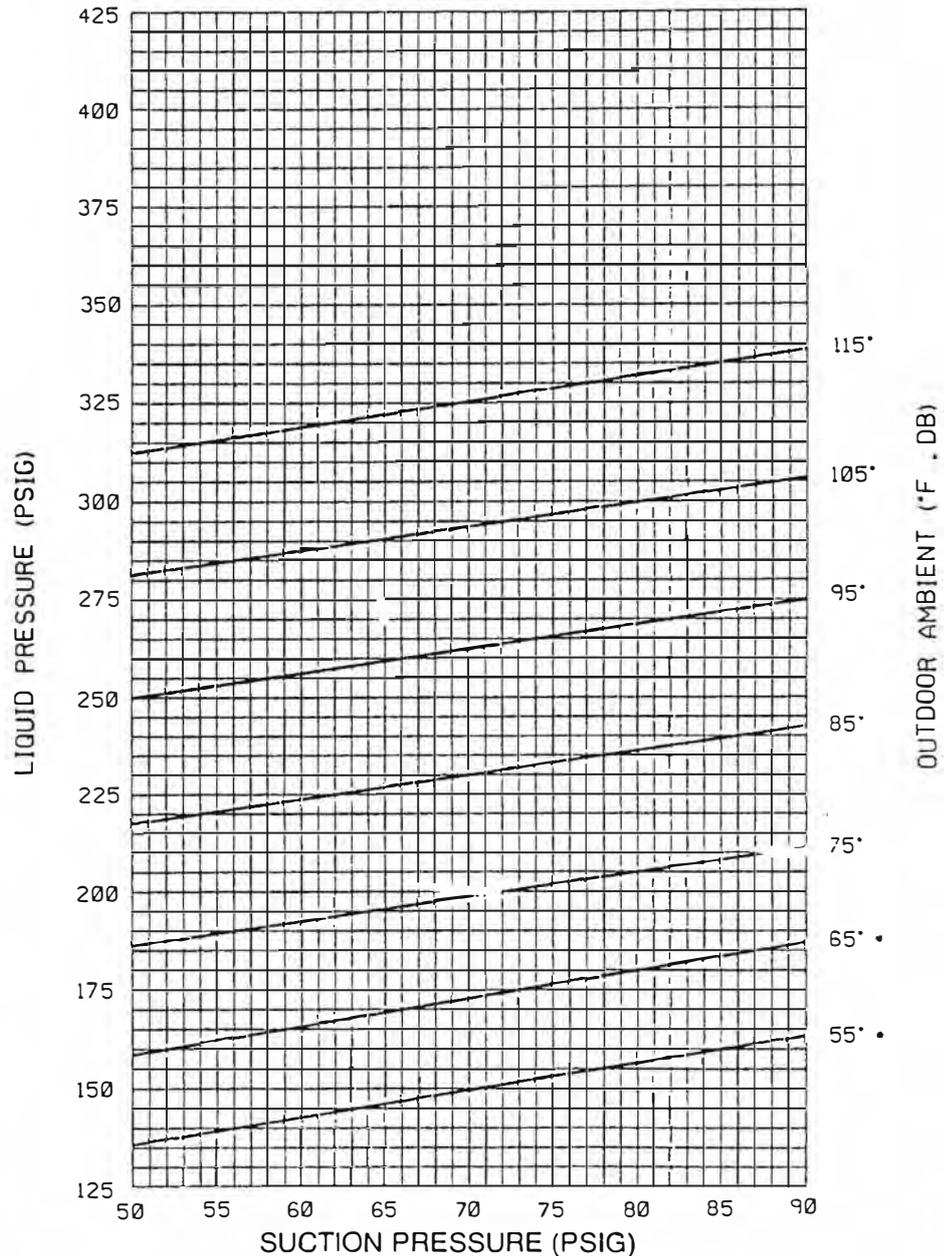
**AIRFLOW CORRECTION FACTORS**

RAWC-065 @ 2600 CFM									
CFM—ACTUAL	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400
TOTAL MBH	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08
SENSIBLE MBH	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16
POWER KW	0.98	0.98	0.99	0.99	1.00	1.01	1.01	1.02	1.02

- NOTES: 1. Multiply correction factor times gross performance data.  
 2. Resulting sensible capacity cannot exceed total capacity.

## SYSTEM CHARGE CHART – REFRIGERANT 22 6½ TON CONDENSER

- CAUTION:** 1. RETURN AIR TEMPERATURE MUST BE WITHIN COMFORT CONDITIONS BEFORE FINAL REFRIGERANT CHECK.
- INSTRUCTIONS:** 1. MEASURE PRESSURE AT COMPRESSOR SUCTION AND LIQUID VALVE.  
 2. MEASURE OUTDOOR AMBIENT TO UNIT.  
 3. PLACE (X) ON CHART WHERE SUCTION AND LIQUID INTERSECT.  
 4. IF (X) IS BELOW OUTDOOR AMBIENT LINE, ADD CHARGE AND REPEAT STEP 3.  
 5. IF (X) IS ABOVE OUTDOOR AMBIENT LINE, RECOVER EXCESS CHARGE AND REPEAT STEP 3.



\* CONDENSER FAN OPERATING, MAY REQUIRE JUMPERING OF HEAD PRESSURE CONTROL.  
 REFRIGERANT REQUIRED: 198 OZ. WITH 0 FT. OF SUCTION & LIQUID LINE.

## SEQUENCE OF OPERATION

1. When the room temperature is higher than the thermostat setting, the thermostat contacts close and energize the compressor contactor (CC) through the high pressure, low pressure and compressor module\*. If the unit has "short cycled" and the optional time delay (TDC) has been supplied, the contactor coil (CC) will remain de-energized for up to five (5) minutes.
  2. The system will continue cooling operation, as long as the contacts of all safety devices are closed and until the thermostat is satisfied.
  3. When the thermostat is satisfied compressor or contactor (CC) is de-energized.
- \*Module required on 7.5 & 10 ton 575 volt models only.

## GENERAL TERMS OF LIMITED WARRANTY\*

Rheem will furnish a replacement for any part of this product which fails in normal use and services within the applicable periods stated below, in accordance with the terms of the warranty.

Air Conditioner Motor Compressor . . . . . Five (05) Years  
 Any Other Part . . . . . One (01) Year  
 \* For Complete Details of the Limited Warranty, Including Applicable Terms and Conditions, See Your Local Installer or Contact the Factory for a Copy.

## GUIDE SPECIFICATIONS

Furnish and install as shown on the drawing Rheem Model \_\_\_\_\_ air cooled condensing unit suitable for outdoor application.

**COMPRESSOR**—Unit shall have (1) compressor. It is to be of the welded hermetic type with durable insulation on the motor windings. It shall be externally mounted on rubber grommets to reduce vibration transmission and noise to surrounding area. Maximum power input shall not be more than \_\_\_\_\_ on 6.5 nominal ton units, \_\_\_\_\_ on 7.5 nominal ton units and \_\_\_\_\_ on 10 nominal ton units at conditions specified.

**LOW AMBIENT CONTROL**—All units shall have standard head pressure controls that cycle the condenser fan motors to maintain condensing pressures for operation down to 0°F ambient.

**CAPACITY**—Capacity shall be \_\_\_\_\_ BTU/HR when operating at \_\_\_\_\_ °F saturated suction temperature.

**MOTORS & FANS**—Each unit shall have one (6.5 & 7.5 ton) and two (10 ton) 1075 RPM sleeve bearing, permanently lubricated motor(s) fixed with direct-drive, multi-bladed fan(s). Motor(s) shall be equipped with inherent overload protection. Motor(s) & fan(s) shall be mounted on hinged top panel for easy access. Condenser air shall discharge vertically.

**COILS**—Coils shall be fabricated of 3/8" O.D. seamless copper tubing and aluminum fins with die-formed collars mechanically bonded to tubes arranged in a staggered pattern. All coils shall be submitted to an air pressure test of up to 450 PSIG

after fabrication and dehydrated. Units shall be shipped with a dry nitrogen holding charge. Coil design shall permit removal of service panels without affecting operation of the unit. Air-flow shall be drawn through design providing uniform air distribution across the coil surface.

**CASINGS**—Casings shall make unit suitable for outdoor installation. Casing and framework shall be manufactured of galvanized sheet metal subjected to multi-stage cleaning, primed, and finished with a durable powder coat paint. Openings shall be provided for power. Dimensions of entire assembly shall be not more than \_\_\_\_\_ inches high, \_\_\_\_\_ inches long and \_\_\_\_\_ inches wide.

**REFRIGERATION CIRCUIT**—Shall include the compressor, the condenser coils, all internal refrigerant piping, a liquid line service valve. Refrigerant stubs shall be extended through the cabinet for external field connection without affecting accessibility to compressor compartment.

**CONTROL PANEL**—The panel shall be designed for single power source to the compressor and fan motor(s) and shall include low ambient fan cycling control, and compressor across-the-line contactor.

**SAFETY CONTROLS**—Manual reset high pressure and automatic reset low pressure control shall be provided.

**FACTORY TESTING**—All units shall be test run at the factory. They shall experience the following control testing procedures: high pressure control, switching of electrical components, and compressor operation.

Before proceeding with installation, refer to installation instructions packaged with each model, as well as complying with all Federal, State, and Local codes, regulations, and practices.

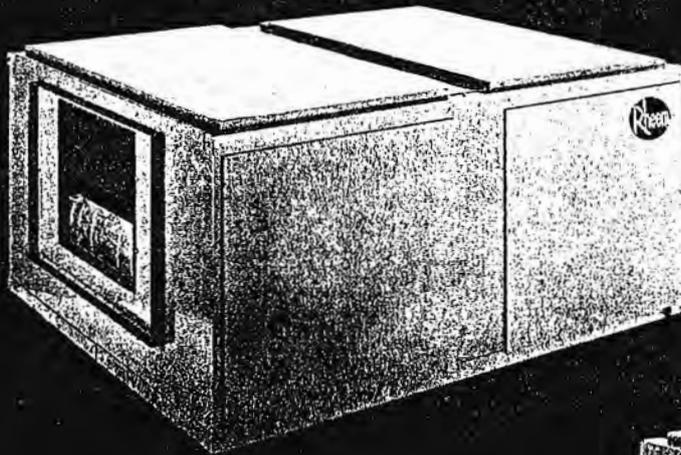
### RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION

P.O. Box 17010, Fort Smith, Arkansas 72917-7010



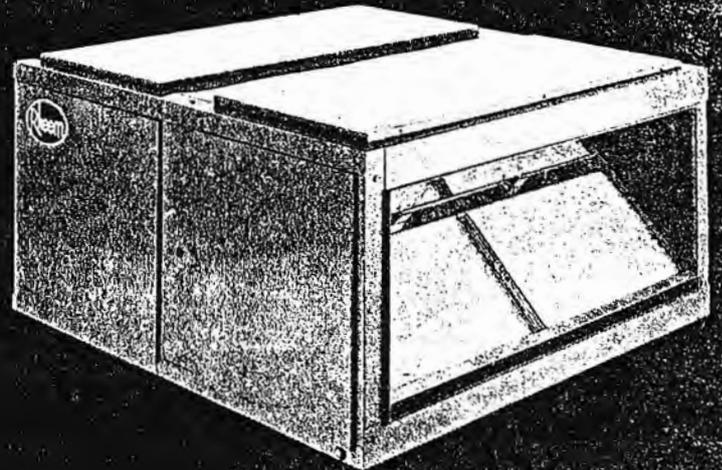
*"In keeping with its policy of continuous progress and product improvement, Rheem reserves the right to make changes without notice."*

# Commercial Air Handler



**7.5 & 10 TON MODEL  
[26 & 35 kW]**

**15 & 20 TON MODEL  
[53 & 70 kW]**



7.5 THROUGH 20 NOMINAL TON UNITS  
[26 THROUGH 70 kW]  
RHGE-075, 100, 150, 200  
RHGF-100

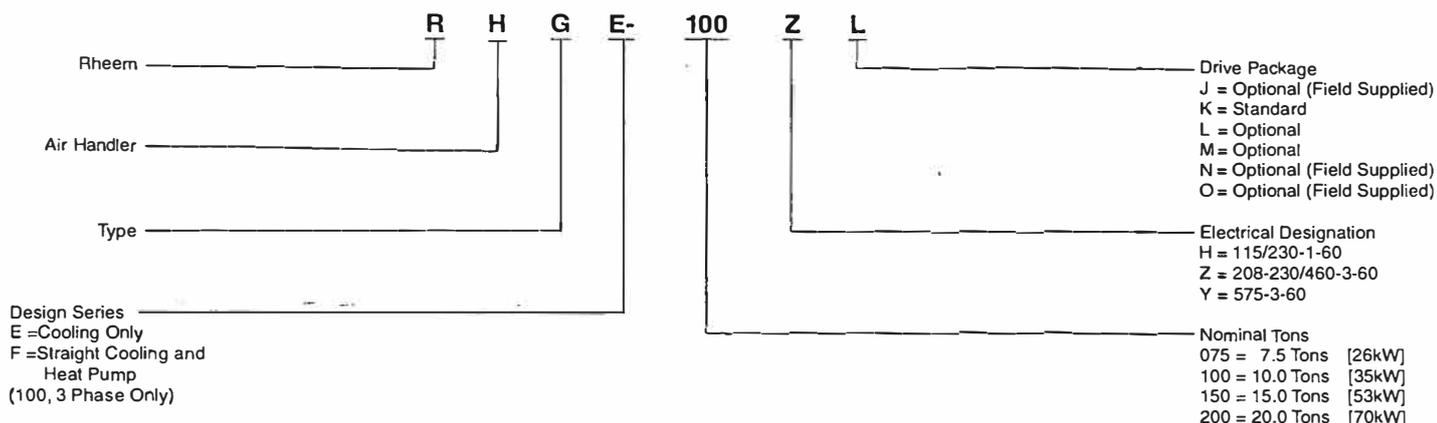


Certificate Number: 30164

## TABLE OF CONTENTS

Standard Unit Features .....	2	Component Air Resistance.....	10
Component Location .....	3	Blower Performance Curves.....	10-13
Unit Dimensions .....	4	Evaporator Performance Data .....	14 & 15
Physical Data Table .....	5	Electrical Data Table .....	16
Drive Package Data .....	5	Typical Wiring Connections .....	17
Performance Data—Dual Straight Cool Condensing Units with Air Handler .....	6	Accessories.....	17-22
Indoor Blower Performance Data .....	7-9	Piping.....	23
		Guide Specifications .....	24
		Limited Warranty .....	24

## MODEL NUMBER IDENTIFICATION



## UNIT FEATURES

**CABINET**—Powder coat painted. Matching discharge plenums and decorative supply and return air grilles are available for use when units are to be installed within conditioned space.

**MOTOR**—Inherently protected motors are mounted inside of insulated cabinet to reduce motor noise and provide a neat looking installation. A choice of motor horsepowers and drive combinations are available to allow you to meet specified CFM at various static pressures up to 2" [.498 kPa] external static pressure. Motors and mounts in 15 ton [53 kW] and 20 ton [70 kW] units may be relocated in field to opposite side of blower scroll for accessibility.

**LOW PROFILE**—Allows for horizontal installation in most standard drop ceiling applications, and the movement of units through most standard doorways for addition or replacement work.

**THERMAL EXPANSION VALVES**—Standard all models.

**FILTERS**—One inch [25 mm] throwaway filters are standard, but filter racks are designed to accept either one inch [25 mm] or two inch [51 mm] filters.

**EVAPORATOR COIL**—Two circuit, interlaced row split coils are constructed with copper tubes and aluminum fins mechanically bonded to the tubes for maximum heat transfer capabilities. All coil assemblies are leak tested up to 450 PSIG [3100 kPa] internal pressure prior to installation into units.

**REFRIGERANT CONNECTIONS**—Field piping connections are made through a fixed post between two side access panels on either side of the unit. Allows flexibility to meet most field

conditions as well as full accessibility after the installation is complete. Units may be used with two straight cool condensing units or single circuit manifolded in the field using the copper fittings shipped with each unit. The RHGF Air Handler has not been tested, rated or certified to operate with dual remote heat pumps.

**DRAIN PAN**—The galvanized steel drain pan is designed to trap condensate in either vertical or horizontal installations. Condensate drain connections are located on both sides of the unit allowing complete flexibility to meet most field conditions.

**SERVICE ACCESS**—Two removable panels on top and each side of the unit are easily removed for access to motors, blowers, sheaves, and filters.

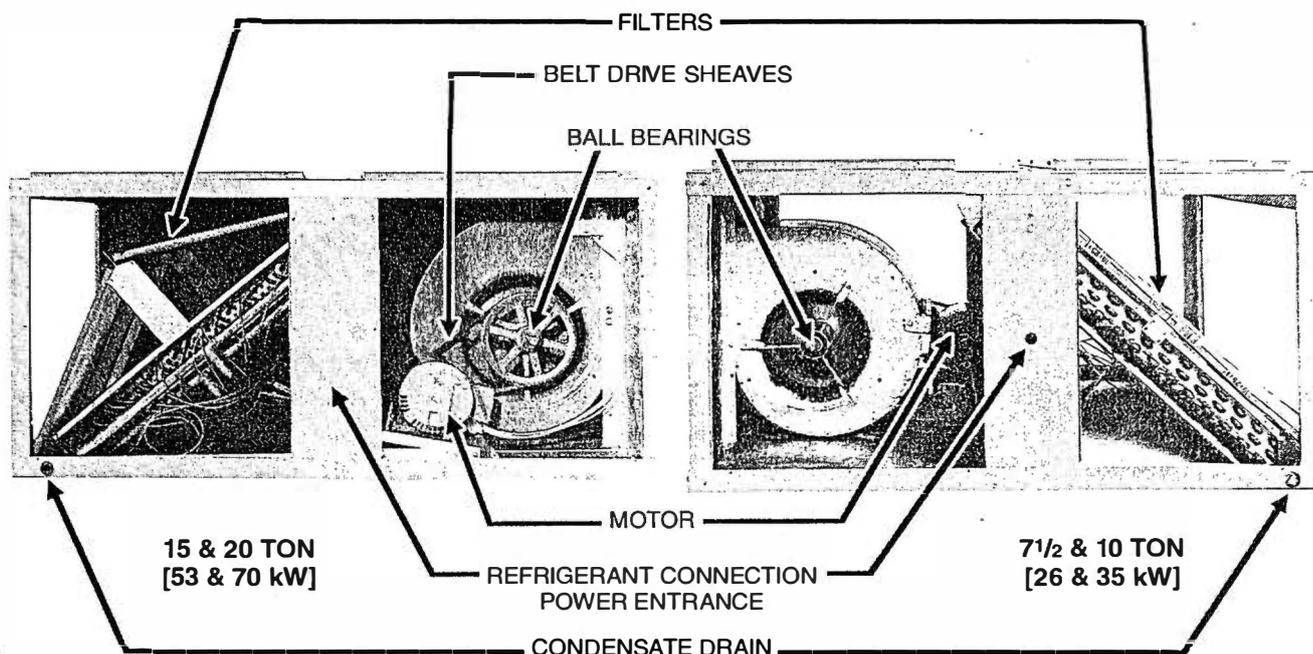
**HORIZONTAL OR VERTICAL**—All models are designed for either application and can be installed in either position as supplied from the factory.

**TESTING**—All units are run tested at the factory prior to shipment. Units are shipped with a holding charge of nitrogen.

**HEAT PUMP**—The RHGF Series Air Handler has factory installed check valves and adjustable TX valves to allow for either straight cooling or heat pump application. The three phase, 10 ton [35 kW] RHGF Series Air Handler has been rated and certified to operate with 7.5 ton [26 kW] and 10 ton [35 kW] condensing units and 7.5 ton [26 kW] and 10 ton [35 kW] remote heat pumps. A 7.5 ton [26 kW] heat pump air handler is NOT available.

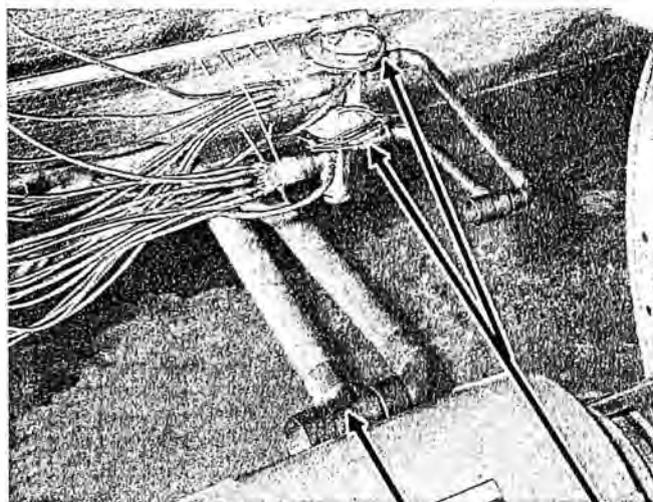
[ ] Designates Metric Conversions

### COMPONENT LOCATION

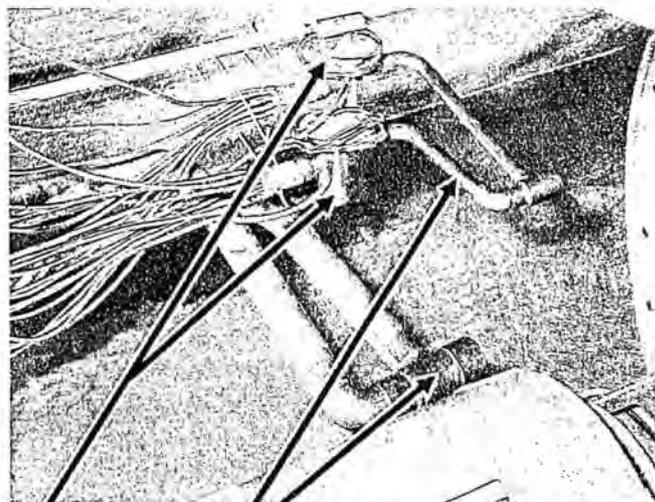


15 ton [53 kW] & 20 ton [70 kW] unit with side panel removed for blower and air filter access.

7 1/2 ton [26 kW] & 10 ton [35 kW] unit with side panel removed for coil connections and air filter access.



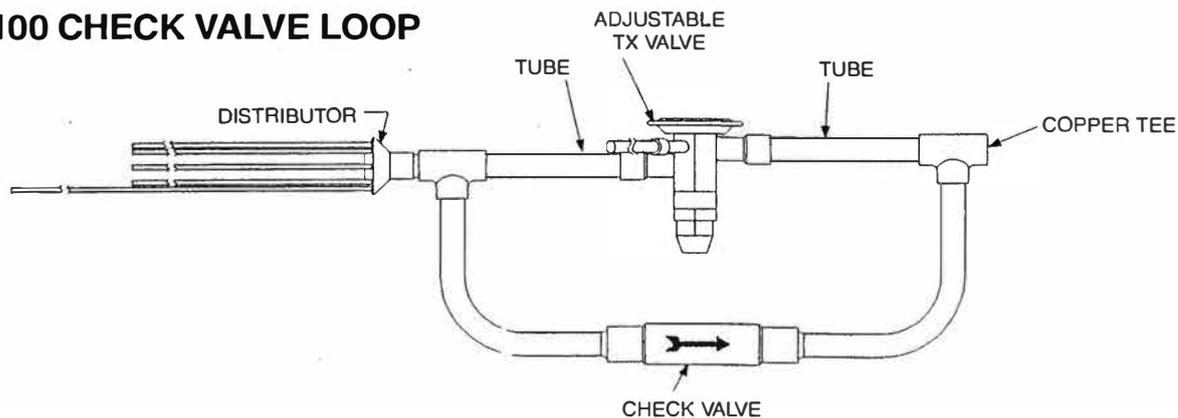
RHGE-  
7 1/2-20 TON  
[26-70 kW]



RHGE-  
7 1/2-20 TON  
[26-70 kW]

TX VALVES  
SINGLE CIRCUIT MANIFOLD  
REFRIGERANT CONNECTION  
EITHER SIDE

### RHGF-100 CHECK VALVE LOOP



**PHYSICAL DATA TABLE**

ITEM	MODEL NO. RHGE-		MODEL NO. RHGF-	MODEL NO. RHGE-		
	075	100	100	150	200	
Nominal Size tons [kW]	7.5 [26]	10 [35]	10 [35]	15 [53]	20 [70]	
Nominal CFM [L/s] @ Rated E.S.P., in. [kPa] of water	3000 @ .25 [1416 @ .062]	4000 @ .30 [1888 @ .075]	3000 @ .25 [1416 @ .062] 4000 @ .30 [1888 @ .075]	6000 @ .35 [2832 @ .087]	8000 @ .40 [3776 @ .099]	
MOTOR	Standard—3450 RPM [W] 1 Ø 1725 RPM [W] 3 Ø	1 HP [766] 1 HP [766]	2 HP [1491] 1½ HP [1119]	— 1½ HP [1119]	— 2 HP [1491]	— 5 HP [3729]
	Optional—1725 RPM [W] 3 Ø	½ HP, 2 HP [1119, 1491]	2 HP, 3 HP [1491, 2237]	2 HP, 3 HP [1491, 2237]	3 HP, 5 HP [2237, 3729]	7½ HP [5593]
Blower Size—diameter & width, in. [mm]	12 x 12 [305 x 305]	12 x 12 [305 x 305]	12 x 12 [305 x 305]	18 x 15 [457 x 381]	18 x 18 [457 x 457]	
Blower Shaft Size (diameter) in. [mm]	¾ [19]	¾ [19]	¾ [19]	1 [25]	1 [25]	
Motor Sheave Size 3450 RPM 1 Ø Adjustment (std.) in. [mm] 1725 RPM 3	1.9-2.9 [48-74] 3.4-4.4 [86-112]	2.4-3.2 [61-81] 4.0-5.0 [102-127]	— 4.0-5.0 [102-127]	— 3.1-4.1 [79-104]	— 4.3-5.5 [109-140]	
Coil Face Area, sq. feet [m²]	10.2 [.95]	10.2 [.95]	10.2 [.95]	16.5 [1.53]	16.5 [1.53]	
Coil Tube Diameter in. [mm]	¾ [10]	¾ [10]	¾ [10]	¾ [10]	¾ [10]	
Coil, Rows Deep—Fins Per Inch [mm]	3/15 [.59]	4/15 [.59]	4/15 [.59]	3/13 [.51]	4/15 [.59]	
Refrigerant Control—Thermal Expansion Valves (Quantity)	ANE4HCA (2)	ANE5HCA (2)	HAE5VXI0OL (2)	Y703-BIVE-GA (2)	Y818-XVE-GA (2)	
Filter Size, in. [mm] (Number Required) Disposable*	16 x 25 x 1 (4) [406 x 635 x 25]	16 x 25 x 1 (4) [406 x 635 x 25]	16 x 25 x 1 (4) [406 x 635 x 25]	20 x 25 x 1 (6) [508 x 635 x 25]	20 x 25 x 1 (6) [508 x 635 x 25]	
<b>CABINET:</b> Finish	Powder Paint	Powder Paint	Powder Paint	Powder Paint	Powder Paint	
Sheet Metal	Galvanized	Galvanized	Galvanized	Galvanized	Galvanized	
Gauge (nominal) Top	18	18	18	18	18	
Sides	16	16	16	16	16	
Bottom	18	18	18	16	16	
Doors and Covers	20 min.	20 min.	20 min.	20 min.	20 min.	
<b>UNIT WEIGHTS:</b> Operating (lbs.) [kg]	330 [150]	347 [157]	347 [157]	495 [225]	545 [247]	
Shipping (lbs.) [kg]	350 [159]	367 [166]	367 [166]	530 [240]	580 [263]	
<b>PACKAGED DIMENSIONS:</b> (H x W x L) [mm]	31½" x 56" x 57¼" [800 x 1422 x 1454]	31½" x 56" x 57¼" [800 x 1422 x 1454]	31½" x 56" x 57¼" [800 x 1422 x 1454]	39" x 63" x 76½" [991 x 1600 x 1943]	39" x 63" x 76½" [991 x 1600 x 1943]	

\*Unit will accept 2" [51 mm] filters.

**NOTE:** If a factory accessory heater kit is not used, a field supplied fan contactor is required and should have a 24 volt coil with contacts rated to handle the evaporator motor FLA at desired voltage. A factory supplied 30 Amp 3 Pole (Part #42-17810-83) or 30 Amp 2 Pole (Part #42-17759-03) contactor may be purchased from the Parts Department.

**DRIVE PACKAGE DATA**

NOMINAL TONS [kW]	DRIVE PACKAGE — BELT		SHEAVE SELECTIONS*, IN. [mm]			MOTOR HP [W]/PHASE	APPROX. BLOWER RPM @ MOTOR SHEAVE TURNS OPEN							
			MOTOR/BORE	BLOWER			0	1	2	2.5	3	4	5	6
7.5 [26]	K	4L530	3.4-4.4-5/8	[86-112-16]	9.75 [248]	1 [746]/30	790	760	730	715	700	665	630	—
	K	4L480	1.9-2.9	[48-74]	9.75 [248]	1 [746]/10	1025	965	900	—	830	760	695	—
	L	4L530	4.2-5.2-5/8	[107-132-16]	9.75 [248]	1.5 [1119]/30	925	895	860	845	825	790	750	—
	M	4L550	5.2-6.2-5/8	[132-157-16]	9.75 [248]	1.5 [1119]/30	1125	1090	1055	—	1020	985	945	—
	ΔN	4L550	5.7-6.7-7/8	[145-170-22]	9.75 [248]	2 [1491]/30	1195	1165	1130	—	1100	1065	1030	—
10 [35]	J+	4L530	3.4-4.4	[86-112]	9.75 [248]	1.5 [1119]/30	790	760	725	—	690	660	630	—
	K	4L530	4.0-5.0-5/8	[102-127-16]	9.75 [248]	1.5 [1119]/30	885	855	825	—	795	760	730	—
	K	4L480	1.9-2.9	[48-74]	8.75 [222]	2 [1491]/10	1140	1070	995	—	920	845	770	—
	L	4L540	4.6-5.6-7/8	[117-142-22]	9.75 [248]	2 [1491]/30	995	960	930	—	895	860	825	—
	M	4L550	5.2-6.2-7/8	[132-157-22]	9.75 [248]	3 [2237]/30	1125	1090	1055	—	1020	985	945	—
	ΔN	4L530	4.7-5.7-7/8	[119-145-22]	7.75 [197]	3 [2237]/30	1225	1190	1150	—	1110	1070	1030	—
	□O	4L540	5.7-6.7-7/8	[145-170-22]	8.75 [222]	3 [2237]/30	1280	1250	1220	—	1185	1150	1115	—
15 [53]	K	BP-52	3.1-4.1-7/8	[79-104-22]	11.4 [290]	2 [1491]/30	645	620	590	—	565	535	510	480
	L	BP-52	3.7-4.7-7/8	[94-119-22]	11.4 [290]	3 [2237]/30	730	705	680	—	655	630	600	570
	M	BP-45	3.7-4.7-1 1/8	[94-119-29]	9.4 [239]	5 [3729]/30	870	840	810	—	780	750	715	680
	#N	BP-50	4.8-6.0-1 1/8	[122-152-29]	10.4 [264]	5 [3729]/30	985	960	935	—	910	885	860	835
20 [70]	K	BP-50	4.3-5.5-1 1/8	[109-140-29]	11.4 [290]	5 [3729]/30	850	825	800	—	775	745	715	685
	L	BP-48(2)	4.3-5.5-1 3/8	[109-140-35]	10.4 [264]	7.5 [5593]/30	955	925	895	—	865	835	805	780
	M	BP-47(2)	4.3-5.5-1 3/8	[109-140-35]	9.4 [239]	7.5 [5593]/30	1030	995	960	—	925	890	855	815

\*Actual pitch diameter in inches. Minimum and maximum pitch diameter shown for adjustable motor sheave. □ Field Supplied (Motor Sheave: Browning IVP75, Blower Sheave: Browning AZ100, Motor: 2HP [1491 W], 4 Pole, 30). Δ Field Supplied (Motor Sheave: Browning IVP65, Blower Sheave: Browning AZ80). □ Field Supplied (Motor Sheave: Browning IVP75, Blower Sheave: Browning AZ90). # Field Supplied (Motor Sheave: Browning IVP65, Blower Sheave: Browning BK110). + Field Supplied (Motor Sheave: Browning IVP50, Blower Sheave: Browning AZ100). Shaded Area Represents Factory Sheave Setting. [ ] Designates Metric Conversions

### COMPONENT AIR RESISTANCE RHGE/RHGF 7.5 TON [26 kW] & 10 TON [35 kW]

CFM	1800 [850 L/s]	2200 [1038 L/s]	2600 [1227 L/s]	3000 [1416 L/s]	3400 [1605 L/s]	3800 [1793 L/s]	4200 [1982 L/s]	4600 [2171 L/s]	5000 [2360 L/s]
Electric Heater 20KW, 30KW	.060 [.015]	.100 [.025]	.140 [.034]	.160 [.040]	.230 [.057]	.320 [.080]	.410 [.102]	.500 [.124]	.600 [.150]
Electric Heater 40KW	.070 [.017]	.110 [.027]	.140 [.034]	.240 [.060]	.350 [.090]	.480 [.119]	.600 [.150]	.730 [.181]	.860 [.214]
Mixing Box (R/A Damper Open)	.006 [.001]	.008 [.002]	.012 [.003]	.024 [.006]	.038 [.009]	.053 [.013]	.068 [.017]	.080 [.020]	.095 [.024]
Discharge Grille (Set Max. Open)	.007 [.002]	.010 [.002]	.014 [.003]	.019 [.005]	.025 [.006]	.031 [.008]	.037 [.009]	.048 [.012]	.055 [.014]
Inlet Grille	.008 [.002]	.010 [.002]	.014 [.003]	.020 [.005]	.026 [.006]	.032 [.008]	.039 [.010]	.049 [.012]	.058 [.014]
Discharge Plenum	.02 [.005]	.04 [.010]	.05 [.012]	.065 [.016]	.085 [.021]	.100 [.025]	.120 [.030]	.150 [.037]	.180 [.045]

### RHGE 15 TON [53 kW]

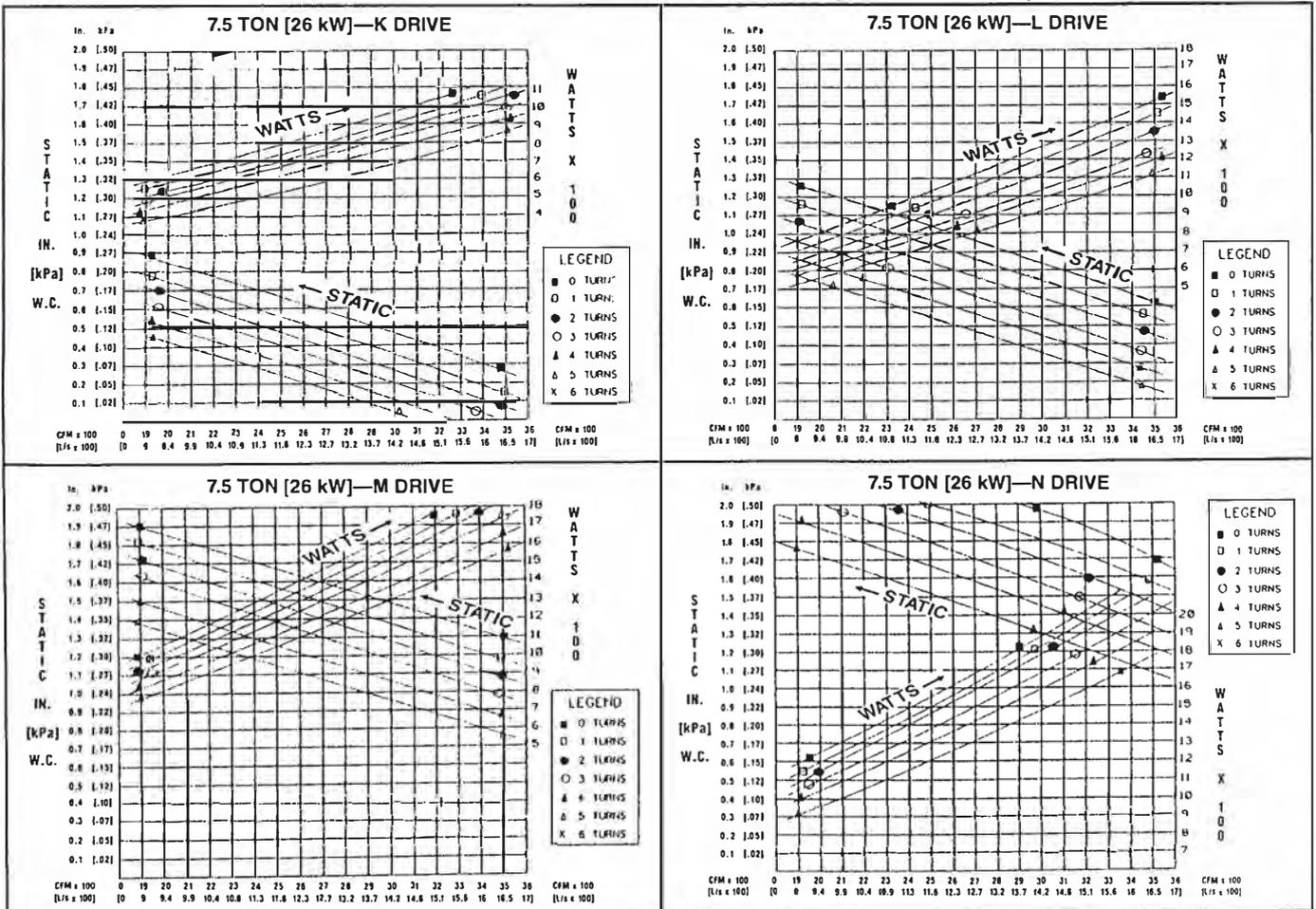
CFM	4000 [1888 L/s]	4400 [2077 L/s]	4800 [2265 L/s]	5200 [2454 L/s]	5600 [2643 L/s]	6000 [2832 L/s]	6400 [3020 L/s]	6800 [3209 L/s]	7200 [3398 L/s]
Electric Heater 20KW, 30KW	.175 [.040]	.187 [.050]	.200 [.049]	.215 [.053]	.230 [.057]	.250 [.062]	.275 [.068]	.305 [.076]	.350 [.087]
Electric Heater 40KW, 60KW	.290 [.070]	.320 [.080]	.350 [.087]	.380 [.095]	.410 [.102]	.450 [.112]	.495 [.123]	.550 [.137]	.600 [.149]
Mixing Box (R/A Damper Open)	.030 [.007]	.037 [.009]	.044 [.011]	.052 [.013]	.061 [.015]	.071 [.018]	.091 [.023]	.102 [.025]	.110 [.027]
Discharge Grille (Set Max. Open)	.008 [.002]	.011 [.003]	.015 [.004]	.021 [.005]	.026 [.006]	.033 [.008]	.039 [.010]	.048 [.012]	.060 [.015]
Inlet Grille	.010 [.002]	.014 [.003]	.020 [.005]	.027 [.007]	.035 [.009]	.044 [.011]	.054 [.013]	.065 [.016]	.077 [.019]
Discharge Plenum	.02 [.005]	.04 [.010]	.05 [.012]	.065 [.016]	.085 [.021]	.100 [.025]	.120 [.030]	.150 [.037]	.180 [.045]

### RHGE 20 TON [70 kW]

CFM	6400 [3020 L/s]	6800 [3209 L/s]	7200 [3398 L/s]	7600 [3586 L/s]	8000 [3776 L/s]	8400 [3964 L/s]	8800 [4153 L/s]	9200 [4342 L/s]	9600 [4531 L/s]
Electric Heater 20KW, 30KW	.220 [.055]	.230 [.057]	.240 [.060]	.260 [.065]	.280 [.070]	.300 [.075]	.320 [.080]	.340 [.085]	.370 [.092]
Electric Heater 40KW, 60KW	.360 [.090]	.390 [.097]	.420 [.104]	.450 [.112]	.490 [.122]	.530 [.132]	.570 [.142]	.610 [.152]	.650 [.162]
Mixing Box (R/A Damper Open)	.095 [.023]	.102 [.025]	.110 [.027]	.115 [.030]	.121 [.030]	.126 [.031]	.128 [.032]	.135 [.034]	.142 [.035]
Discharge Grille (Set Max. Open)	.039 [.010]	.048 [.012]	.060 [.015]	.073 [.018]	.086 [.021]	.100 [.025]	.115 [.030]	.132 [.033]	.150 [.037]
Inlet Grille	.054 [.013]	.065 [.016]	.077 [.019]	.090 [.022]	.104 [.026]	.120 [.030]	.150 [.037]	.190 [.047]	.240 [.060]
Discharge Plenum	.120 [.030]	.150 [.037]	.180 [.045]	.210 [.052]	.250 [.062]	.290 [.072]	.340 [.085]	.400 [.101]	.470 [.117]

NOTE: Add component resistance to duct resistance to determine total E.S.P.

### BLOWER PERFORMANCE CURVES—7.5 TON [26 kW] (WET COIL)



### ELECTRICAL HEATER KIT CHARACTERISTICS

208/240 VOLT MODELS					
AIR HANDLER NOM. TONNAGE [kW]/HEATER NOM. 240V K.W. 1ST STAGE/TOTAL	AMPS HEATER ONLY	HEATER KIT CAPACITY KW INPUT	HEATING CAPACITY— MBH [kW]	MINIMUM CIRCUIT AMPACITY	MAXIMUM FUSE OR HACR BREAKER SIZE
7.5 [26], 10/20	42/48	15/20	51,200/68,300 [15/20]	66/72	70/80
7.5 [26], 15/30	60/70	21.6/28.8	73,700/98,300 [22/29]	88/100	90/100
7.5 [26], 20/40	83/96	30/40	102,400/136,500 [30/40]	117/132	125/150
15 [53], 10/20	42/48	15/20	51,200/68,300 [15/20]	83/88	90/90
15 [53], 15/30	60/70	21.6/28.8	73,700/98,300 [22/29]	105/115	110/125
15 [53], 20/40	83/96	30/40	102,400/136,500 [30/40]	134/148	150/150
15 [53], 30/60	120/139	43.2/57.6	147,500/196,600 [43/58]	180/201	200/225
480 VOLT MODELS					
7.5 [26], 10/20	24	20	68,300 [20]	36	40
7.5 [26], 15/30	35	28.8	98,300 [29]	50	50
7.5 [26], 20/40	48	40	136,500 [40]	66	70
15 [53], 10/20	24	20	68,300 [20]	44	45
15 [53], 15/30	35	28.8	98,300 [29]	58	60
15 [53], 20/40	48	40	136,500 [40]	74	80
15 [53], 30/60	70	57.6	196,600 [58]	101	110
600 VOLT MODELS					
7.5 [26], 10/20	19	20	68,300 [20]	29	30
7.5 [26], 15/30	30	28.8	98,300 [29]	42	45
7.5 [26], 20/40	39	40	136,500 [40]	54	60
15 [53], 10/20	19	20	68,300 [20]	35	35
15 [53], 15/30	30	28.8	98,300 [29]	49	50
15 [53], 20/40	39	40	136,500 [40]	60	60
15 [53], 30/60	56	57.6	196,600 [58]	81	90

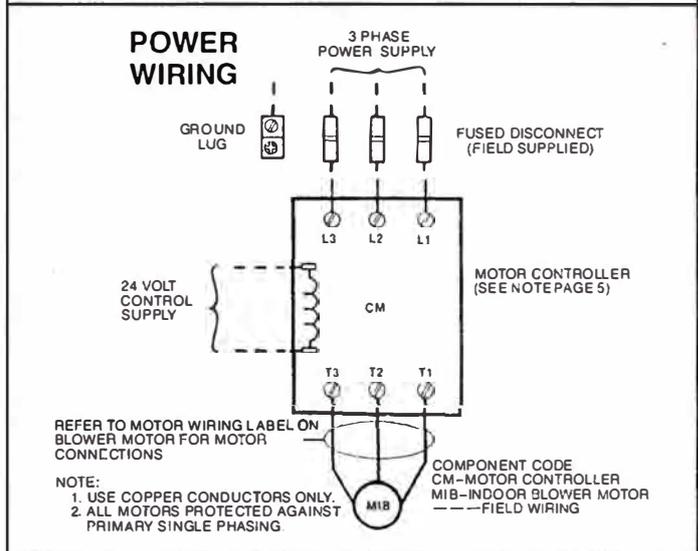
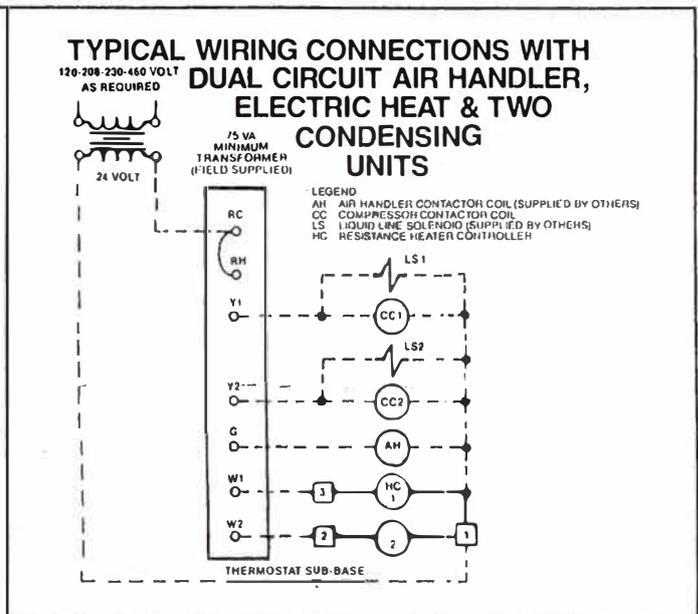
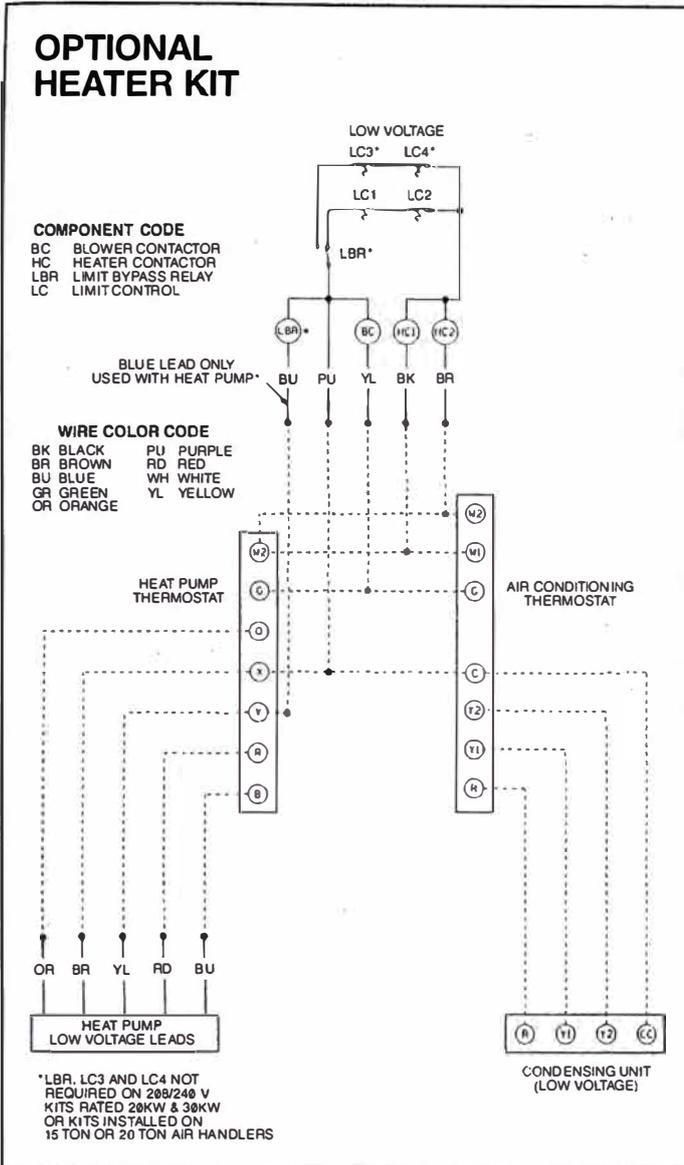
NOTE: All kits have two stages of capacity, first stage heating is 50% of total capacity.

### ELECTRICAL DATA TABLE

AIR HANDLER MOTOR			RATING PLATE AMPS	MOTOR LRA	MINIMUM CIRCUIT AMPACITY	RECOMMENDED MINIMUM Cu WIRE SIZE (3% VOLTAGE 75°C DROP) MAX. RUN IN FEET	MAX. FUSES BREAKERS
HP [W]	VOLTS	PHASE					
1 [746]	208/230	3Ø	4.0/3.6	23.9/21.6	15	#14/240	15
1 [746]	460	3Ø	1.8	10.8	15	#14/400	15
1 [746]	575	3Ø	1.4	8.4	15	#14/425	15
1 [746]	115/230	1Ø	16/8	96/48	20/15	#12/120 #14/180	20/15
1 1/2 [1119]	208/230	3Ø	5.7/5.2	34.5/31.2	15	#14/230	15
1 1/2 [1119]	460	3Ø	2.6	15.6	15	#14/300	15
1 1/2 [1119]	575	3Ø	2.1	12.6	15	#14/325	15
2 [1491]	208/230	3Ø	7.5/6.8	45.1/40.8	15	#14/165	15
2 [1491]	460	3Ø	3.4	20.4	15	#14/275	15
2 [1491]	575	3Ø	2.7	16.2	15	#14/300	15
2 [1491]	115/230	1Ø	24/12	144/72	30/15	#10/140 #14/120	30/15
3 [2237]	208/230	3Ø	10.6/9.6	64.1/58	15	#14/135	15
3 [2237]	460	3Ø	4.8	26.8	15	#14/230	15
3 [2237]	575	3Ø	3.9	23.4	15	#14/240	15
5 [3729]	208/230	3Ø	16.7/15.2	100.6/91	21/19	#10/240 #12/150	25/20
5 [3729]	460	3Ø	7.6	45.6	15	#14/185	15
5 [3729]	575	3Ø	6.1	36.6	15	#14/220	15
7 1/2 [5593]	208/230	3Ø	24.2/22.0	146/132	30/28	#10/150	30/30
7 1/2 [5593]	460	3Ø	11.0	66	15	#14/135	15
7 1/2 [5593]	575	3Ø	9.0	54	15	#14/150	15

NOTE: N.E.C., C.E.C. and local codes take precedence over suggested wire and fuse sizes.

[ ] Designates Metric Conversions

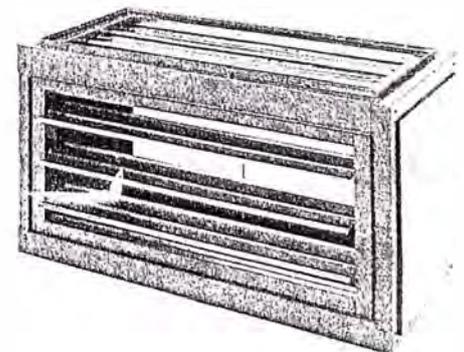


## AIR HANDLER ACCESSORIES

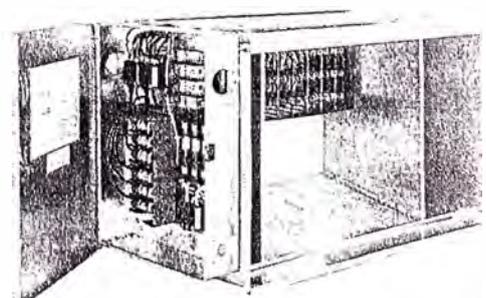
ACCESSORY DESCRIPTION	MODEL NUMBER	SIZES USED ON	NET WEIGHT (LBS) [kg]
Hot Water Coil	RXHC-C74W	075, 100	200 [91]
	RXHC-C76W	150, 200	200 [91]
Steam Coil	RXHC-C74S	075, 100	200 [91]
	RXHC-C76S	150, 200	200 [91]
Filter Frame Kit	RXHF-B74A	075, 100	90 [41]
	RXHF-B76A	150, 200	117 [53]
Inlet Grille Kit	RXHG-C74A	075, 100	9 [4]
	RXHG-C76A	150, 200	12 [5]
Discharge Grille Kit	RXHG-C74B	075, 100	15 [7]
	RXHG-C76B	150, 200	23 [10]
Discharge Plenum Kit	RXHL-C74B	075, 100	38 [17]
	RXHL-C76B	150, 200	62 [28]
Mixing Box	RXHM-AB74H	075, 100	120 [54]
	RXHM-AB76H	150, 200	195 [88]
Auxiliary Heater Kit	RXHE-DE020*A	075, 100	75 [34]
	RXHE-DE030*A	075, 100	75 [34]
	RXHE-DE040*A	075, 100	83 [38]
	RXHE-CE020*C	150, 200	90 [41]
	RXHE-CE030*C	150, 200	90 [41]
	RXHE-CE040*C	150, 200	98 [44]
	RXHE-CE060*C	150, 200	98 [44]

NOTE: \*Designates "C", "D", or "V" [ ] Designates Metric Conversions

## RXHM MIXING BOX



## RXHE ELECTRIC HEATER KIT



## TYPICAL APPLICATION

7.5, 10, 15 AND 20 NOMINAL TONS  
[26, 35, 53 AND 70 kW]

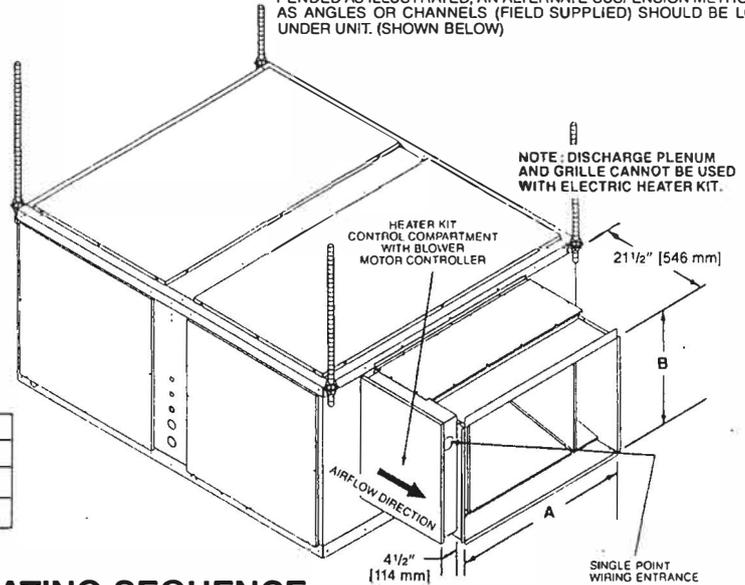
OPTIONAL ELECTRICAL HEATER KIT SHOWN INSTALLED IN HORIZONTAL POSITION AND CONNECTED DIRECTLY TO THE AIR HANDLER. THE HEATER KIT MAY ALSO BE INSTALLED TO THE AIR HANDLER SET IN THE VERTICAL POSITION. IN EITHER POSITION THE HEATER KIT CONTROL COMPARTMENT MUST BE ON THE LEFT SIDE FACING THE AIR DISCHARGE OPENING.

### AUXILIARY HEATER KIT

MODEL NO.	AIR HANDLERS SIZES USED ON	IN. [mm]	
		A	B
RXHE-DE....A	075, 100	20 [508]	20 [508]
RXHE-CE....C	150, 200	36 [914]	24 [610]

FOUR HEAVY GAUGE ANGLES ARE FURNISHED (SHIPPED LOOSE) FOR SUSPENDING UNITS FROM ALL FOUR CORNERS, MINIMUM OF 1/2" [13] SUPPORT RODS ARE RECOMMENDED. IF ALL-THREAD IS USED, IT IS ALSO RECOMMENDED THAT TWO NUTS AND TWO LOCKWASHERS BE TIGHTENED SECURELY AGAINST THE SUSPENSION ANGLES.

WHEN HOT WATER OR STEAM COIL, MIXING BOX OR DISCHARGE AIR PLENUM ACCESSORIES ARE REQUIRED, UNITS CANNOT BE SUSPENDED AS ILLUSTRATED, AN ALTERNATE SUSPENSION METHOD SUCH AS ANGLES OR CHANNELS (FIELD SUPPLIED) SHOULD BE LOCATED UNDER UNIT. (SHOWN BELOW)



## MIXING BOX ACCESSORY—OPERATING SEQUENCE

**COOLING SEASON**—Thermostat set at “Cool” and “Fan Auto,” outside air damper goes to “minimum fresh air” position when cooling thermostat closes, energizing mechanical cooling. When cooling thermostat is satisfied, mechanical cooling is de-energized, and outside air damper closes.

**INTERMEDIATE SEASON**—Same as for cooling season, except that cooling thermostat closes, starting indoor blower motor, the enthalpy control, mounted on outside air, determines if “free” cooling or mechanical cooling should be utilized. If outside air conditions are suitable for cooling, the mechanical cooling remains off and the mixed air controller modulates the damper motor to assume the proper damper position to maintain mixed air setting. If outside conditions

are not suitable for cooling, then the dampers go to “minimum fresh air” position and mechanical cooling is energized.

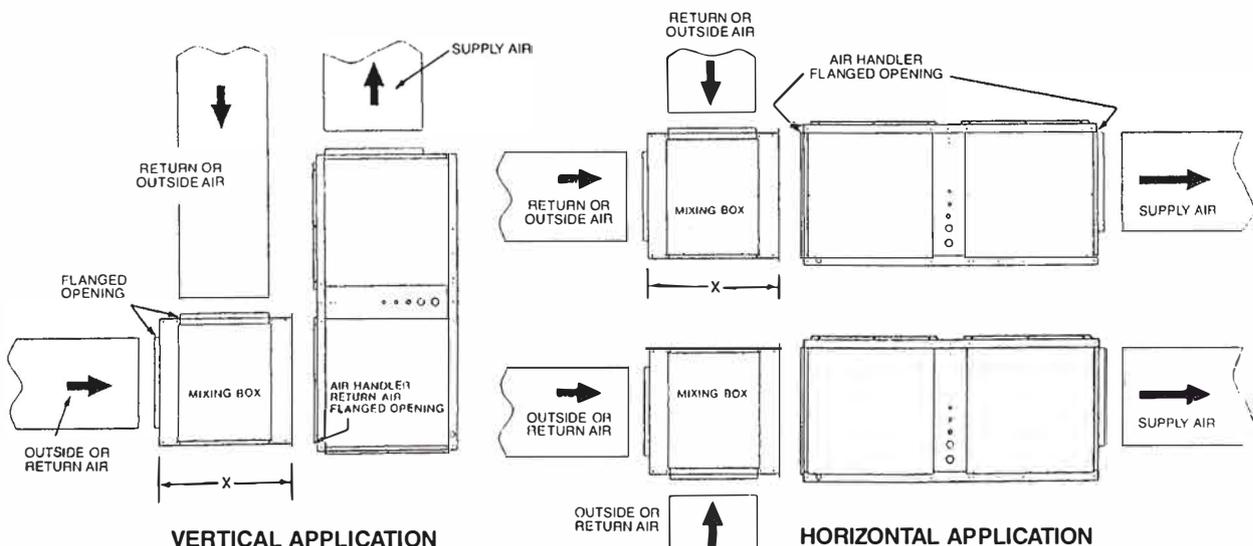
**HEATING SEASON**—Damper always stays at “minimum fresh air” position while fan motor is operating. Outside air damper closes when blower motor is off. “Minimum fresh air” position must not allow mixed air temperatures to air handler below 50°F. [10°C] during heating seasons.

**CAUTION: IT IS NOT RECOMMENDED THAT HOT WATER OR STEAM COILS BE USED WITH THE MIXING BOX ACCESSORY WITHOUT A SUITABLE FREEZE-STAT TO PREVENT THE POSSIBILITY OF FREEZING THE COIL.**

### MIXING BOX

[ ] Designates Metric Conversions

MODEL NO.	AIR HANDLER SIZES USED ON	FLANGED DUCT OPENINGS		
		LENGTH IN. [mm]	WIDTH IN. [mm]	“X”
RXHM-AB74H	075, 100	42 [1067]	16 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> [418]	27 [686]
RXHM-AB76H	150, 200	48 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> [1229]	22 [559]	32 [813]



**OPERATING SEQUENCE**

**NOTE:** Please refer to specification sheets covering RAWD- condensing units and RPWC- Remote Heat Pumps for operating sequence.

**GUIDE SPECIFICATIONS**

Furnish and install as shown on the drawing Rheem Model \_\_\_\_\_ draw through air handler suitable for both horizontal and vertical applications. The entire assembly shall be U.L./C.S.A. listed with the cooling (and heat pump heating) capacity A.R.I. Certified.

**DRIVE PACKAGE**—A complete drive package shall be factory or field installed. Package shall consist of a 3450 RPM dual voltage, single phase open drip proof motor or a 3 phase 1750 RPM open drip proof internally protected motor, not requiring an external starter. Variable pitch motor sheave, fixed pitch fan sheave, and belt.

**COILS**—Coils shall be fabricated of 3/8" [10 mm] O.D. seamless copper tubing expanded into aluminum fins, corrugated with rippled edges. There shall be 4 rows of coil with a minimum of 13 fins per inch [25]. All coils shall be submitted to an air pressure test of up to 450 PSIG [3103 kPa] under water after fabrication and dehydrated prior to assembly in unit. Units shall be shipped with a nitrogen holding charge. Airflow shall be draw through design providing uniform air distribution across the coil surface.

**BLOWER, BEARINGS AND SHAFT**—Fans shall be a double width, double inlet, forward curve, centrifugal type, statically and dynamically balanced, and constructed of galvanized steel. They shall be mounted on 3/4" [19 mm] = 7.5 ton [26 kW] & 10 ton [35 kW], 1" [25 mm] = 15 ton [53 kW] & 20 ton [70 kW] diameter solid shafts made of high carbon steel, centerless ground and polished, supported by resilient mounted sealed bearings.

**DRAIN PAN**—The drain pan shall be manufactured of zinc coated steel. The pan shall have internally threaded pipe size drain connections and shall be designed to accept condensate in either horizontal or vertical type applications on either side of unit.

**FILTERS**—Filter mounting hardware shall be designed to accept up to 2" [51 mm] filters for field replacement. One inch [25 mm] throw away filters shall be furnished with the unit.

**CABINET**—Cabinets shall be manufactured of galvanized steel subjected to multi-stage cleaning and finished with powder coat paint. Units shall have removable service access panels on each side and top.

**INSULATION**—Cabinets shall be insulated with 1/2" [13 mm] (or 1" [25 mm] for R4.2) by 1 1/2 pound [.68 kg] density fiberglass insulation coated with neoprene and bonded to the cabinet surface with a U.L. approved adhesive. Insulation shall have fire retarding characteristics in accordance with smoke developed rating not to exceed 50 and flame spread rating of 25 per Underwriters Laboratories testing procedures.

**FACTORY TESTING**—In addition to the pre-assembly testing mentioned above, each coil shall be leak tested with a mixture of dry air and R-22 after assembly into the unit. While under pressure, the coil shall, be leak tested using an Electronic Halogen Leak Detector at a setting of 1/2 oz. [14 g] per year sensitivity.

**ELECTRIC HEATERS**—UL and cUL listed electric heater kits shall be available in a wide range of capacities. All kits shall offer two stages of capacity, blower motor controller and single point connection. Heater kits shall be available for installation directly on the supply fan discharge for either horizontal or vertical application.

**MIXING BOX**—Mixing box accessory shall be available for mixing return air with outside air before entering the air handler. The accessory shall include both return and outside air dampers and economizer controls factory mounted. Economizer controls shall include enthalpy and mixed air sensors and damper motors. Mixing box accessory shall be available for installation to the return air section of the air handler for either horizontal or vertical applications.

**DISCHARGE PLENUM AND GRILLE**—Shall be available for vertical application. Discharge grille shall provide manually adjustable double deflection discharge vanes.

**RETURN AIR GRILLES**—Shall be provided for vertical return applications.

**HOT WATER OR STEAM COILS**—Shall be available for field installation. All coils shall be tested to 300 psi. Coils shall be available for either horizontal or vertical air handler applications.

**GENERAL TERMS OF LIMITED WARRANTY\***

Rheem® will furnish a replacement for any part of this product which fails in normal use and services within the applicable periods stated below, in accordance with the terms of the limited warranty.

Any Part .....One (1) Year

\*For Complete Details of the Limited Warranty, Including Applicable Terms and Conditions, See Your Local Installer or Contact the Manufacturer for a Copy.

Before proceeding with installation, refer to installation instructions packaged with each model, as well as complying with all Federal, State, Provincial, and Local codes, regulations, and practices.

**RHEEM  
AIR CONDITIONING  
DIVISION**

P.O. Box 17010, Fort Smith, Arkansas 72917-7010



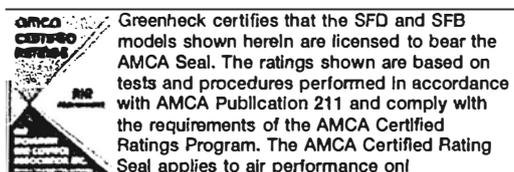
*"In keeping with its policy of continuous progress and product improvement, Rheem reserves the right to make changes without notice."*

## SFD & SFB Utility Fans



Greenheck model SFD and SFB forward curved utility fans have been designed for supply, exhaust, and return air applications requiring low to medium air volumes and pressures. You will receive the following benefits with these fans:

- Performance ranges from 360 cfm to 25,200 cfm with static pressures to 3¼ in. wg.
- Your fan will provide you with smooth, vibration free operation because it is performance tested prior to shipment. Your fan's performance data is recorded and stored to provide installation assistance.
- Fan location mountings are unlimited. The fan may be mounted indoors or outdoors.
- All fan sizes are tested in our AMCA Accredited Laboratory, and all models are licensed to bear the AMCA air performance seal. Performance as cataloged is assured.



Greenheck utility fans are designed, engineered and tested to provide years of dependable service with minimal maintenance. Extensive testing in Greenheck's AMCA research and development facility ensures complete and accurate performance ratings.



SFD and SFB models are Listed for electrical (UL/cUL 705) File No. E40001.

## Quick Delivery Programs

Where rapid response time is required, our Quick Delivery program enables us to ship from hundreds of in-stock ventilation products and accessories to your job site, in less than 24 hours from our four strategically located warehouses. You can speed up the process even more by ordering your units over the Internet using QD Online at [www.greenheck.com/qd](http://www.greenheck.com/qd)

PRECISE  
**QUICK  
DELIVERY**



## Quick Build Programs

All SFD and SFB models can be ordered on our 5 or 10 day Quick Build (QB) Program. Our Quick Build Program allows units to be built to your exact job specifications.

## Leading Edge Technical Support

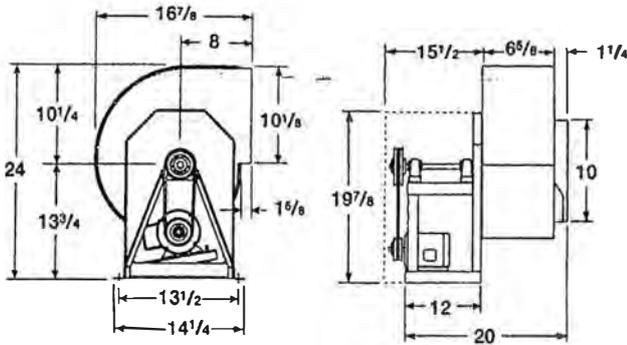
When you need extensive product and IOM (Installation and Operating Manual) information, our products are supported by the industry's best product literature, electronic media, and computer aided selection program (CAPS). You'll also find this information on our website at [www.greenheck.com](http://www.greenheck.com)



You can always count on personal service and expertise from our national and international representative organization. To locate your nearest Greenheck representative, call 715-359-6171 or visit our website at [www.greenheck.com](http://www.greenheck.com)

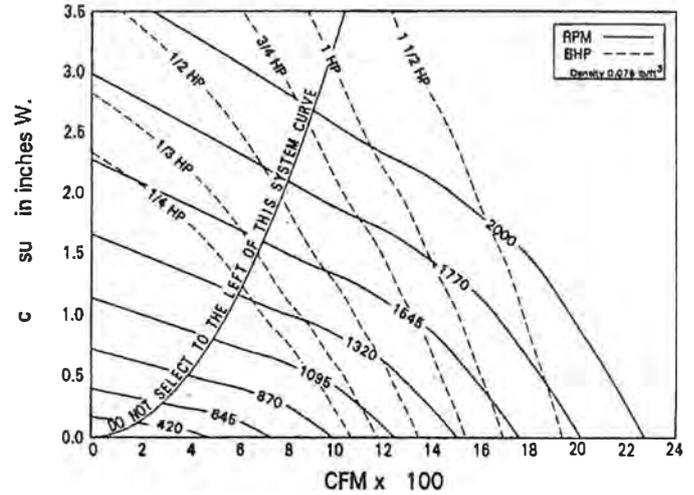
# SFB-9

**GREENHECK**  
The Solution Company.



Wheel Diameter = 9 1/2 in.  
Shaft Diameter = 3/4 in.  
Outlet Area = .454 ft<sup>2</sup>  
Max Motor Frame Size = 143T

Tip Speed = 2.49 x RPM  
BHP = (RPM/1747)<sup>3</sup>  
Max RPM = 2000



CFM	OV	Static Pressure in Inches																				
		0.25		0.5		0.75		1.0		1.25		1.5		1.75		2.0		2.25		2.5		
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	
360	792	644	0.03																			
420	925	666	0.04	876	0.07																	
480	1057	689	0.05	899	0.09																	
540	1189	718	0.06	923	0.10	1082	0.14															
600	1321	748	0.08	945	0.12	1106	0.16	1241	0.20													
660	1453	780	0.09	966	0.14	1129	0.18	1264	0.23	1383	0.28											
720	1585	814	0.11	994	0.16	1152	0.21	1287	0.26	1406	0.31	1514	0.36									
780	1718	852	0.14	1023	0.19	1173	0.24	1311	0.29	1430	0.35	1537	0.40	1636	0.46							
840	1850	895	0.16	1053	0.22	1197	0.27	1333	0.33	1453	0.39	1560	0.45	1659	0.51	1751	0.57	1837	0.62			
900	1982	939	0.20	1085	0.25	1226	0.30	1354	0.36	1476	0.43	1584	0.49	1683	0.56	1775	0.62	1861	0.69	1942	0.75	
980	2114	983	0.23	1118	0.28	1256	0.34	1378	0.40	1498	0.47	1608	0.54	1706	0.61	1798	0.68	1884	0.75	1966	0.82	
1020	2246	1028	0.27	1152	0.32	1286	0.39	1407	0.45	1519	0.52	1629	0.59	1730	0.67	1821	0.74	1908	0.81	1989	0.89	
1080	2378	1075	0.31	1188	0.37	1317	0.44	1436	0.50	1543	0.57	1651	0.65	1752	0.73	1845	0.80	1931	0.88			
1140	2511	1121	0.36	1231	0.42	1350	0.49	1466	0.56	1572	0.63	1673	0.70	1773	0.79	1868	0.87	1955	0.95			
1200	2643	1169	0.42	1274	0.48	1383	0.55	1496	0.62	1602	0.70	1699	0.77	1795	0.85	1889	0.94	1978	1.03			
1280	2775	1216	0.48	1318	0.54	1417	0.61	1528	0.69	1631	0.77	1728	0.84	1818	0.92	1911	1.01	1999	1.10			
1320	2907	1264	0.54	1362	0.61	1453	0.67	1561	0.76	1661	0.84	1757	0.92	1846	1.00	1933	1.08					
1380	3039	1313	0.61	1407	0.68	1496	0.75	1594	0.83	1693	0.92	1787	1.01	1876	1.09	1959	1.17					
1440	3171	1361	0.69	1452	0.76	1539	0.83	1627	0.91	1725	1.01	1817	1.10	1905	1.19	1988	1.27					
1500	3303	1410	0.77	1498	0.85	1583	0.92	1661	0.99	1758	1.10	1848	1.19	1935	1.29							

Performance shown is for installation Type B - Free Inlet, Ducted outlet. Power rating (BHP) does not include drive losses. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the airstream.

**NEW . . .  
FROM ALCO!**

# SUCTION ACCUMULATORS

## FEATURES, ADVANTAGES & BENEFITS

- ☆ For use with HCFCs, HFCs and the lubricants that go with them
- ☆ Designed to operate in a range of +40°F to -40°F evaporator temperature
- ☆ Fusible plug on larger diameter units
- ☆ Solid copper fittings
- ☆ Corrosion resistant epoxy powder paint finish



## NOMENCLATURE/SELECTION

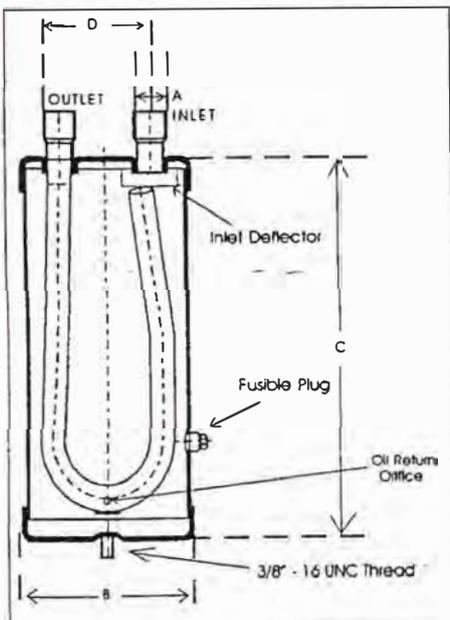
<b>A</b>	<b>AS</b>	<b>3</b>	<b>12</b>	<b>5</b>
Alco	Accumulator Suction	Diameter (in inches)	Vessel Length (in inches)	Fitting Size in 1/8"

## SPECIFICATIONS:

Maximum working pressure: 300 psig  
 UL file number: SA 7973  
 CSA file number: LR 100624

*Alco Accumulators feature an Inlet deflector that blends refrigerant flow to prevent internal splashing and aid in the collection of refrigerant oil in the bottom connection of the accumulator. It assures adequate oil return, return of refrigerant vapor only and prevents compressor failure due to liquid refrigerant entering the compressor.*

## DIMENSIONAL DATA



MODEL NUMBER	A FITTING SIZE NOMINAL	UNIT WEIGHT (LBS.)	B DIAMETER IN INCHES	C LENGTH IN INCHES	D FITTING SEPARATION (IN.)	TONS R-22 (+40°F)	HOLDING CAPACITY (LBS.) 50% FULL	
							40°F LIQUID R22/R134a	40°F LIQUID R404A/R507
A-AS 3 84*	1/2	2.0	3	8	1.63	2	1.5	1.5
A-AS 3 105*	5/8	2.4	3	10	1.63	3	2	2
A-AS 3 125*	5/8	2.9	3	12	1.63	3	3	2.5
A-AS 3 126*	3/4	2.9	3	12	1.63	4	3	2.5
A-AS 3 145*	5/8	3.3	3	15	1.63	3	3.5	3
A-AS 3 146*	3/4	3.3	3	14	1.63	4	3.5	2.75
A-AS 4 64	1/2	2.8	4	6	2.5	2	2.5	2
A-AS 4 65	5/8	2.8	4	6	2.5	3	2.5	2
A-AS 4 105	5/8	4.6	4	10	2.5	3	4	3.5
A-AS 4 106	3/4	4.6	4	10	2.5	4	4	3.5
A-AS 5 96	3/4	5.1	5	9	2.75	4	6	5.5
A-AS 5 97	7/8	5.1	5	9	2.75	7.3	6	5.5
A-AS 5 126	3/4	6.6	5	12	2.75	4	8	7.5
A-AS 5 127	7/8	6.6	5	12	2.75	7.3	8	7.5
A-AS 5 137	7/8	7.1	5	13	2.75	7.3	8.5	8
A-AS 5 139	1 1/8	7.1	5	13	2.75	11.8	8.5	8
A-AS 5 179	1 1/8	8.4	5	17	2.75	11.8	12	10
A-AS 5 1711	1 3/8	8.4	5	17	2.75	18.8	12	10
A-AS 6 117	7/8	10.0	6	11	2.94	7.3	10	9
A-AS 6 137	7/8	11.7	6	13	2.94	7.3	12	11
A-AS 6 139	1 1/8	11.7	6	13	2.94	11.8	12	11
A-AS 6 1411	1 3/8	12.1	6	14	2.94	18.8	15	12
A-AS 6 1713	1 5/8	15.4	6	17	2.94	28.5	16	15
A-AS 6 2013	1 5/8	18.1	6	20	2.94	28.5	20	16
A-AS 6 2513	1 5/8	22.6	6	25	2.94	28.5	25	20

\*Not supplied with a fusible plug

## ACCUMULATOR CAPACITY TABLES IN TONS OF REFRIGERATION

MODEL NUMBER	R-134a					R-404A/R-507				
	-40°F	-20°F	0°F	+20°F	+40°F	-40°F	-20°F	0°F	+20°F	+40°F
A-AS 3 84	.2	.3	0.6	0.8	1.2	.2	.4	0.8	1.0	1.3
A-AS 3 105	.3	.5	0.8	1.2	1.7	.4	.6	1.2	1.6	2.0
A-AS 3 125	.3	.5	0.8	1.2	1.7	.4	.6	1.2	1.6	2.0
A-AS 3 126	.4	.6	1.0	1.6	2.3	.4	.7	1.5	2.0	2.6
A-AS 3 145	.3	.5	0.8	1.2	1.7	.4	.6	1.2	1.6	2.0
A-AS 3 146	.4	.6	1.0	1.6	2.3	.4	.7	1.5	2.0	2.6
A-AS 4 64	.2	.3	0.6	0.8	1.2	.2	.4	0.8	1.0	1.3
A-AS 4 65	.3	.5	0.8	1.2	1.7	.4	.6	1.2	1.6	2.0
A-AS 4 105	.3	.5	0.8	1.2	1.7	.4	.6	1.2	1.6	2.0
A-AS 4 106	.4	.6	1.0	1.6	2.3	.4	.7	1.5	2.0	2.6
A-AS 5 96	.4	.6	1.0	1.6	2.3	.4	.7	1.5	2.0	2.6
A-AS 5 97	.7	1.1	1.8	2.8	4.0	.8	1.3	2.7	3.6	4.6
A-AS 5 126	.4	.6	1.0	1.6	2.3	.4	.7	1.5	2.0	2.6
A-AS 5 127	.7	1.1	1.8	2.8	4.0	.8	1.3	2.7	3.6	4.6
A-AS 5 137	.7	1.1	1.8	2.8	4.0	.8	1.3	2.7	3.6	4.6
A-AS 5 139	1.3	2.0	3.1	5.0	7.2	1.4	2.1	4.4	5.9	7.6
A-AS 5 179	1.9	3.0	3.1	5.0	7.2	1.4	2.1	4.4	5.9	7.6
A-AS 5 1711	1.9	3.0	4.6	7.3	10.7	2.2	3.4	7.2	9.6	12.2
A-AS 6 117	.7	1.1	1.8	2.8	4.0	.8	1.3	2.7	3.6	4.6
A-AS 6 137	.7	1.1	1.8	2.8	4.0	.8	1.3	2.7	3.6	4.6
A-AS 6 139	1.3	2.0	3.1	5.0	7.2	1.4	2.1	4.4	5.9	7.6
A-AS 6 1411	1.9	3.0	4.6	7.3	10.7	2.2	3.4	7.2	9.6	12.2
A-AS 6 1713	3.0	4.8	7.3	11.7	17.0	3.3	5.1	10.7	14.2	18.2
A-AS 6 2013	3.0	4.8	7.3	11.7	17.0	3.3	5.1	10.7	14.2	18.2
A-AS 6 2513	3.0	4.8	7.3	11.7	17.0	3.3	5.1	10.7	14.2	18.2

MODEL NUMBER	R-22					R-502				
	-40°F	-20°F	0°F	+20°F	+40°F	-40°F	-20°F	0°F	+20°F	+40°F
A-AS 3 84	.4	.6	0.9	1.4	2.0	.3	.5	0.8	1.3	1.8
A-AS 3 105	.5	.8	1.4	2.1	3.0	.5	.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 3 125	.5	.8	1.4	2.1	3.0	.5	.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 3 126	.72	1.1	1.8	2.8	4.0	.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 3 145	.5	.8	1.4	2.1	3.0	.6	.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 3 146	.72	1.1	1.8	2.8	4.0	.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 4 64	.4	.6	0.9	1.4	2.0	.3	.5	0.8	1.3	1.8
A-AS 4 65	.5	.8	1.4	2.1	3.0	.5	.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 4 105	.5	.8	1.4	2.1	3.0	.5	.8	1.2	1.9	2.7
A-AS 4 106	.72	1.1	1.8	2.8	4.0	.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 5 96	.72	1.1	1.8	2.8	4.0	.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 5 97	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 5 126	.72	1.1	1.8	2.8	4.0	.6	1.0	1.6	2.5	3.5
A-AS 5 127	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 5 137	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 5 139	2.1	3.3	5.3	8.3	11.8	1.9	2.9	4.6	7.1	10.2
A-AS 5 179	2.1	3.3	5.3	8.3	11.8	1.9	2.9	4.6	7.1	10.2
A-AS 5 1711	3.4	5.3	8.5	13.2	18.8	3.0	4.6	7.4	11.6	16.5
A-AS 6 117	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 6 137	1.3	2.0	3.3	5.1	7.3	1.1	1.7	2.8	4.3	6.2
A-AS 6 139	2.1	3.3	5.3	8.3	11.8	1.9	2.9	4.6	7.1	10.2
A-AS 6 1411	3.4	5.3	8.5	13.2	18.8	3.0	4.6	7.4	11.6	16.5
A-AS 6 1713	5.1	8.0	12.8	20.0	28.5	4.4	6.9	11.0	17.2	24.5
A-AS 6 2013	5.1	8.0	12.8	20.0	28.5	4.4	6.9	11.0	17.2	24.5
A-AS 6 2513			12.8	20.8	28.5	4.4	6.9	11.0	17.2	24.5

The maximum capacity in tons recommended is based on a pressure drop through the accumulator equivalent to 1.0°F.

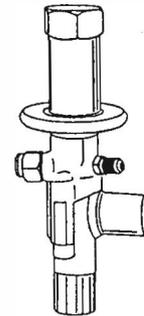
**Note:**

- 1) The minimum capacity in tons must be no less than 15% of the recommended capacity in order to ensure a positive return of oil.
- 2) All of the data is based on tons of refrigeration and is not related to horsepower.
- 3) **Minimum evaporator temperature of -40°F. Minimum temperature of the suction gas through the accumulator is 12°F.** For operation under conditions that are not within the recommended range, please contact ALCO Controls' Applications Department before proceeding with the installation.

# CPH(E) DIRECT OPERATED HOT GAS BYPASS REGULATOR

CPHE Series Direct Operated Regulators are furnished with an adjustment range of 0-80 psig. Other features include: Take-A-Part construction for service ease without removing the body flange from the line; stainless steel diaphragm; contoured power element; and the "U" gland packing material which eliminates stem friction and packing leaks. Vacuum service is possible by counterclockwise adjustment of the side-mounted adjusting screw. Chart below shows breakdown of parts by number and connection sizes.

Direct operated CPHE regulators are furnished with an adjustment range of 0-80 psig. A 1/4" SAE male flare external equalizer is standard. Types 1 and 2 can be furnished with internal equalizer—omit "E" from the type number (i.e. CPH1 or CPH2). Types CPHE3 thru CPHE6 use a balanced double-ported cage assembly.



## FEATURES

- ☆ Sizes available: 1 thru 6.
- ☆ SAE external equalizer standard.
- ☆ ODF and ODF x ODM connections are available.
- ☆ External air connection available for pneumatic compensation (add EAC prefix - example: EAC CPHE).

## NOMENCLATURE

example: CPHE 3

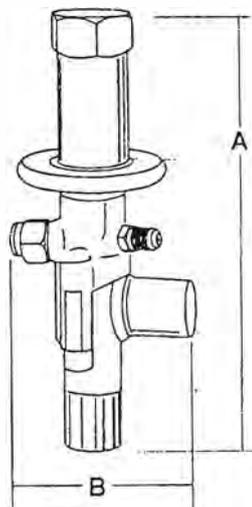
<b>CPH</b>	<b>E</b>	<b>3</b>
Valve Series	External Equalizer (omit on CPHE1 & 2 for internal equalizer)	Size

## CPH(E) SELECTION TABLE

CATALOG NUMBER	CAGE ASSEMBLY PART NUMBER	POWER ASSEMBLY PART NUMBER	STANDARD FLANGE SIZE & PART NUMBER	
			ANGLE STYLE	STRAIGHT-THRU STYLE
CPH(E)1	X22440-B5B*	X7118-4	3/8 ODF x 5/8 ODF (C501-5)	3/8 ODF x 5/8 ODF (9761-3)
CPH(E)2	X22440B8B*		1/2 ODF x 5/8 ODF (C501-7)	1/2 ODF x 5/8 ODF (9761-4)
CPH(E)3	X11873-B5B		7/8 ODF x 1-1/8 ODM (10331)	7/8 ODF x 1-1/8 ODM (10332)
CPH(E)4	X9117-B9B	X7428-2	7/8 ODF x 1-1/8 ODM (9153)	7/8 ODF x 1-1/8 ODM (9152)
CPH(E)5	X9166-B10B		7/8 ODF x 1-1/8 ODM (9151)	7/8 ODF x 1-1/8 ODM (9150)
CPH(E)6	X9144-B13B		1-1/8 ODM x 1-1/8 ODM (9149)	1-1/8 ODM x 1-1/8 ODM (9148)

\* Change letter "B" to "A" for internally equalized valve.

## CPH(E) DIMENSIONAL DATA



VALVE	A	B
CPH(E)1	6-13/16	2-3/4
CPH(E)2	2-15/16	
CPH(E)3	8-1/4	
CPH(E)4	8-1/4	
CPH(E)5	8-3/4	
CPH(E)6	8-3/4	

The above dimensions are maximum height and width variations, dependent on flange selection.

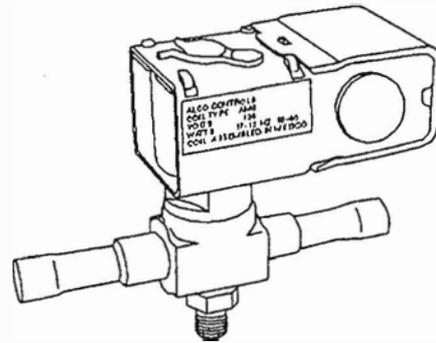
See pages 209-211 for CPHE Extended Capacity Tables before completing selection.



# 200RB SOLENOID VALVES

## 2-WAY NORMALLY CLOSED PILOT-OPERATED SOLENOID VALVE FOR REFRIGERANT SERVICE

ALCO 200RB Series Solenoid Valves are pilot-operated, 2-way, normally closed valves. The 200RB series is ideal for liquid or discharge gas refrigerant service. Their basic function is the same as manually operated shut-off valves, however, being solenoid actuated, the 200RB can be positioned in remote locations and controlled by suitable electrical devices.



UL file number MP604  
CSA file number LR44912

### FEATURES

- ☆ Operates in any position.
- ☆ One coil fits all valve sizes.
- ☆ Extended ends for easy installation (standard).
- ☆ Coil assembly can be replaced without shutting down system line pressure.
- ☆ Connection sizes to fit your system.
- ☆ Long-life molded coils provide water, shock, and vibration protection in coil winding.
- ☆ Can be converted for bi-flo applications.

### SPECIFICATIONS

Minimum operating pressure drop: 2 psi.  
Maximum fluid temp: 285°F.  
Maximum working pressure: 500 psig.  
MOPD: 300 psig.  
Shipping Weight: 1-1/2 lbs.

NOTE: Enclosing tube below centerline of valve is not recommended.

VALVE	R134A	R22	R404A/R507
200RB2	2.4	3.1	2.1
200RB3	3.6	4.8	3.2
200RB4	4.3	5.6	3.7
200RB5	6.4	8.2	5.4
200RB6	7.7	10.0	6.5

### NOMENCLATURE

example: 200RB 4T3M

**200R**  
Valve Series

**B**  
Design Series

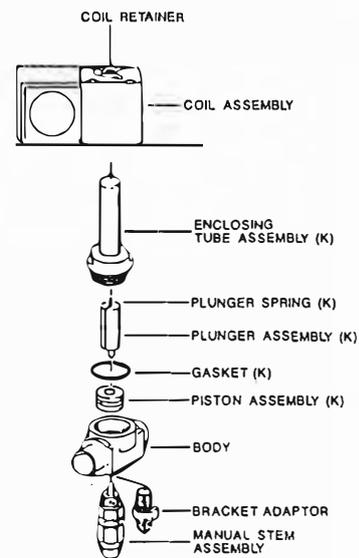
**4**  
Port Size (in 1/16")

**I**  
Connection Type  
F = SAE  
S = ODF  
P = FPT

**3**  
Connection Size (in 1/8")

**M**  
M = manual stem  
T = mounting bracket adaptor (M & T optional)

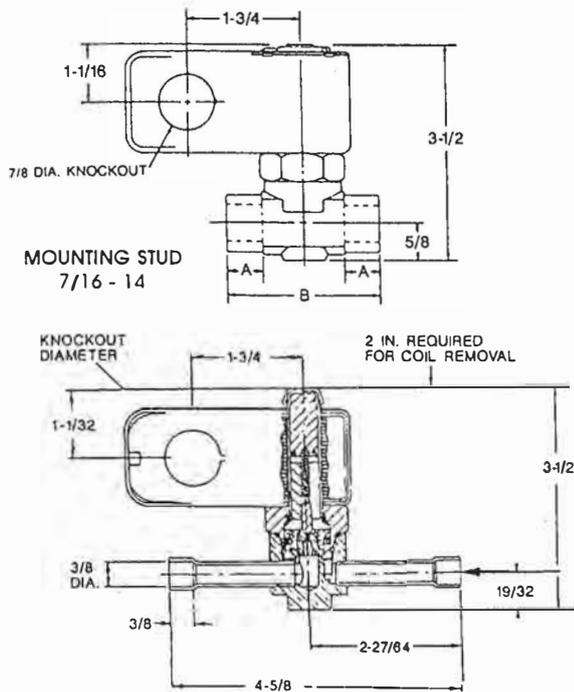
### 200RB EXPLODED VIEW & PARTS KIT DATA



\*K\* indicates part is supplied in valve repair kit KS30115.  
Gasket Kit KG10025 (contains 12 pieces).  
Bi-Flo Conversion Kit KS30293.  
Manual stem kit KS30117 (not available for 200RB2, 200RB3).

**COIL ASSEMBLY**  
For voltages and frequencies available see the tables on page 118.

## 200RB DIMENSIONAL DATA



Valve	Port Size	Conn. Size & Style	A	B
200RB 4P2	1/4	1/4 NPTF	-	2-3/8
200RB 4P3		3/8 NPTF	-	2-3/8
200RB 4S3		3/8 ODF x 1/2 ODM	1/2	2-3/8
200RB 4S4		1/2 ODF x 5/8 ODM	9/16	2-3/8
200RB 4F3	5/16	3/8 SAE (male flare)	-	2-15/16
200RB 5P3		3/8 NPTF	-	2-3/8
200RB 5S4		1/2 ODF x 5/8 ODM	9/16	2-3/8
200RB 5S5		5/8 ODF	9/16	2-3/8
200RB 5F4	3/8	1/2 SAE (male flare)	-	3-5/16
200RB 5F5		5/8 SAE (male flare)	-	3-9/16
200RB 6P3		3/8 NPTF	-	2-3/8
200RB 6S4		1/2 ODF x 5/8 ODM	9/16	2-3/8
200RB 6S5	3/8	5/8 ODF	9/16	2-3/8
200RB 6F4		1/2 SAE (male flare)	-	3-5/16
200RB 6F5		5/8 SAE (male flare)	-	3-9/16

## 200RB WITH EXTENDED ENDS

Valve	Port Size	Conn. Size & Style	A	B	C
200RB 2T2	1/8	1/4 ODF	3-1/2	4-5/8	1/4
200RB 2T3		3/8 ODF	3-1/2	4-5/8	5/16
200RB 3T2	3/16	1/4 ODF	3-1/2	4-5/8	1/4
200RB 3T3		3/8 ODF	3-1/2	4-5/8	5/16
200RB 3T4	1/4	1/2 ODF	3-1/2	4-5/8	3/8
200RB 4T4		1/2 ODF	2-1/2	5	3/8
200RB 4T5	5/16	5/8 ODF	3-1/4	6-1/2	1/2
200RB 5T3		3/8 ODF	2-5/16	4-5/8	5/16
200RB 5T4	3/8	1/2 ODF	2-1/2	5	3/8
200RB 5T5		5/8 ODF	3-1/4	6-1/2	1/2
200RB 6T3	3/8	3/8 ODF	2-5/16	4-5/8	5/16
200RB 6T4		1/2 ODF	2-1/2	5	3/8
200RB 6T5		5/8 ODF	3-1/4	6-1/2	1/2

## LIQUID CAPACITY TABLES IN TONS

R134A Valve	PRESSURE DROP ACROSS VALVE (PSI)			
	2	3	4	5
200RB2	2.4	2.9	3.3	3.7
200RB3	3.6	4.5	5.1	5.7
200RB4	4.3	5.3	6.1	6.8
200RB5	6.4	7.8	9.0	10.1
200RB6	7.7	9.4	10.8	12.1
<b>R22</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
200RB2	2.6	3.1	3.6	4.0
200RB3	3.9	4.8	5.6	6.2
200RB4	4.6	5.6	6.5	7.2
200RB5	6.7	8.2	9.5	10.6
200RB6	8.1	10.0	11.4	12.8
<b>R404A/R507</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
200RB2	1.7	2.1	2.4	2.7
200RB3	2.6	3.2	3.7	4.2
200RB4	3.0	3.7	4.3	4.8
200RB5	4.4	5.4	6.2	7.0
200RB6	5.3	6.5	7.5	8.4

## 200RB Bi-Flo Conversion

To convert a directional flow 200RB solenoid valve to a 200RB Bi-Flo solenoid valve, the internal components must be replaced. All the required components are supplied in the conversion kit # KS30293.

When a standard 200RB valve is converted to a Bi-Flo in order to replace an existing Bi-Flo valve, no wiring changes should be required. If the valve is installed in a new system, the coil must be energized for the valve to open in both directions. When the coil is de-energized, the valve will act as a directional solenoid valve.

All capacities shown are at 40°F Evaporator Temperature. For other temperatures, refer to correction factor table on page 75.

## HOT GAS CAPACITY TABLES IN TONS

R134A Valve	PRESSURE DROP (PSI)										
	1	2	4	5	7	8	10	20	30	40	50
200RB2	.27	.33	.49	.55	.66	.70	.77	.99	1.15	1.26	1.31
200RB3	.42	.50	.76	.84	1.01	1.09	1.18	1.51	1.76	1.93	2.02
200RB4	.50	.60	.90	1.0	1.2	1.3	1.4	1.8	2.1	2.3	2.4
200RB5	.70	1.0	1.4	1.6	1.8	1.9	2.1	2.9	3.3	3.6	3.7
200RB6	1.1	1.4	2.0	2.2	2.6	2.8	3.1	4.1	4.8	5.2	5.4
<b>R22</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>20</b>	<b>30</b>	<b>40</b>	<b>50</b>
200RB2	.45	.55	.63	.71	.78	.85	.90	.95	1.00	1.22	1.38
200RB3	.69	.85	.97	1.09	1.19	1.30	1.38	1.46	1.55	1.87	2.12
200RB4	.82	1.01	1.16	1.30	1.42	1.55	1.64	1.74	1.84	2.23	2.53
200RB5	1.28	1.58	1.82	2.03	2.22	2.42	2.57	2.72	2.87	3.48	3.85
200RB6	1.84	2.28	2.62	2.92	3.20	3.45	3.69	3.92	4.13	5.01	5.69
<b>R404A/R507</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>20</b>	<b>30</b>	<b>40</b>	<b>50</b>
200RB2	.27	.33	.49	.55	.66	.70	.82	1.10	1.31	1.42	1.53
200RB3	.42	.50	.76	.84	1.01	1.09	1.26	1.68	2.02	2.18	2.35
200RB4	.50	.60	.90	1.0	1.2	1.3	1.5	2.0	2.4	2.6	2.8
200RB5	.70	1.0	1.5	1.6	1.9	2.0	2.3	3.1	3.7	4.1	4.4
200RB6	1.1	1.5	2.1	2.4	2.8	3.0	3.3	4.5	5.3	5.9	6.4

# TF115 TEMPERATURE CONTROLS

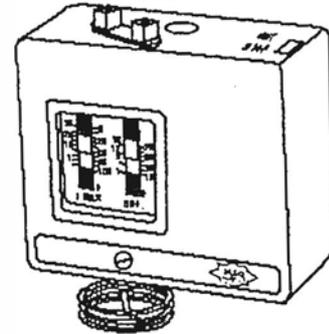
The TF115 Temperature Controls are designed to sense space or surface temperatures in cooling or heating applications for cycling and alarm applications. Maximum application flexibility is provided by using a heavy-duty 24 amp single pole double throw SPDT switch and temperature ranges and power elements designed for specific applications.

## FEATURES

- ☆ SPDT switch allows control of heating as well as cooling applications.
- ☆ Heavy-Duty 24 Amp SPDT Switch allows the handling of most loads directly without the use of a contactor.
- ☆ NonAmbient Sensitive.
- ☆ Air coil types include bellows heater and insulating mounting bracket.
- ☆ Standard accessories include mounting bracket and knob with lockplate.

## SENSING ELEMENT STYLES/APPLICATIONS

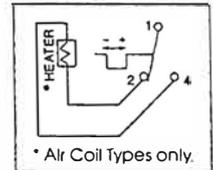
- ☆ **Remote Coiled Bulb** — Fast response vapor filled power element. Responds to the coldest point on the bulb, capillary or power element head. *Ideally suited to temperature control in refrigerators or freezers sensing return, or discharge air or evaporator temperature.* The coiled bulb can be: clamped to, or inserted in the evaporator coil for evaporator temperature sensing; inserted in a well for product temperature sensing; or placed in the air stream for return or discharge air sensing.
- ☆ **Air Coil Sensing** — Fast response vapor filled air coil capillary (illustrated above) for space temperature sensing. *Ideally suited to walk-in cooler and freezers, ventilation fans and space heater temperature control.*



For Settings and Adjustment of the TF115, see next page.

### ☆ Air Coil Sensing (cont.)

Incorporates bellows/control body heater (82 K ohm) and insulating mounting bracket to minimize the thermal lag of the control body and mounting thus maximizing the control's responsiveness to temperature changes.



- ☆ **Wide Range Bulb** — Sensing controls utilize a power element which respond to the bulb only, regardless of capillary or control body temperature. While this feature is necessary when cross ambient control applications are encountered, the disadvantage is the control responds slower to temperature changes than a vapor filled control, due to the mass of the bulb and the power element design. The small 3/8" diameter x 2-3/4" long bulb simplifies the installation of this general use control in many heating and cooling applications. TF115 Controls with wide range bulb are also ideally suited for defrost termination/fan delay control applications.

ALCO Part Number <sup>Ⓞ</sup>	Range in °F	Differential in °F	Switch	Capillary & Bulb	REPLACES				
					Ranco	Penn	White-Rodgers	Honeywell	
<b>REMOTE COILED BULB — VAPOR CHARGED</b>									
TF115-S1 AA10 Low Temp	-60 to +15	3 to 30	SPDT	10' Capillary with 3/8 x 2" coiled bulb	010-1433	—	1609-100 <sup>Ⓢ</sup>	—	
TF115-S2 AA10 Refrigerator/ Freezer Control	-20 to +60				010-1408 010-1409 016-104	—	1609-90	T4031A1008	
<b>AIR COIL — ROOM SENSING</b>									
TF115-S2 AE00 Walk-in Coolers/Freezers	-20 to +60	3 to 30	SPDT	Air Coil for space temperature sensing	010-1072 010-1418 016-594	A19BBC-2 <sup>Ⓢ</sup>	201-20 <sup>Ⓢ</sup>	T6054A <sup>Ⓢ</sup>	
TF115-S3 AE00 Ventilating/A.C./Heat	+15 to +95				010-301 016-165	A19BAB-3 A19BAC-1	201-8	T6054B	
<b>WIDE RANGE — BULB SENSING</b>									
TF115-S4 AF10 Wide Range Temperature Control	-20 to +95	5 to 35	SPDT	10' Capillary with 3/8 x 2-3/4" solid bulb	060-100 F25-107 <sup>Ⓢ</sup>	A19ABC-24 A19ZBC-2 <sup>Ⓢ</sup>	1609-101 1609-102 1609-103	T6031A1029	

**ELECTRIC DUCT HEATERS**

**ENGINEERING AND PERFORMANCE DATA**

**MAXIMUM and MINIMUM ALLOWABLE ELECTRIC HEATER KW  
FOR MODELS AVE, AKE, and AHE SINGLE DUCT THROTTLING UNITS**

*1 PHASE LINE VOLTAGE HEATERS*

AKEC SIZE		MIN. KW ALL SIZES	--	05/06	07/08	10	12/14	--	--	16
AHEC SIZE			--	05/06/07/08	10	12	14	16	--	--
AVEC SIZE			05/06	07/08	10	12	14	16	18/24	--
H x W			7-1/2 x 12	10 x 12	12-1/2 x 14	15 x 16	17-1/2 x 20	17-1/2 x 24	17-1/2 x 32	20 x 24
120 VOLT 1 PHASE	1 STEP	.5	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7
	2 STEPS	.8	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7
	3 STEPS	1.2	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7
MAXIMUM HEATER KW: 5.7 KW*										
208 VOLT 1 PHASE	1 STEP	.7	6.1	8.1	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
	2 STEPS	1.3	6.1	8.1	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
	3 STEPS	2.0	6.1	8.1	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
MAXIMUM HEATER KW: 9.9 KW*										
240 VOLT 1 PHASE	1 STEP	.8	6.1	8.1	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5
	2 STEPS	1.5	6.1	8.1	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5
	3 STEPS	2.3	6.1	8.1	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5
MAXIMUM HEATER KW: 11.5 KW*										
277 VOLT 1 PHASE	1 STEP	.9	6.1	8.1	11.8	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3
	2 STEPS	1.8	6.1	8.1	11.8	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3
	3 STEPS	2.6	6.1	8.1	11.8	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3
MAXIMUM HEATER KW: 13.3 KW*										
480 VOLT 1 PHASE	1 STEP	1.5	6.1	8.1	11.8	16.2	23.0	23.0	23.0	23.0
	2 STEPS	3.0	6.1	8.1	11.8	16.2	23.0	23.0	23.0	23.0
	3 STEPS	4.5	6.1	8.1	11.8	16.2	23.0	23.0	23.0	23.0
MAXIMUM HEATER KW: 23.0 KW*										

*3 PHASE LINE VOLTAGE HEATERS*

AKEC SIZE		MIN. KW ALL SIZES	--	05/06	07/08	10	12/14	--	--	16
AHEC SIZE			--	05/06/07/08	10	12	14	16	--	--
AVEC SIZE			05/06	07/08	10	12	14	16	18/24	--
H x W			7-1/2 x 12	10 x 12	12-1/2 x 14	15 x 16	17-1/2 x 20	17-1/2 x 24	17-1/2 x 32	20 x 24
208 VOLT 3 PHASE	1 STEP	1.2	6.1	8.1	11.8	16.2	17.2	17.2	17.2	17.2
	2 STEPS	2.3	6.1	8.1	11.8	16.2	17.2	17.2	17.2	17.2
	3 STEPS	3.4	6.1	8.1	11.8	16.2	17.2	17.2	17.2	17.2
MAXIMUM HEATER KW: 17.2 KW*										
240 VOLT 3 PHASE	1 STEP	1.3	6.1	8.1	11.8	16.2	19.9	19.9	19.9	19.9
	2 STEPS	2.6	6.1	8.1	11.8	16.2	19.9	19.9	19.9	19.9
	3 STEPS	3.9	6.1	8.1	11.8	16.2	19.9	19.9	19.9	19.9
MAXIMUM HEATER KW: 19.9 KW*										
480 VOLT 3 PHASE	1 STEP	2.6	6.1	8.1	11.6	16.2	23.7	28.4	37.9	32.5
	2 STEPS	5.2	6.1	8.1	11.8	16.2	23.7	28.4	37.9	32.5
	3 STEPS	7.8	N/A	N/A	11.8	16.2	23.7	28.4	37.9	32.5
MAXIMUM HEATER KW: 37.9 KW*										

**MAXIMUM and MINIMUM ALLOWABLE ELECTRIC HEATER KW  
FOR MODELS ASE & ACE FAN TERMINAL UNITS**

ASEG FAN SIZE		A, B, C		D	E, F	--
ACEG FAN SIZE		A, B, C		D	E, F	G, H
H x W (Flow Area)		10 x 14		12-1/2 x 14	15 x 16	17-1/2 x 32
VOLTAGE/PHASE:		Min. KW PER STEP	*MAXIMUM HEATER KW*			
HTR	FAN					
120/1	120/1	.5	5.5	5.1	4.9	4.1
277/1	277/1	.9	9.5	11.9	12.5	11.6
208/3	120/1	1.2	9.5	11.9	14.8	12.2
480/3	277/1	2.6	9.5	11.9	16.3	34.9

\*KW requirements above this maximum KW will require fusing.

- NOTES: 1. Maximum heater discharge temperature should not exceed 125°F to avoid nuisance tripping.  
2. Discharge temperature = [(KW x 3160)/CFM] + entering air temperature (EAT).

# EK EXTRA-KLEAN FILTER-DRIER

## FEATURES, ADVANTAGES & BENEFITS

- ☆ Filtration first for more effective use of surface area of desiccant
- ☆ Soluble contaminant capacities for water, acid
- ☆ Cushioned flow for non-turbulent performance
- ☆ Process controlled fiberglass filter network for premium filtration
- ☆ 100% copper fittings for easy installation - sizes 5 thru 75 cubic inch
- ☆ Corrosion resistant epoxy powder paint finish



## NOMENCLATURE/SELECTION

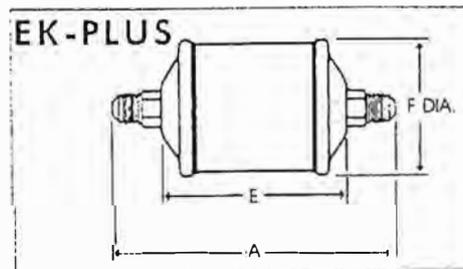
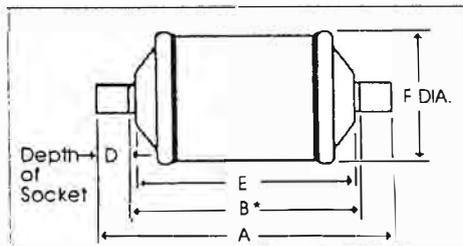
<b>EK</b>	<b>08</b>	<b>3</b>	<b>S</b>
Series	Unit Size (in cu. in.)	Connection Size (in 1/8")	S = ODF connections (omit for SAE)
Above example: EK 083S			

All Alco filter-driers are specifically designed to protect the refrigerant system from liquid and solid contaminants. They incorporate a desiccant specially formulated and blended for maximum moisture, and include advanced materials to remove acid and contaminants.

## SPECIFICATIONS:

Filtration recommendation	40 microns
External leakage rate	.1 oz/yr
Maximum working pressure:	500 psi
UL file number:	SA 3142
CSA file number:	LR 32462

## DIMENSIONAL DATA



CATALOG NUMBER	DIMENSIONS					SHIP WT. LBS.
	A	B	D	E	F*	
EK-032	4 3/8	--	--			
EK-032S	3 7/8	3-1/8	3/8			
EK-032FM	3 1/2	--	--	2 9/16	1 5/8	1/2
EK-032MF	3 1/2	--	--			
EK-033	4 11/16	--	--			
EK-033S	4 1/16	3 3/16	7/16			
EK-052	4 13/16	--	--			
EK-052S	4 7/16	3 11/16	3/8	3	2 5/8	7/8
EK-053	5 1/8	--	--			
EK-053S	4 1/2	3 5/8	7/16			
EK-082	5 5/8	--	--			
EK-082S	5 1/4	4 1/2	3/8			
EK-083	5 15/16	--	--	3 13/16	2 5/8	1 1/4
EK-083S	5 5/16	4 7/16	7/16			
EK-084	6 3/16	--	--			
EK-084S	5 3/8	4 3/8	1/2	2		
EK-162	6 9/16	--	--			
EK-162S	6 3/16	5 7/16	3/8			
EK-163	6 7/8	--	--			
EK-164	7 1/16	--	--	4 3/4	2 5/8	1 1/2
EK-164S	6 5/16	5 5/16	1/2			
EK-165	7 1/2	--	--			
EK-165S	6 9/16	5 5/16	5/8			
EK-303	9 5/8	--	--			
EK-303S	9	8 1/8	7/16			
EK-304	9 7/8	--	--			
EK-304S	9 1/8	8 1/8	1/2	7 1/2	3 1/16	3 3/4
EK-305	10 5/16	--	--			
EK-305S	9 5/16	8 1/16	5/8			
EK-306S	9 11/16	8 7/16	5/8			
EK-307S	9 7/8	8 3/8	3/4			
EK-413	9 3/4	--	--			
EK-414	10	--	--			
EK-414S	9 1/4	8 1/4	1/2			
EK-415	10 7/16	--	--	7 5/8	3 11/16	4 3/4
EK-415S	9 7/16	8 3/16	5/8			
EK-417S	10	8 1/2	3/4			
EK-419S	10 5/16	8 1/2	3/4			
EK-757S	15 7/16	13 15/16	3/4	13 1/16	3 11/16	7 1/2
EK-759S	15 3/4	13 7/8	15/16			

\* Does not include weld bead

### EK CAPACITY TABLES (IN TONS)

Catalog Number	Connection Size & Type	Flow Capacity <sup>①</sup> Tons @ 1 PSIA P			Water Capacity <sup>②</sup> - (Drops of Water) <sup>③</sup>						Nominal System Tonnage								
					Refrigerant						Refrigeration Low Temp. & Commercial Installations			Air Conditioning Field Replacement and Field Installations			OEM Self-Contained Equipment		
					R-134a		R-22		R-404A/R-507		R-134a	R-22	R-404A/R-507	R-134a	R-22	R-404A/R-507	R-134a	R-22	R-404A/R-507
					Liquid Line Temperature														
EK-032	1/4 SAE	2.0	1.9	1.2	44	40	43	37	42	40	1/4	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	3/4	1	3/4
EK-032S	1/4 ODF-3/8 ODM	3.0	2.8	1.8															
EK-032FM	1/4 SAE - FEM. IN	1.8	1.8	1.1															
EK-032MF	1/4 SAE - FEM. OUT	1.8	1.8	1.1	76	66	73	58	75	65	1/3	1/3	1/3	3/4	3/4	3/4	1	1	1
EK-033	3/8 SAE	4.1	3.9	2.5															
EK-033S	3/8 ODF-1/2 ODM	4.7	4.5	2.9															
EK-052	1/4 SAE	2.1	2.0	1.3	121	105	115	92	119	103	1/2	1/2	1/2	3/4	1	3/4	1	1 1/2	1
EK-052S	1/4 ODF	3.0	2.9	1.9															
EK-053	3/8 SAE	4.8	4.6	3.0															
EK-053S	3/8 ODF	6.0	5.8	3.8	242	209	230	184	238	205	1	1 1/2	3/4	1	1 1/2	1	2	2 1/2	2
EK-082	1/4 SAE	2.1	2.1	1.3															
EK-082S	1/4 ODF	3.1	3.0	1.9															
EK-083	3/8 ODF	4.9	4.7	3.0	453	374	412	330	424	367	3	5	3	5	7 1/2	5	7 1/2	7 1/2	5
EK-083S	3/8 ODF	6.2	5.9	3.9															
EK-084	1/2 SAE	8.3	7.9	5.1															
EK-084S	1/2 ODF	8.9	8.5	5.5	591	512	564	450	583	502	4	5	5	7 1/2	7 1/2	5	10	15	7 1/2
EK-162	1/4 SAE	2.1	2.1	1.3															
EK-162S	1/4 ODF	3.1	3.0	1.9															
EK-163	3/8 SAE	5.1	4.9	3.2	1171	975	1091	826	1184	942	3	5	3	5	7 1/2	5	7 1/2	7 1/2	5
EK-163S	3/8 ODF	6.4	6.2	4.0															
EK-164	1/2 SAE	8.8	8.4	5.5															
EK-164S	1/2 ODF	9.2	8.8	5.7	10	12 1/2	10	12 1/2	15	12 1/2	20	25	15	20	25	15	20	25	15
EK-165	5/8 SAE	11.4	11.0	7.1															
EK-165S	5/8 ODF	15.3	14.6	9.5															
EK-167S	7/8 ODF	16.4	17.9	11.9	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25
EK-303	3/8 SAE	5.6	5.4	3.5															
EK-303S	3/8 ODF	7.5	7.2	4.7															
EK-304	1/2 SAE	9.9	9.5	6.2	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25
EK-304S	1/2 ODF	12.3	11.8	7.7															
EK-305	5/8 SAE	12.6	12.1	7.9															
EK-305S	5/8 ODF	16.8	16.1	10.5	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25
EK-306S	3/4 ODF	8.1	17.4	11.3															
EK-307S	7/8 ODF	19.0	18.2	11.8															
EK-309S	1 1/8 ODF	19.3	21.2	14.1	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25
EK-413	3/8 SAE	5.7	5.4	3.5															
EK-414	1/2 SAE	12.7	12.2	7.9															
EK-414S	1/2 ODF	15.5	14.8	9.7	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25
EK-415	5/8 SAE	17.8	17.0	11.1															
EK-415S	5/8 ODF	24.2	23.2	15.1															
EK-417S	7/8 ODF	25.8	24.7	16.1	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25
EK-419S	1 1/8 ODF	24.2	23.2	15.1															
EK-757S	7/8 ODF	25.8	24.7	16.1															
EK-759S	1 1/8 ODF	36.9	35.4	23.0	10	10	7 1/2	10	10	7 1/2	15	20	12 1/2	15	20	25	15	20	25

- ① All ratings in accordance with ARI standard 710-86
- ② Water Capacities are based on:
  - 86°F Liquid Refrigerant Temperature
  - 5°F saturated temperature
  - 4.0 lbs./min./ton for R-134a
  - 2.9 lbs./min./ton for R-22
  - 4.4 lbs./min./ton for R-404A/R-507
- ③ 20 drops of water = 1 gram = 1 cc
- Equilibrium Point Dryness of 80 Parts Per Million for R-134a
- Equilibrium Point Dryness of 60 Parts Per Million for R-22
- Equilibrium Point Dryness of 50 Parts Per Million for R-404A/R-507

UNIT SIZE	LIQUID REFRIGERANT CAPACITY BY WEIGHT - OUNCES					
	R-134a		R-22		R-404A/R-507	
	LIQUID TEMPERATURE		LIQUID TEMPERATURE		LIQUID TEMPERATURE	
	75°F	125°F	75°F	125°F	75°F	125°F
3	2.7	2.4	2.6	2.3	2.3	2.0
5	6.0	5.4	5.9	5.3	5.2	4.5
8	7.6	6.9	7.5	6.8	6.6	5.7
16	9.4	8.5	9.3	8.4	8.2	7.0
30	26.4	23.9	26.1	23.5	23.0	19.8
41	36.8	33.2	36.4	32.5	32	27.6
75	66.5	58	65.8	59.2	58.0	50.0

#### R-410A

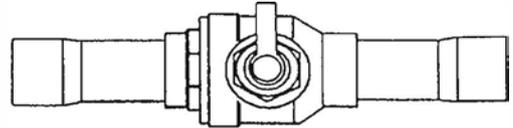
The EK filter-drier is UL listed for 3,000 PSIG minimum burst pressure for sizes 8 and 16 only.

Available on select models, consult Alco Applications Engineering for more information.

# ABV REFRIGERATION BALL VALVE

## FEATURES, ADVANTAGES & BENEFITS

- ☆ Forged brass body
- ☆ Hermetic design
- ☆ Compatible with new refrigerants/lubricants
- ☆ Full internal ports reduce line pressure drops to a minimum. (Reduced ports on 2 5/8" and 3 1/8" models)
- ☆ Bi-directional flow characteristics
- ☆ Valve stem cap retained by strap attached to main body
- ☆ Optional integrated access port available on all sizes



*Alco offers a complete range of ball valves available in sizes for general use in isolating suction, discharge and liquid line pipework during maintenance shutdown periods.*

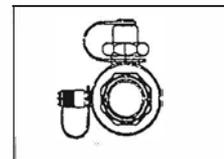
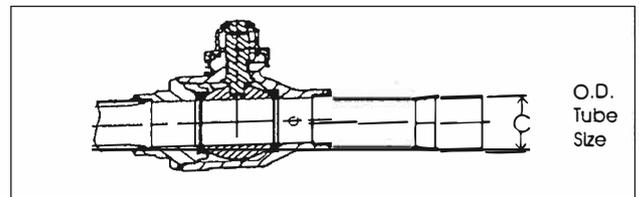
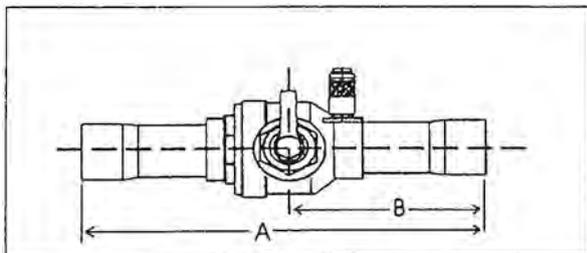
## NOMENCLATURE/SELECTION

A	BV	5	8
Alco	Bo" Valve	Unit Size	Connection Size (in 1/8")

## SPECIFICATIONS:

Welded Body:	Forging Brass
Extension Stubs:	100% Copper Connections
Maximum working pressure:	500 psig

## DIMENSIONAL DATA



Valve	Port Size	Connection Size	Dimensions		
			A	B	C
ABV 3	3/8	1/8"	5 1/2	2 5/8	3/8
ABV 4	1/2		6 1/2	3	1/2
ABV 5	5/8		6 1/2	3	5/8
ABV 7	7/8		7 1/2	3 1/2	7/8
ABV 9	1 1/8		9 1/4	4 1/2	1 1/8
ABV 11	1 3/8		10	5	1 3/8
ABV 13	1 5/8		10 7/8	5 3/8	1 5/8
ABV 17	2 1/8		11 7/8	5 7/8	2 1/8
ABV 21*	2 1/8		12	6	2 5/8
ABV 25*	2 5/8		12 1/2	6 1/4	3 1/8

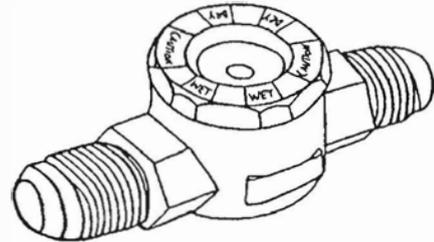
Model	Connection Nominal Size	Standard Pack Quantity
ABV 3	3/8" ODF	10
ABV 4	1/2" ODF	
ABV 5	5/8" ODF/16mm ODF	
ABV 7	7/8" ODF/22mm ODF	
ABV 9	1 1/8" ODF	5
ABV 11	1 3/8" ODF/35mm ODF	
ABV 13	1 5/8" ODF	
ABV 17	2 1/8" ODF/54mm ODF	1
ABV 21	2 5/8" ODF	
ABV 25	3 1/8" ODF	

\*Reduced port. All others have full port.

# AMI MOISTURE-LIQUID INDICATORS

## FEATURES, ADVANTAGES & BENEFITS

- ☆ Single indicator for all common refrigerants
- ☆ Accurate color calibration (wet, caution, dry)
- ☆ Wide angle viewing
- ☆ High visibility
- ☆ Exclusive fused glass eyepiece
- ☆ Simple O-ring seal construction
- ☆ All brass body



## NOMENCLATURE/SELECTION

AMI	1	SS	4
Moisture Liquid Indicator Series	Design Series 1 = standard connection 2 = bushing style	Connection Style SS - Sweat x Sweat	Connection Size (in 1/8")

Above example: AMI 1SS4

*The Alco AMI was designed to provide an accurate method of determining the quality and moisture content of a system's refrigerant. The indicator element centered within the eyepiece, is highly sensitive to moisture and gradually changes color in relation to changes in the system moisture content.*

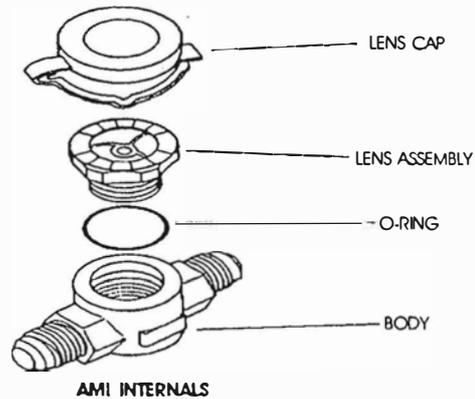
## SPECIFICATIONS:

Maximum working pressure: 500 psig  
 UL file number: SA 4876  
 CSA file number: LR 32462

## REPLACEMENT PARTS FOR AMI

PART	NUMBER
LENS CAP	12740-1
O-RING	PS152 5-2
LENS ASSEMBLY KIT (Consists of lens assembly, lens cap and O ring)	X12978-1

**NOTE: TORQUE LENS 70 INCH POUNDS**



CATALOG NUMBER	SERIES	CONNECTION SIZE	CATALOG NUMBER	SERIES	CONNECTION SIZE
AMI-1MM2	Male Flare x Male Flare	1/4"	AMI-1MU2	Male Flare x Female Flare Swivel Nut	1/4"
AMI-1MM3		3/8"	AMI-1MU3		3/8"
AMI-1MM4		1/2"	AMI-1MU4		1/2"
AMI-1MM5		5/8"	AMI-1MU5	5/8"	
AMI-1SS2		Sweat x Sweat (OD Female)	1/4"	AMI-1FU3	Female Flare x Female Flare Swivel Nut
AMI-1SS3	3/8"		AMI-1FU4	1/2"	
AMI-1SS4	1/2"		AMI-1SU2	1/4"	
AMI-1SS5	5/8"		AMI-1SU3	3/8"	
AMI-1SS7	7/8"		AMI-1SU4	1/2"	
AMI-1SS9	1 1/8"		AMI-1SU5	5/8"	
AMI-1TT2 EXTENDED ENDS	1/4"		AMI-1UU3	3/8"	
AMI-1TT3 EXTENDED ENDS	3/8"		AMI-1UU4	1/2"	
AMI-1TT4 EXTENDED ENDS	1/2"		AMI-1UU5	5/8"	
AMI-1TT5 EXTENDED ENDS	5/8"		AMI-2S11	1 3/8" ODM	
AMI-1TT7 EXTENDED ENDS	7/8"	AMI-2S13	1 5/8" ODM		
AMI-1TT9 EXTENDED ENDS	1 1/8"	AMI-2S17	2 1/8" ODM		
AMI-FM2	Female Flare x Male Flare	1/4"			
AMI-FM3		3/8"			
AMI-FM4		1/2"			

## AMI MOISTURE CAPACITY TABLES

LIQUID TEMPERATURE	MOISTURE CONTENT COLOR CODE											
	VERY DRY			DRY TO CAUTION			CAUTION TO WET			VERY WET		
	R-134a	R-22	R-404A/R-507	R-134a	R-22	R-404A/R-507	R-134a	R-22	R-404A/R-507	R-134a	R-22	R-404A/R-507
75°	1.4	4	2.6	5	15	10	15	45	30	25	75	50
100°	2.5	10	5	9	30	18	27	90	54	43	195	90
125°	4	16	8	15	60	30	45	180	90	70	300	150

PARTS PER MILLIONS - WATER

# MADECO

ISO 9002



## ESPECIFICACIONES DE TUBOS RIGIDOS DE COBRE

Diámetro nominal en pulgadas	Diámetro exterior en pulgadas	TIPO M				TIPO L				TIPO K			
		Espesor de pared mm	Presión de Trabajo PSI	Presión de Ruptura PSI	Peso Kg/Tubo	Espesor de pared mm	Presión de Trabajo	Presión de Ruptura PSI	Peso Kg/Tubo	Espesor de pared mm	Presión de Trabajo PSI	Presión de Ruptura PSI	Peso Kg/Tubo
1/4"	3/8"	0.64	967	4835	0.95	0.76	1010	5050	1.10	0.89	1210	6050	1.30
3/8"	1/2"	0.64	626	3130	1.30	0.89	891	4455	1.80	1.24	1266	6330	2.40
1/2"	5/8"	0.71	555	2775	1.80	1.02	813	4065	2.50	1.24	995	5970	3.05
3/4"	7/8"	0.81	441	2205	2.90	1.14	642	3210	4.00	1.65	938	4690	5.70
1"	1 1/8"	0.89	384	1920	4.15	1.27	553	2765	5.80	1.65	725	3625	7.50
1 1/4"	1 3/8"	1.07	370	1850	6.05	1.40	497	2485	7.90	1.65	583	2915	9.20
1 1/2"	1 5/8"	1.24	370	1850	8.40	1.52	455	2275	10.15	1.83	540	2700	12.10
2"	2 1/8"	1.47	327	1635	13.00	1.78	407	2035	15.60	2.11	483	2415	18.40
2 1/2"	2 3/8"	1.65	299	1495	18.10	2.03	375	1875	22.10	2.41	441	2205	26.10
3"	3 1/8"	1.83	284	1420	23.80	2.29	354	1770	29.60	2.77	427	2135	35.65
4"	4 1/4"	2.41	284	1420	41.40	2.79	327	1635	47.80	3.40	398	1990	57.90

Longitud 6 m. Sin costura.  
 Tipo de Cobre DHP (UNS C12200) Norma ASTM B-88 Temple duro.  
 Presiones máximas permitidas con Factor de Seguridad 5; después de soldar con temple blando en la zona de soldadura.

## ESPECIFICACIONES DE TUBOS EN ROLLOS DE COBRE

Diámetro exterior en pulgadas	Espesor de pared mm	Presión de Trabajo PSI	Presión de Ruptura PSI	Peso Kg/Rollo
1/4"	0.60	1227	6135	1449
3/8"	0.60	966	4830	1849
1/2"	0.60	796	3986	2249
3/4"	0.70	692	3461	3568
1"	0.70	549	2744	4461
1 1/4"	0.75	488	2440	5765
1 1/2"	0.75	416	2082	6765

Rolls de 15 metros.  
 Tipo de Cobre DHP (UNS C12200) Norma ASTM B-251 Temple blando.  
 Limpios, deshidratados extremos con tapones según ASTM B-280.  
 Presiones máximas permitidas con Factor de Seguridad 5.



### CANTIDAD ESTIMADA DE SOLDADURA BLANDA PARA 100 UNIONES

Diámetro Nominal (pulg.)	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"
Cantidad (gr.)	230	340	450	635	770	860	1.090	1.450	1.770	2.040	2.500

1. Cantidades estimadas para 100 uniones.
2. Se requiere 50 gr. de pasta fundente por cada 450 gr. de soldadura.
3. La cantidad de soldadura requerida depende de la habilidad del operador.



**SOLDADURAS  
 ECOLOGICAS, SIN PLOMO**

Tubos de Fierro Galvanizado, SCH40-SCH80 y muchos productos mas



**Elkhart Products Corporation**  
 EXCELENTE CALIDAD EN ACCESORIOS DE COBRE





ARMAFLEX  
INSULATION  
SYSTEMS

# AP Armaflex®

SUBMITTAL  
SHEET



## DESCRIPTION

AP Armaflex Pipe Insulation is a flexible elastomeric thermal insulation, black in color, supplied as unslit tubing, in nominal wall thicknesses of 3/8", 1/2", 3/4", and 1" (10, 13, 19 and 25 mm) in popular sizes up to 6" IPS. The expanded closed-cell structure of AP Armaflex Pipe Insulation makes it an efficient insulation.

AP Armaflex is approved through continuing supervision by Factory Mutual Research Corporation to consistently provide actual values on these key performance criteria for mechanical system insulation:

- Thermal Conductivity: 0.27
- Water Vapor Transmission: 0.10
- Fire Rating: will not contribute significantly to fire (simulated end-use testing).

AP Armaflex Pipe Insulation, in 3/8", 1/2", 3/4", and 1" (10, 13, 19 and 25 mm) thicknesses has a flame-spread rating of 25 or less and a smoke-developed rating of 50 or less as tested by ASTM E 84 and CAN/ULC S-102, "Method of Test for Surface Burning Characteristics of Building Materials."

Note: Numerical flammability ratings alone may not define the performance of products under actual fire conditions. They are provided only for use in the selection of products to meet limits specified.

## USES

AP Armaflex Pipe Insulation is used to retard heat gain and control condensation drip from cold-water plumbing, chilled-water, and refrigeration lines. It also efficiently reduces heat flow for hot-water plumbing and liquid-heating and dual-temperature piping. The recommended temperature usage range for AP Armaflex Pipe Insulation is -70°F to +220°F (-57°C to 105°C).

For use on cold pipes, AP Armaflex Pipe Insulation thicknesses have been calculated to control condensation on the insulation outer surface, as shown in the table of thickness recommendations.

## RESISTANCE TO MOISTURE VAPOR FLOW

The closed-cell structure of AP Armaflex Insulation effectively retards the flow of moisture vapor, and AP Armaflex is considered a low-transmittance vapor retarder. AP Armaflex normally requires no supplemental vapor-retarder protection. Additional vapor-retarder protection may be necessary for AP Armaflex when installed on very-low-temperature piping or where exposed to continually high humidity conditions.



Approved

Performance approved through continuing supervision by Factory Mutual Research Corporation.

## APPLICATION

AP Armaflex Pipe Insulation in unslit tubular form can be slipped onto piping before it is connected, or it can be slit lengthwise and snapped over piping already connected. Fitting covers are fabricated from miter-cut tubular form. In all cases, butt joints and seams are to be sealed with Armstrong 520 Adhesive. 520 Adhesive is a contact adhesive; therefore, in all cases, both surfaces to be joined are coated with adhesive.

AP Armaflex is designed for installation above ground. Indoors, no protective finish is required but may be desirable. Outdoors, a weather-resistant protective finish is to be applied. The recommended protective finish is Armstrong Armaflex Finish; however, other compatible finish systems are not ruled out.

Armstrong insulation products must be installed according to "Installation of Armaflex Insulations," (publication IP-2268). Proper installation is required to assure Armaflex insulation performance.

## SPECIFICATION COMPLIANCE

AP Armaflex can be supplied upon request to meet:

ASTM C 534, Type I—Tubular  
ASTM D 1056, 2B1  
MIL-C-3133C (MIL STD 670B),  
Grade SBE 3  
MIL-P-15280J, FORM T  
CAN/ULC S102  
CGSB CAN 2-51.40-M80  
UL 94 5V  
MEA 96-85-M



ARMSTRONG WORLD INDUSTRIES  
CANADA LTD.  
6911 DECARIE BOULEVARD  
MONTREAL, QUEBEC H3W 3E5  
Phone: 514 733-9981  
Fax: 514 343-8185

ARMSTRONG WORLD INDUSTRIES, INC.  
INSULATION PRODUCTS  
P.O. BOX 3001  
LANCASTER, PA 17604  
Phone: 800 866-5638 OR 717 396-4127  
Fax: 800 443-9386 OR 717 396-4265  
E-mail: moreinfo@armaflex.com  
Website: www.armaflex.com

## AP Armaflex® Pipe Insulation

Physical Properties	Test Method		Notes
Thermal conductivity, Btu • in./h • ft <sup>2</sup> • °F (W/m • K) 75°F mean temp (24°C) 90°F mean temp (32°C)	0.27 (0.039) 0.276 (0.040)	ASTM C 177 or C 518	
Water vapor permeability, perm-in. [Kg/(s•m•Pa)]	0.10 (1.45 x 10 <sup>-13</sup> )	ASTM E 96 Procedure A	
Water absorption, % by weight	5	ASTM D 1056	
Ozone resistance	GOOD	—	
Upper use limit, °F (See note 1)	220 (105°C)	—	
Lower use limit, °F (See note 2)	-40 (-70) -40°C (-57°C)	—	
Sizes			
Wall thickness, (nominal)	3/8", 1/2", 3/4", 1" (10, 13, 19, 25 mm)	—	
Inside diameter, tubular form	3/8" ID to 6" IPS (10 mm ID to 150 mm)	—	
Length of sections, feet, tubular form	6	—	

### ARMAFLEX PIPE INSULATION THICKNESS RECOMMENDATIONS

For Controlling Outer Insulation Surface Condensation  
(Based upon available manufactured thicknesses)

Pipe Size	Line Temperatures			
	50°F (10°C)	35°F (2°C)	0°F (-18°C)	-20°F (-29°C)
<b>BASED ON NORMAL DESIGN CONDITIONS*</b> 3/8" ID through 1-1/8" ID (10mm–28 mm) Over 1-1/8" ID through 2-1/8" ID (28 mm–54 mm) Over 2-1/8" ID through 2-5/8" ID (54 mm–65 mm) Over 2-5/8" ID through 6" IPS (65 mm–150 mm)	Nom 3/8" (10 mm) Nom 3/8" (10 mm) Nom 3/8" (10 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 1/2" (13 mm) Nom 1/2" (13 mm) Nom 1/2" (13 mm) Nom 3/4" (19 mm)	Nom 3/4" (19 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm)	Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1-1/4" (32 mm) Nom 1-1/4" (32 mm)
<b>BASED ON MILD DESIGN CONDITIONS**</b> 3/8" ID through 2-5/8" ID (10 mm–65 mm) Over 2-5/8" ID through 6" IPS (65 mm–150 mm)	Nom 3/8" (10 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 3/8" (10 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 1/2" (13 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 3/4" (19 mm) Nom 3/4" (19 mm)
<b>BASED ON SEVERE DESIGN CONDITIONS***</b> 3/8" ID through 1-5/8" ID (10 mm–40 mm) Over 1-5/8" ID through 3-5/8" ID (40 mm–90 mm) Over 3-5/8" ID through 6" IPS (90 mm–150 mm)	Nom 3/4" (19 mm) Nom 3/4" (19 mm) Nom 3/4" (19 mm)	Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm)	Nom 1-1/2" (38 mm) Nom 1-1/2" (38 mm) Nom 1-1/2" (38 mm)	Nom 1-1/2" (38 mm) Nom 1-3/4" (44 mm) Nom 2" (50 mm)

NOTE: Thicknesses greater than 1" (25 mm) are multiple-layer applications.

\*BASED ON NORMAL DESIGN CONDITIONS AP Armaflex in the thicknesses noted and within the specified temperature ranges will control outer insulation surface condensation indoors under normal design conditions, a maximum severity of 85°F (29°C) and 70% RH. Armstrong research and field experience indicate that indoor conditions anywhere in the United States, seldom exceed this degree of severity.

\*\*BASED ON MILD DESIGN CONDITIONS AP Armaflex in the thicknesses noted and within the specified temperature ranges will control outer insulation surface condensation indoors under mild design conditions, a maximum severity of 80°F (27°C) and 50% RH. Typical of these conditions are most air-conditioned spaces and arid climates.

\*\*\*BASED ON SEVERE DESIGN CONDITIONS AP Armaflex in the thicknesses noted and within the specified temperature ranges will control outer insulation surface condensation indoors under severe design conditions, a maximum severity of 90°F (32°C) and 80% RH. Typical of these conditions are indoor areas in which excessive moisture is introduced or in poorly ventilated confined areas where the temperature may be depressed below ambient.

TABLE 4—PROPERTIES OF REFRIGERANT 22, LIQUID AND SATURATED VAPOR (Contd)

TEMP (F)	PRESSURE (lb/sq in.)		VOLUME (cu ft/lb)		DENSITY (lb/cu ft)		ENTHALPY (Btu/lb)			ENTROPY (Btu/lb-R)		TEMP (F)
	Absolute P	Gage P	Liquid v <sub>f</sub>	Vapor v <sub>g</sub>	Liquid 1/v <sub>f</sub>	Vapor 1/v <sub>g</sub>	Liquid h <sub>f</sub>	Latent h <sub>fg</sub>	Vapor h <sub>g</sub>	Liquid s <sub>f</sub>	Vapor s <sub>g</sub>	
30	69.93	55.23	0.01243	0.7816	80.45	1.280	18.74	89.39	108.13	0.0409	0.2235	30
32	72.53	57.83	.01247	.7543	80.21	1.326	19.32	89.01	108.33	.0421	.2232	32
34	75.21	60.51	.01250	.7283	79.97	1.373	19.90	88.62	108.52	.0433	.2228	34
36	77.97	63.27	.01254	.7032	79.73	1.422	20.49	88.22	108.71	.0445	.2225	36
38	80.81	66.11	.01258	.6791	79.49	1.473	21.09	87.81	108.90	.0457	.2222	38
40	83.72	69.02	0.01262	0.6559	79.25	1.525	21.70	87.39	109.09	0.0469	0.2218	40
42	86.69	71.99	.01266	.6339	79.00	1.578	22.29	86.98	109.27	.0481	.2215	42
44	89.74	75.04	.01270	.6126	78.76	1.632	22.90	86.55	109.45	.0493	.2211	44
46	92.88	78.18	.01274	.5922	78.51	1.689	23.50	86.13	109.63	.0505	.2208	46
48	96.10	81.40	.01278	.5726	78.26	1.747	24.11	85.69	109.80	.0516	.2205	48
50	99.40	84.70	0.01282	0.5537	78.02	1.806	24.73	85.25	109.98	0.0528	0.2201	50
52	102.8	88.10	.01286	.5355	77.77	1.868	25.34	84.80	110.14	.0540	.2198	52
54	106.2	91.5	.01290	.5184	77.51	1.929	25.95	84.35	110.30	.0552	.2194	54
56	109.8	95.1	.01294	.5014	77.26	1.995	26.58	83.89	110.47	.0564	.2191	56
58	113.5	98.8	.01299	.4849	77.01	2.062	27.22	83.41	110.63	.0576	.2188	58
60	117.2	102.5	0.01303	0.4695	76.75	2.130	27.83	82.95	110.78	0.0588	0.2185	60
62	121.0	106.3	.01307	.4546	76.50	2.200	28.46	82.47	110.93	.0600	.2181	62
64	124.9	110.2	.01312	.4403	76.24	2.271	29.09	81.99	111.08	.0612	.2178	64
66	128.9	114.2	.01316	.4264	75.98	2.346	29.72	81.50	111.22	.0624	.2175	66
68	133.0	118.3	.01320	.4129	75.72	2.422	30.35	81.00	111.35	.0636	.2172	68
70	137.2	122.5	0.01325	0.4000	75.46	2.500	30.99	80.50	111.49	0.0648	0.2168	70
72	141.5	126.8	.01330	.3875	75.20	2.581	31.65	79.98	111.63	.0661	.2165	72
74	145.9	131.2	.01334	.3754	74.94	2.664	32.29	79.46	111.75	.0673	.2162	74
76	150.4	135.7	.01339	.3638	74.68	2.749	32.94	78.94	111.88	.0684	.2158	76
78	155.0	140.3	.01344	.3526	74.41	2.836	33.61	78.40	112.01	.0696	.2155	78
80	159.7	145.0	0.01349	0.3417	74.15	2.926	34.27	77.86	112.13	0.0708	0.2151	80
82	164.5	149.8	.01353	.3313	73.89	3.019	34.92	77.32	112.24	.0720	.2148	82
84	169.4	154.7	.01358	.3212	73.63	3.113	35.60	76.76	112.36	.0732	.2144	84
86	174.5	159.8	.01363	.3113	73.36	3.213	36.28	76.19	112.47	.0744	.2140	86
88	179.6	164.9	.01368	.3019	73.09	3.313	36.94	75.63	112.57	.0756	.2137	88
90	184.8	170.1	0.01374	0.2928	72.81	3.415	37.61	75.06	112.67	0.0768	0.2133	90
92	190.1	175.4	.01379	.2841	72.53	3.520	38.28	74.48	112.76	.0780	.2130	92
94	195.6	180.9	.01384	.2755	72.24	3.630	38.97	73.88	112.85	.0792	.2126	94
96	201.2	186.5	.01390	.2672	71.95	3.742	39.65	73.28	112.93	.0803	.2122	96
98	206.8	192.1	.01396	.2594	71.65	3.855	40.32	72.69	113.00	.0815	.2119	98
100	212.6	197.9	0.01402	0.2517	71.35	3.973	40.98	72.08	113.06	0.0827	0.2115	100
102	218.5	203.8	.01408	.2443	71.05	4.094	41.65	71.47	113.12	.0839	.2111	102
104	224.6	209.9	.01414	.2370	70.74	4.220	42.32	70.84	113.16	.0851	.2107	104
106	230.7	216.0	.01420	.2301	70.42	4.347	42.98	70.22	113.20	.0862	.2104	106
108	237.0	222.3	.01426	.2233	70.11	4.479	43.66	69.58	113.24	.0874	.2100	108
110	243.4	228.7	0.01433	0.2167	69.78	4.614	44.35	68.94	113.29	0.0886	0.2096	110
112	249.9	235.2	.01440	.2104	69.45	4.752	45.04	68.30	113.34	.0898	.2093	112
114	256.6	241.9	.01447	.2043	69.12	4.896	45.74	67.64	113.38	.0909	.2089	114
116	263.4	248.7	.01454	.1983	68.78	5.043	46.44	66.98	113.42	.0921	.2085	116
118	270.3	255.6	.01461	.1926	68.44	5.192	47.14	66.32	113.46	.0933	.2081	118
120	277.3	262.6	0.01469	0.1871	68.10	5.345	47.85	65.67	113.52	0.0945	0.2078	120
122	284.4	269.7	.01475	.1825	67.75	5.48	48.60	64.97	113.57	.0959	.2076	122
124	291.7	277.0	.01483	.1772	67.40	5.64	49.40	64.21	113.61	.0973	.2073	124
126	299.1	284.4	.01491	.1724	67.05	5.80	50.20	63.45	113.65	.0986	.2070	126
128	306.5	291.8	.01498	.1675	66.70	5.97	50.80	62.89	113.69	.0997	.2067	128
130	314.0	299.3	0.01507	0.1629	66.35	6.14	51.50	62.21	113.71	0.1009	0.2064	130
132	321.8	307.1	.01515	.1585	66.00	6.31	52.30	61.44	113.74	.1022	.2061	132
134	329.9	315.2	.01523	.1538	65.65	6.50	53.10	60.67	113.77	.1035	.2057	134
136	338.3	323.6	.01532	.1492	65.25	6.70	53.80	59.99	113.79	.1046	.2053	136
138	347.0	332.3	.01541	.1449	64.85	6.90	54.60	59.20	113.80	.1059	.2050	138
140	356.0	341.3	0.01551	0.1408	64.45	7.10	55.30	58.51	113.81	0.1070	0.2046	140
142	365.0	350.3	.01561	.1368	64.05	7.31	56.10	57.70	113.80	.1084	.2043	142
144	374.1	359.4	.01571	.1330	63.65	7.52	56.90	56.89	113.79	.1096	.2039	144
146	383.3	368.6	.01581	.1292	63.25	7.74	57.70	56.08	113.78	.1110	.2036	146
148	392.6	377.9	.01591	.1253	62.85	7.98	58.40	55.36	113.76	.1120	.2031	148
150	401.9	387.2	0.01601	0.1216	62.45	8.22	59.20	54.54	113.74	0.1132	0.2027	150
152	411.3	396.6	.01612	.1179	62.02	8.48	60.00	53.71	113.71	.1145	.2023	152
154	420.8	406.1	.01625	.1141	61.58	8.76	60.80	52.87	113.67	.1156	.2018	154
156	430.3	415.6	.01636	.1105	61.13	9.05	61.60	52.02	113.62	.1168	.2013	156
158	439.8	425.1	.01648	.1070	60.67	9.35	62.50	51.06	113.56	.1181	.2008	158
160	449.3	434.6	0.01661	0.1035	60.20	9.66	63.50	50.00	113.50	0.1196	0.2003	160



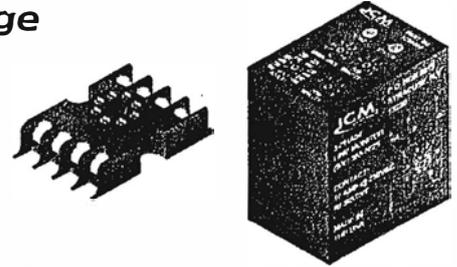
# ICM408 THREE PHASE LINE MONITOR



The ICM408 is a low cost three-phase voltage monitor with fault indicator.

## Protects Against...

- Low Voltage
- High Voltage
- Phase Loss
- Power Interruptions
- Phase Reversal
- Unbalanced Voltage



## Features

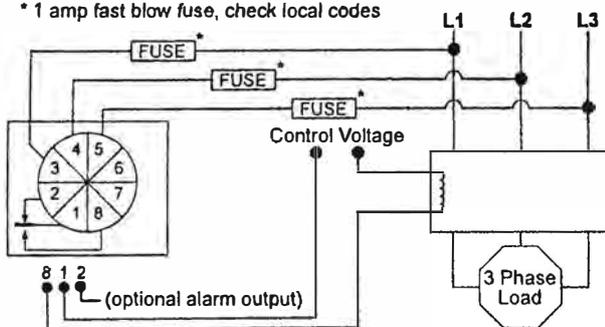
- Adjustable delay-on-make time delay for staggered starting, adjustable delay-on-break time delay for anti-short cycle protection
- Adjustable universal voltage from 190 VAC to 480 VAC
- Adjustable voltage unbalance from 2-8% of the line voltage

## Status LED Indicators

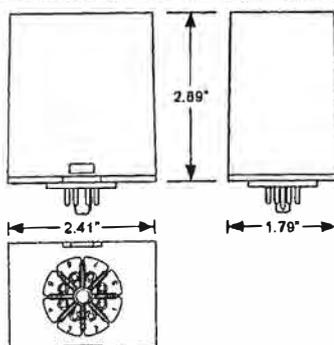
- GREEN LED = Load ON
- RED LED
  - Solid = Phase reversal fault
  - 1 flash = DOM lockout
  - 2 flashes = Low voltage fault
  - 3 flashes = High voltage fault
  - 4 flashes = Unbalanced voltage

## Wiring Diagram

\* 1 amp fast blow fuse, check local codes



## Dimensions Diagram



## Mode Of Operation

Designed in a small, plug in style case, the ICM408 continuously monitors the incoming line voltage for errors. When the line voltage is appropriate, the ICM408 closes a set of N.O. contacts and lights a green LED. When the incoming voltage is outside of the user's set parameters, the N.O. contacts open and the red LED will flash a code for the particular fault present. The N.O. relay contacts will not close until the fault condition is corrected and the time delay has expired.

## Specifications

### User Selectable Universal Voltage

- 190 VAC to 480 VAC

### User Selectable Unbalance Voltage

- 2 to 8%
- Trips after 6 seconds of unbalance condition

### User Selectable Delay-on-Make (Staggered Start) Time Delay

- .1 to 5 minutes

### User Selectable Anti-Short Cycle/Delay-on-Break Time Delay

- .1 to 5 minutes

### High/Low Voltage Cutout

- High voltage cutout setpoint +12%
- Low voltage cutout setpoint -12%
- Detects condition within 100 ms

### Power/Phase Loss Detection

- Within 100 ms

### Phase Reversal Detection

- Detects phase reversal condition on power up

### Relay Contact Ratings

- N.C. contacts: 10A resistive @ 250 VAC
- N.O. contacts: 10A resistive @ 250 VAC

### Operating Frequency

- 50/60 Hz

### Maximum Operating/Storage Relative Humidity

- 95% non-condensing

### Operating Temperature Range

- -40°C to +65°C

### Storage Temperature Range

- -40°C to +85°C

### Connection Terminals

- Screw-down terminals provide easy hookup for both line voltage and control circuit wires

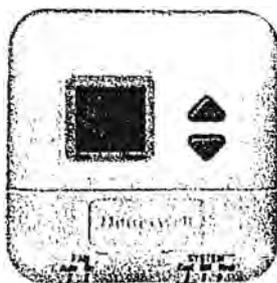
### Conformal Coated Circuit

- Conformal coated circuit provides protection in extreme environmental conditions

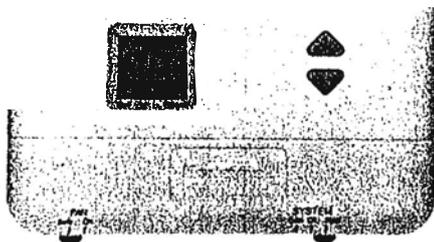
# Honeywell

## T8400C, T8401C and T8424C,D Electronic Thermostats

### PRODUCT DATA



T8400C and  
T8401C



T8424C,D

### APPLICATION

The T8400C and T8401C Standard Electronic Thermostats provide single-stage, non-programmable temperature control for 24V heating-cooling systems with manual changeover from heat to cool.

The T8424C Electronic Multistage Thermostat provides two-stage heat and one-stage cool control.

The T8424D Electronic Multistage Thermostat provides two-stage heat and two-stage cool control.

### FEATURES

- Attractive styling complements any decor to the homeowner's delight.
- Ease-of-use means fewer homeowner questions and increased homeowner satisfaction.
- Large display for quick easy readability.
- Conveniently sized 3-1/2 x 3-1/2 thermostat with optional decorator cover plates (3-7/8 in. x 3-7/8 in. and 5-3/4 in. x 5-3/4 in.) makes it easy to install in a variety of locations.
- Keys are located for easy access.
- Fan and system switches are located on the lower edge to eliminate accidental setting changes.
- Easy installation, setup and self-test saves time and increases installer productivity.
- Manual changeover from heat to cool eliminates unexpected system operation.
- °F or °C temperature display for added model flexibility.
- Selectable heating cycle rate (1, 3, 4, 5, 6 or 9, 12 cph) for a variety of applications which reduces the amount of inventory.
- Cooling cycle rate is fixed (3 cph), the standard setting for compressors, for speedy installation.
- Setpoints are permanently held in memory (no batteries used) and retained during power outages for increased installer and homeowner convenience.
- Power stealing and hard wired models available for virtually all equipment and application needs including gravity or radiating systems, hydronic heat, condensing gas furnaces, gas or oil forced air and electric heat.

### Contents

Application .....	1
Features .....	1
Specifications .....	2
Ordering Information .....	2
Installation .....	3
Settings and Adjustments .....	8
Operation .....	10
Checkout .....	12
Troubleshooting .....	13



## T8400C, T8401C AND T8424C,D ELECTRONIC THERMOSTATS

## SPECIFICATIONS

**IMPORTANT**

*The specifications given in this publication do not include normal manufacturing tolerances; therefore, an individual unit might not exactly match the listed specifications. Also, this product is tested and calibrated under closely controlled conditions, and some minor differences in performance can be expected if those conditions are changed.*

T8400C, T8401C, T8424C,D TRADELINE® models include a thermostat, wallplate for wiring and mounting thermostat and owner's guide.

T8400C, T8401C SUPER TRADELINE® models include a thermostat, wallplate (for mounting and wiring thermostat), two decorator cover plates for covering wall marks (3-7/8 in. x 3-7/8 in. and 5-3/4 in. x 5-3/4 in.), and owner's guide.

**Power:**

T8400C: 24 Vac nominal, 18 to 30 Vac, 50/60 Hz.  
T8401C: 24 Vac nominal, 18 to 30 Vac, 50/60 Hz.  
T8424C,D: 24 Vac nominal, 18 to 30 Vac, 50/60 Hz.

**Electrical Ratings:**

Heating: .02 to 1.5A run; 3.5A inrush.  
Cooling: .02 to 1.5A run; 7.5A inrush.  
Fan: .02 to 0.5A run; 2.5A inrush.

**Current Draw:**

T8400C Power Stealing Thermostat requires less than 0.25 mA current draw when the thermostat calls for heat and is compatible with most 24V microprocessor systems. The T8400C Power Stealing Thermostat can be used in any non-millivolt application where the T8401C and T8424C,D Hard Wired Thermostats cannot be used. For further detail, see Power Stealing in the Operation section.

**Temperature Adjustment:**

Setpoint temperature is adjusted by using the ▲ or ▼ keys. One press changes the setpoint one degree; pressing and holding changes the setpoint several degrees.

**Temperature Setting Range:** 40°F (4°C) to 99°F (37°C).

**Ambient Temperature Range:** 40°F (4°C) to 110°F (43°C).

**Shipping Temperature Range:** -20°F (-29°C) to 120°F (49°C).

**Operating Relative Humidity:** 5% to 90% RH, non-condensing.

**Cycle Rates (at 50% Load):**

Heating: Selectable at 1, 3, 4, 5, 6, 9 or 12 cph. See Table 1 for cycle rate options and corresponding system equipment.

Cooling: Fixed at 3 cph.

**Table 1. Heating Cycle Rates.**

System	Cycles Per Hour
Steam, gravity	1
Hydronic heat, condensing gas furnaces <sup>a</sup>	3
Special applications <sup>b</sup>	4, 5
Gas or oil forced air (default)	6
Electric heat	9
Special applications <sup>b</sup>	12

<sup>a</sup> High efficiency furnace.

<sup>b</sup> Refer to equipment manufacturer's instructions.

**Finish:**

T8400C, T8401C and T8424C,D TRADELINE® AND SUPER TRADELINE®: Taupe finish.

T8400C, T8401C and T8424C,D STANDARD MODELS: Premier White® finish and only available in builder packs of 20.

**Accessory:** Decorator cover plates (for covering wall marks): 5-3/4 in. x 5-3/4 in. and 3-7/8 in. x 3-7/8 in.

**Dimensions:** See Fig. 1 or 2.

## ORDERING INFORMATION

When purchasing replacement and modernization products from your TRADELINE® wholesaler or distributor, refer to the TRADELINE® Catalog or price sheets for complete ordering number.

If you have additional questions, need further information, or would like to comment on our products or services, please write or phone:

1. Your local Home and Building Control Sales Office (check white pages of your phone directory).
2. Home and Building Control Customer Relations  
Honeywell, 1985 Douglas Drive North  
Golden Valley, Minnesota 55422 (800) 468-1502

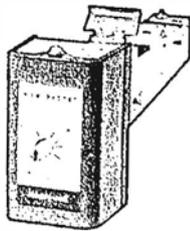
In Canada—Honeywell Limited/Honeywell Limitée, 35 Dynamic Drive, Scarborough, Ontario M1V 4Z9.

International Sales and Service Offices in all principal cities of the world. Manufacturing in Australia, Canada, Finland, France, Germany, Japan, Mexico, Netherlands, Spain, Taiwan, United Kingdom, U.S.A.

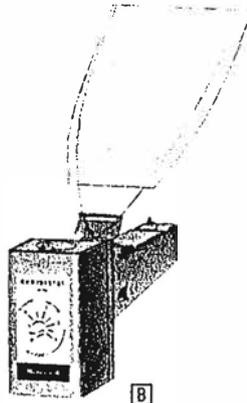


Order today! phone | fax | visit | [www.grainger.com](http://www.grainger.com)

**A**  
Duct-Mounted  
Humidistat  
No. 2E073



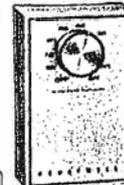
CONTACT RATINGS		
Stock No.	Volts AC	Amps
2E073	120/240	7.5/3.8
2E484	120/240	4.4/2.2
2E453	24/120	2.0/4.4
2E741	24	2.5
2E574	120	7.5
2E082	120	7.5
4CZ46	24	2.0
4CZ47	24	2.0
4CZ48	24	2.0
4CZ49	24	2.0



**B**  
Sail Switch Humidistat  
No. 2E484



**C**  
Humidistat  
No. 2E453



**E**  
Wall Mount Dehumidifier  
Control No. 2E082



**D**  
Attic Ventilator  
Dehumidification Control  
No. 2E574



**F**  
Humidifier Control  
No. 4CZ46

Honeywell

autoFlo



**HUMIDITY CONTROL SPECIFICATIONS & ORDERING DATA**

Key	Item	Mounting Location	Adjustable Range	Differential RH%	Switch Action	Dimensions, (In.) H W D	Mfr.	Mfr. Model	Stock No.	List	Each	Shpg. Wt.
A	Humidistat	Return Duct	15 to 50%	4 to 6	Open	3 1/4 2 1/8 2	Honeywell	H49A1019	2E073	\$62.12	\$43.70	1.0
B	Sail Switch Humidistat	Return Duct	15 to 50	4 to 6	Open	3 1/4 2 1/4 2	Honeywell	H49B1017	2E484	82.55	59.55	1.0
C	Humidistat	Wall or Return Duct	10 to 60	4 to 6	Open	5 1/4 3 1/8 2	AutoFlo	052000	2E453	37.19	26.45	0.8
D	Attic Ventilator Dehumidification Control	Switch Box	20 to 80	4 to 6	Close	4 1/4 3 2 1/8	Honeywell	H46C1000	2E574	104.59	53.85	1.0
E	Dehumidifier Control	Wall	20 to 80	4 to 6	Close	4 1/4 2 1/4 1 1/8	Honeywell	H46E1013	2E082	114.46	72.90	1.6
F	Humidifier Control—Beige	Wall	10 to 60	5	Open	4 1/8 3 1/4 2 1/8	Honeywell	H8808B1003	4CZ46	81.00	58.95	0.5
	Humidifier Control—White	Wall	10 to 60	5	Open	4 1/8 3 1/4 2 1/8	Honeywell	H8808B1011	4CZ47	81.00	58.95	0.5
	Dehumidifier Control—Beige	Wall	20 to 80	5	Close	4 1/8 3 1/4 2 1/8	Honeywell	H8808C1001	4CZ48	76.91	56.05	0.5
	Dehumidifier Control—White	Wall	20 to 80	5	Close	4 1/8 3 1/4 2 1/8	Honeywell	H8808C1019	4CZ49	76.91	56.05	0.5

(\*) On humidity increase.

**Columbus Electric**



No. 2E462

**MULTI-PURPOSE SPDT AIR SWITCH**

More versatile than a sail switch and easier to install. Must be installed vertically. Widely used to control electronic air cleaners, humidifiers, refrigeration equipment and in many other applications where air flow must be proved. Can be activated by positive, negative or differential air pressure. Will not flutter or malfunction due to shock and vibration. Control range is field adjustable from 0.05" to 12"W.C. Furnished with 1/4" OD tubing nuts, ferrules, and one 12" length of 1/4" OD flexible tubing. Operates in ambient temperatures of -40° to 180°F. SPDT switch rated 300VA pilot duty at 125-277VAC, 15A resistive at 125 to 277VAC, 1/4 HP at 125VAC, 1/2 HP at 250VAC, 490VA duty at 250VAC. Columbus Electric brand.

**AIR SWITCH SPECIFICATIONS & ORDERING DATA**

Mounting Location	Adjustable Range WC	Differential WC	Switch Action	Dimensions, (In.) H W D	Columbus Electric Model	Stock No.	List	Each	Shpg. Wt.
Any Vertical Surface	0.05" to 12"	0.02" to 0.8"	SPDT	6 1/8 3 3/8 3 3/8	RH-3	2E462	\$86.06	\$28.40	1.3

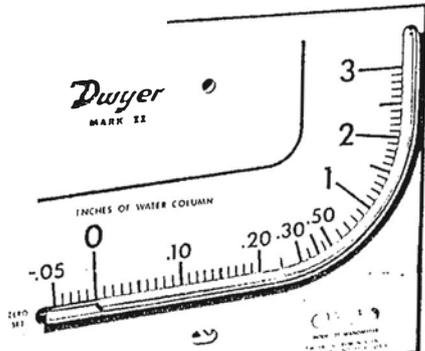


# Instructions

FOR

## MARK II

### MOLDED PLASTIC MANOMETERS



Mark II  
Model No. 25 molded  
plastic manometer.

#### Installation

Locate the Mark II on a convenient vertical surface. The installation should not be exposed to strong chlorine atmospheres or solvents such as benzene, acetone, carbon tetrachloride, etc. The instrument is suitable for total internal pressures up to 10 PSI and ambient temperatures of 140° F. DO NOT EXCEED THESE LIMITS!

Drill two  $\frac{1}{8}$ " or  $\frac{9}{64}$ " holes on a vertical line  $3 \frac{15}{16}$ " apart. Install gage with self-tapping screws provided, turning the screws down snug, but not tight. Adjust the gage until the bubble is centered in the spirit level. Tighten the mounting screws; check to be sure the instrument remained level and relevel as necessary. To adapt gage for portable use, order optional A-612 Portable Stand.

#### Filling

Back out (turn counter clockwise) the zero adjust knob until it stops; then turn in approximately three full turns so that there is room for adjustment

in either direction. Remove the fill plug and fill with gage fluid until fluid is visible in vicinity of zero on scale. Caution: Use .826 specific gravity red gage oil for Gage Nos. 25, 27, MM-80 and M-700 Pa. Use 1.9 specific gravity blue oil for Gage Nos. 26, 28 and MM-180. Adjust for exact zero setting with zero knob and replace fill plug. If the unit is overfilled to the extent that there is insufficient zero adjustment to accommodate it, the excess oil can be removed by inserting a pipe cleaner through the fill port and blotting up the excess.

An eight foot length of double column plastic tubing is included with the gage along with adaptors for connection to  $\frac{1}{8}$ " NPT fittings or sheet metal ducts. Connect the tube with red code stripe to the high pressure (left) connection at top of gage and to the positive or more positive pressure to be sensed. The low pressure (right) connection should similarly be connected to the uncoded tube and it in turn to the negative or more negative pressure to be sensed.

#### Maintenance

Check oil level occasionally and adjust zero knob as required. Be sure all pressure is removed by disconnecting tubing at top of gage before adjusting zero knob. Add oil only when necessary. Use Dwyer red or blue oil only — other fluids may damage the gage. Clean with a soft cloth using a little pure soap and water. Use of a small brush will aid in cleaning the knobs. Avoid cleaning fluids and liquid soaps which may have chlorinated solvents in them as they may damage the gage.

©Copyright 1989, DWYER INSTRUMENTS, INC.

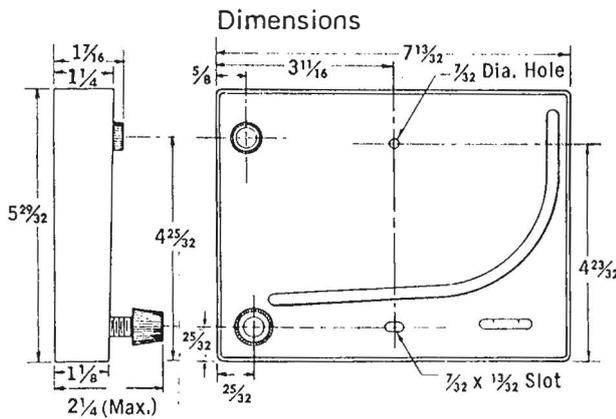
**DWYER INSTRUMENTS, INC.**  
P. O. BOX 373 • MICHIGAN CITY, INDIANA 46360, U.S.A.

Telephone 219/879-8000  
Fax 219/872-9057

# MARK II MANOMETER INSTRUCTIONS

Bulletin D-58

Page 2



## APPLICATION DATA

### Draft Gage

Run iron pipe,  $\frac{1}{8}$ " or larger, from source of draft to a point within five feet of gage. Provide a means for periodic clean-out to remove soot accumulation. Make gage connection to right hand connector.

### Static Pressure Indicator

Air velocities of 1000 fpm or greater are a possible source of error. For greater accuracy, static pressure tips should be installed, with the tips directed into the air flow. If static pressure tips are not used, make connections enter the duct perpendicular to the air stream and finish off smooth on the inside.

### Air Filter Gage

Mount gage within three feet of filter bank and install a tubing adapter on each side of the filter element. Run the tube from the fitting on the discharge side of the filter to the right gage connection and the tube from the other side of the filter to the left gage connection. Remove paper from back of green and red arrows and install adjacent to indicating tube to indicate clean and dirty filter readings.

### Air Velocity Meters

A pitot tube is required for air velocity indications and care must be taken in installation to insure accuracy. Select a location for the pitot tube with smooth, straight sections of duct at least four

diameters in length both upstream and downstream. Install with the tube centered in the duct and the tip directed into the air stream. Connect the right angle pitot tube fitting to the right gage connection. Connect the straight pitot tube connection to the left gage connection. The velocity reading now indicated on the gage is the center or maximum velocity. For average velocity across the full area of the duct multiply by a factor of .9 The velocity indicated is for dry air at 70 ° F., 29.9" Barometric pressure and a resulting density of .075-cu./ft. For variations from these standard conditions, corrections may be based upon the following data.

## AIR VELOCITY CALCULATIONS:

$$\text{Air Velocity} = 1096.2 \sqrt{\frac{P_v}{D}}$$

where  $P_v$  = velocity pressure in inches of water

$D$  = Air density in #/-cu. ft.

$$\text{Air Density} = 1.325 \times \frac{P_B}{T}$$

where  $P_B$  = Barometric Pressure in inches of mercury

$T$  = Absolute Temperature (indicated temperature °F plus 460)

Flow in cu. ft. per min. = Duct area in square feet x air velocity in ft. per min.

## OPERATING RANGES

No.	Range	Fluid
25	0-3 In. W.C.	.826 sp. gr. red oil
26	0-7 In. W.C.	1.9 sp. gr. blue oil
M-80	0-80 M.M. W.C.	.826 sp. gr. red oil
M-180	0-180 M.M. W.C.	1.9 sp. gr. blue oil
M-700 Pa	10-0-700 Pascals	.826 sp. gr. red oil
27 *	0-7,000 fpm	.826 sp. gr. red oil
28 *	0-10,500 fpm	1.9 sp. gr. blue oil

\* Nos. 27 and 28 require pitot tube at additional cost. See Bulletin H-100.

Litho in U.S.A. 2/89

67-440215-00



## DWYER INSTRUMENTS, INC.

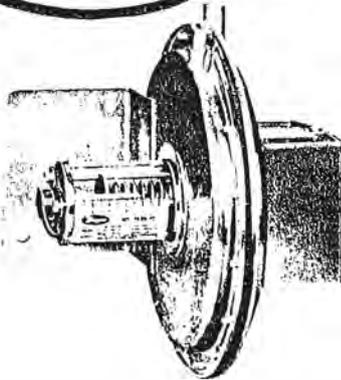
P.O. Box 373, Michigan City, Ind. 46360

Telephone 219/879-8000 Fax 219/872-9057

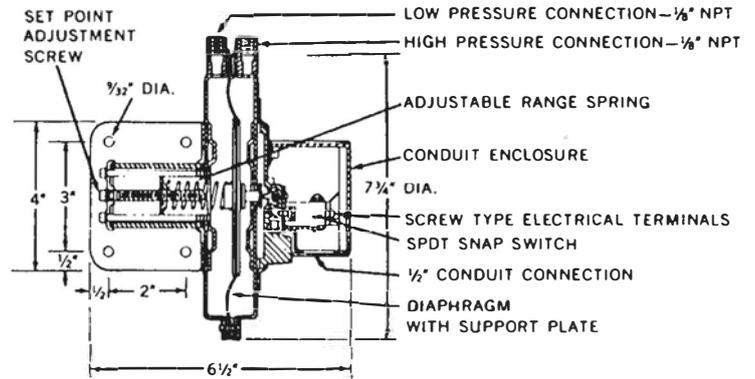
**BULLETIN NO. E-52**

**SERIES 1630\* DIFFERENTIAL PRESSURE SWITCH**

**Specifications – Installation & Operating Instructions – Parts List**



Model 1638 pressure switch – U.L. and C.S.A. listed, F.M. approved.



Construction and dimensions. Series 1630 pressure switches.

Our highest precision conventional large diaphragm pressure switch provides maximum dependability. In addition it incorporates a visible set point indicator for maximum convenience. U.L. and C.S.A. listed, F.M. approved for general service these switches are suitable for most applications in air conditioning and industrial service. Electrical capability of 15 amps handles most small electrical loads.

**SPECIAL MODELS AVAILABLE**

(See page 5 Bulletin E-50 for OEM models).

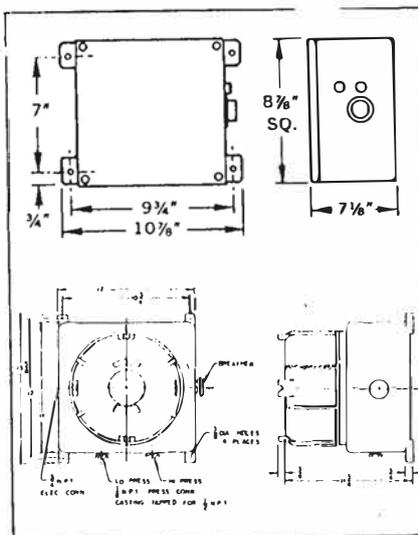
**Environmental (MIL) Construction.** Unlisted Model 1635 can be furnished with special snap switch and silicone rubber diaphragm for ambient temperatures down to  $-65^{\circ}\text{F}$ ., high humidity and/or for government applications. Similar to standard Model 1638 except dead band is slightly greater. Specify Model No. 1635 (range No.) MIL in ordering.

**HOUSINGS FOR USE WITH MODEL 1638 SWITCHES**

(also suitable for Models 1626, 1627 and 1640 switches)

**Weatherproof Housing**

16 ga. steel enclosure for unusually wet or oily conditions. Withstands 200 hour salt spray test. Gasketed cover. Weight, 20 lbs. Switch must be installed at factory. Specify "WP" in addition to switch catalog number.



**Explosion-proof Housing**

Killark cast alum. housing No. 4GRH with dome for No. 1638 switches and No. GRH with flat cover for No. 1626 and 1627 switches rated for Class I, Group D; Class II, Groups E, F and G and Class III. Approximate weight, 47 lbs. Specify "EXPL" in addition to switch catalog number.

**PHYSICAL DATA**

**Temperature limits:**  $-30^{\circ}\text{F}$  for dry air or gas to  $110^{\circ}\text{F}$ . (Consult factory for higher temperature applications.)

**Maximum surge pressure:** 25 psig.

**Rated pressure:** 10 psig.

**Pressure connections:**  $1/8"$  NPT.

**Electrical rating:** 15 amps, 120-480 volts, 60 Hz. A.C. Resistive.  $1/8$  H.P. @ 125 volts,  $1/4$  H.P. @ 250 volts, 60 Hz. A.C.

**Wiring connections:** 3 screw type, common, normally open and normally closed.

**Set point adjustment:** Screw type with enclosed scale.

**Housing:** 16 ga. steel, zinc plated, dichromate dipped for 200 hour salt spray test.

**Diaphragm:** Buna-N with aluminum support plate. (Silicone rubber with "MIL" option.)

**Calibration Spring:** Stainless steel.

**Weight:** 4 lbs., 14 oz.

**Installation:** Diaphragm vertical.

**MODEL 1638:**

**OPERATING RANGES, DEAD BANDS AND RATINGS. U.L. and C.S.A. Listed, F.M. Approved.**

Model Number	Operating Range, Inches, W.C.	Approximate Dead Band	
		At Min. Set Point	At Max. Set Point
1638-0	0.05 to 0.25	0.04	0.05
1638-1	0.20 to 1.0	0.04	0.06
1638-2	1.0 to 3.0	0.06	0.08
1638-5	2.0 to 6.0	0.07	0.25
1638-10	3.0 to 12	0.11	0.30

**Suggested Specification**

Differential pressure switches shall be diaphragm operated to actuate a single pole double throw snap switch. Motion of the diaphragm shall be restrained by a calibrated spring that can be adjusted to set the exact pressure differential at which the electrical switch will be actuated. Motion of the diaphragm shall be transmitted to the switch button by means of a direct mechanical linkage. Set point adjustment shall be screw type with set point indicated on a visual scale. Switches shall be Dwyer Instruments, Inc. Catalog No. 1638-\_\_\_\_\_ for the required operating ranges.

\*Patent No. 3,007,017

TO RETURN TO ECAT  
PRESS ALT TAB KEYS

Page 1396

INDEX

Page 1398

fast | easy | no minimums | See pages A2-A12 for details.

Test Instruments  
Gages & Transmitters

**PHOTOHELIC® PRESSURE SWITCH/GAGES**

- Typical applications: control pressures in air conditioning systems, clean rooms, fluidic and pneumatic control systems, material handling equipment; alarm or control fume exhaust systems; control pressure in air structures; used for low pressure air reading and control
- 2 phototransistor circuits and 2 DPDT relays permit both high and low alarms or limit controls
- Relays are de-energized when gage pointer is to the left of respective set points
- Provides fail safe protection in the event of a loss of electrical power or pressure
- Rated total pressure:
  - 20" Hg to 25 PSIG, Nos. 3T450 & 3T459, 1W449-1W463
  - 20" Hg to 35 PSIG, Nos. 3T460 & 3T461
  - 20" Hg to 80 PSIG, No. 3T462
- ±2% full scale accuracy
- Gage connections 1/8" NPT
- Power required 110V, 50/60 Hz
- Electrical rating of relays 10 amps @ 110/240V AC; resistive

**PRESSURE AND AIR VELOCITY SCALE MODELS**

Pressure Range (In. W.C.)	Minor Divisions Pressure Range Only	Velocity Range FPM	Dwyer Model	Stock No.	Each	Shpg. Wt.
0-0.25	0.005	300-2000	3000-00AV	1W463	\$242.00	4.5
0-0.5	0.01	500-2800	3000-0AV	1W461	231.00	4.5
0-1.0	0.02	500-4000	3001AV	1W459	231.00	4.5
0-2.0	0.05	1000-5600	3002AV	1W457	231.00	4.5
0-10.0	0.02	2000-12500	3010AV	1W453	231.00	4.5

**PRESSURE SCALE MODELS**

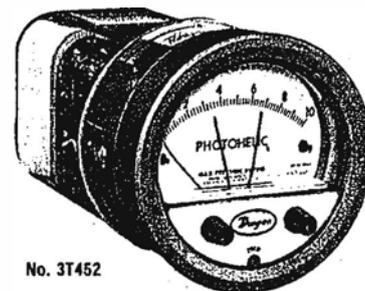
Pressure Range (In. W.C.)	Minor Div.	Dwyer Model	Stock No.	Each	Shpg. Wt.
0-0.25	0.005	3000-00	3T450	\$206.50	5.0
0-0.50	0.01	3000-0	3T451	197.25	5.0
0-1.0	0.02	3001	3T452	197.25	5.0
0-2.0	0.05	3002	3T453	197.25	6.0
0-3.0	0.1	3003	1W455	197.25	4.5
0-5.0	0.10	3005	3T454	197.25	5.0
0-10	0.20	3010	3T455	197.25	4.1
0-25	0.50	3025	3T456	197.25	5.0
0-50	1.0	3050	3T457	197.25	5.0
0-100	2.0	3100	3T458	197.25	5.0
0.25-0-0.25	0.01	3300-0	1W451	200.25	4.5
0.50-0-0.50	0.02	3301	1W449	200.25	4.5
0-5 PSI	0.10	3205	3T459	197.25	5.0
0-10	0.20	3210	3T460	197.25	5.0
0-15	0.50	3215	3T461	197.25	5.0
0-30	1.0	3230	3T462	254.75	4.1

**MAGNETIC® INDICATING TRANSMITTERS**

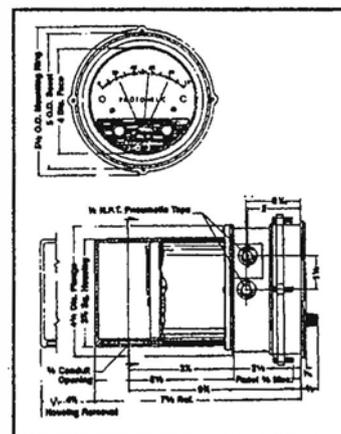
- Typical applications: Ideal for control applications in building HVAC systems where local indication is desired during routine maintenance checks or necessary when troubleshooting the system; provides visual monitoring and electronic control of very low differential pressure
- Current consumption: 38mA DC (maximum)
- Power supply: 12 to 35VDC
- Output signal: 4 to 20mA, 2-wire
- Loop resistance: 0-1170 ohms from 12 to 35VDC
- Accuracy: ±2% of full span output
- Pressure connections 1/8" NPT female high and low pressure taps
- Includes span and zero adjust tool, mounting hardware kit

**SPECIFICATIONS AND ORDERING DATA**

Pressure Range (In. W.C.)	Minor Divisions	Dwyer Model	Stock No.	Each	Shpg. Wt.
0-0.5	0.01	605-0	1W423	\$169.50	2.6
0-1.0	0.02	605-1	3T311	169.50	2.5
0-2.0	0.05	605-2	1W419	169.50	2.6
0-3.0	0.01	605-3	3T312	189.50	1.8
0-10.0	0.20	605-10	3T313	169.50	1.8
0.05-0-2	0.005	605-00N	1W421	189.50	2.6



No. 3T452



No. 3T311

# METAL\*AIRE® SECTION I SERIES 5000

## GENERAL INFORMATION

### Features

- Infinite air pattern availability.
- Choice of 6 mounting frames.
- All-Extruded Aluminum construction — no rust.
- Snap-in/out core and OB Damper.
- Size availability through 48" x 48".
- Square, rectangular or round necks (with Model TR Transitions).

### Design Flexibility

SERIES 5000 DIRECTIONAL DIFFUSER MODELS provide an aesthetically pleasing solution to air distribution requirements, regardless of room configurations. 1, 2, 3 and 4-way air pattern variations are virtually limitless due to the unique modular assembly of this Series. Additionally, the Series 5000 offers 6 different frame styles to satisfy all standard mounting methods, surface, dropped, lay-in, and spline. A full range of Accessories is offered for use with the Series 5000 to improve performance and insure draft-free air diffusion in the space. Model TR Transitions are furnished when round duct connections are desirable. (See Accessory Section III, page 2.)

### Construction

SERIES 5000 Directional Diffuser Models are constructed of rugged all-Extruded Aluminum material. Outer frames (6 to choose from) are assembled using "posi-lok" corner inserts to insure hairline butting. Cores are modularly assembled using a series of integral cross braces which interlock to contain discharge vanes and preclude rattling. All air pattern cores are equipped with thumb operated spring-loaded latches, providing easy snap-in/out core installation — no tools required.

### Installation

SERIES 5000 Diffusers have undersized connecting collars for installation of duct outside Diffuser neck (i.e., 6" x 6" duct — Diffuser O.D., 5 $\frac{7}{8}$ " x 5 $\frac{7}{8}$ "). Mounting frame gaskets minimize ceiling smudging.

To install all Series 5000 Models, simply remove snap-out core and OB Damper (if required) and position the mounting collar inside duct. Space is provided between the Damper and collar wall to accommodate a standard sheet metal screw head for concealed mounting. When frame is secured in place, simply snap in Damper (if required) and air pattern core. Installation is then complete. See Section IV.

SQUARE-TO-ROUND NECK TRANSITIONS (Model TR) are available for conversion to round duct connections or flexible tubing applications to 18".

### Performance

SERIES 5000 Directional Diffuser Models provide an efficient method of handling both standard and non-standard air pattern requirements in ceiling applications. Diffuser core discharge vanes are designed to create an induction effect which causes rapid mixing of room air and primary air and reduces discharge velocity ( $V_d$ ), thus eliminating the main cause of drafts within the occupied zone.

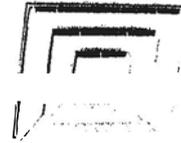
Series 5000 Units perform efficiently at cooling temperature differentials of 20°FΔT and air loadings of 1-2.5 CFM per sq. ft. of floor area or up to 20 air changes per hour at normal ceiling heights of 9-10 feet. (For ceiling heights below 8'-6", Series 5500 Diffusers are recommended — refer to pages 16-29, this Section.)

To insure proper Outlet selection, consult Performance Tables, pages 6-15 and Application Section IV, pages 2-7.

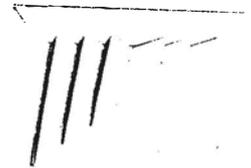
### Finish

All METAL\*AIRE Ceiling Diffusers receive a three-stage preparation prior to final finishing; cleaning, phosphatizing and drying. The phosphatizing stage insures proper paint adhesion and precludes paint peel or lift after installation. The finest paints available are used to insure a durable and aesthetically pleasing finish.

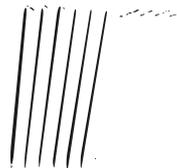
Standard finish is off-white. Optional aluminum finish is available.



**MODEL: M-1**  
(4-way air pattern shown)



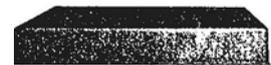
**MODEL: M-2**  
(3-way air pattern shown)



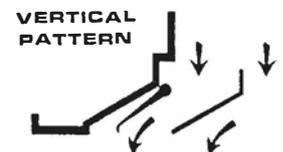
**MODEL: M-6, M-7  
or M-8**  
(2-way air pattern shown)



**MODEL: M-4**  
(2-way corner  
air pattern shown)



(side view shown)



**MODEL: APD**  
(adjustable vane —  
optional all models)

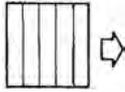
(For additional air pattern options, see page 5..)

METAL AIRE™  
SECTION I  
SERIES 5000

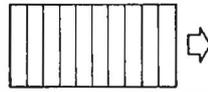
**AIR PATTERNS (PLAN VIEWS)**

**1-WAY**

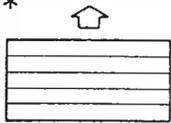
S1 \*



R1S \*



R1L \*

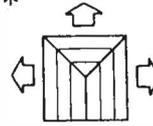


"S" prefix = Square Shape

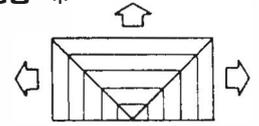
"R" prefix = Rectangle Shape

**3-WAY**

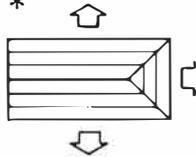
S3 \*



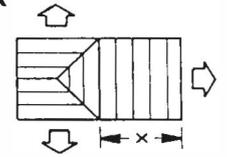
R3S \*



R3L \*

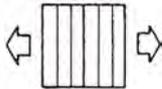


R3-A

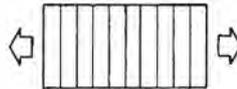


**2-WAY**

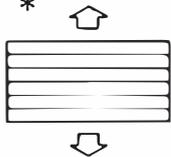
S2 \*



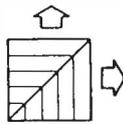
R2S \*



R2L \*

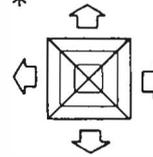


SC

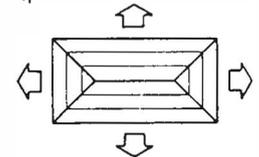


**4-WAY**

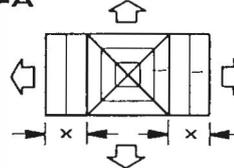
S4 \*



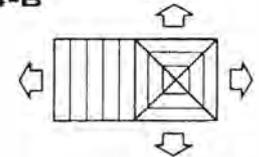
R4 \*



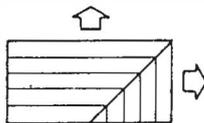
R4-A



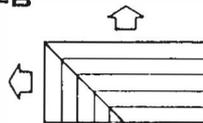
R4-B



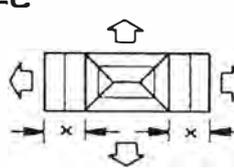
RC-A



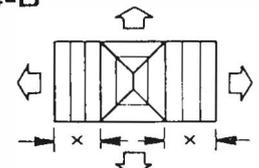
RC-B



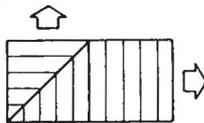
R4-C



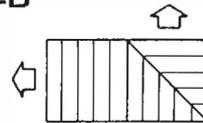
R4-D



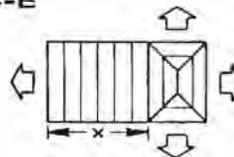
RC-C



RC-D



R4-E



\* = Standard Stock Pattern

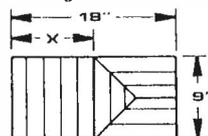
X = Spec'd. Ext'd. Dim. (See Example below.)

**"WHEN ORDERING AIR PATTERNS:"**

1. Sizing (WxH): Available only in progression of 3" increments, i.e., 6x6, 6x9, 9x9, 9x12, etc.
2. Min. Size: 6x6; Max. Size: 48x48.
3. "X" Dimensions: All air patterns showing an "X" dimension must be accompanied by a sketch specifying "X."

Extended pattern "X" areas are only available in 3" increments.

Example: "X" = 9"



4. Standard Stock Patterns: Air patterns normally stocked are indicated by an (\*) asterisk; M1 & M2 frame styles, sizes 6x6, 6x9, 6x12, 9x9, 9x12, 9x15, 12x12, and 15x15. T-Bar panel Model M6 in sizes 6x6, 9x9, 12x12, and 15x15.

"SPECIFYING STANDARD STOCK PATTERNS ELIMINATES SHIPPING DELAYS."

See following pages for Performance Data.

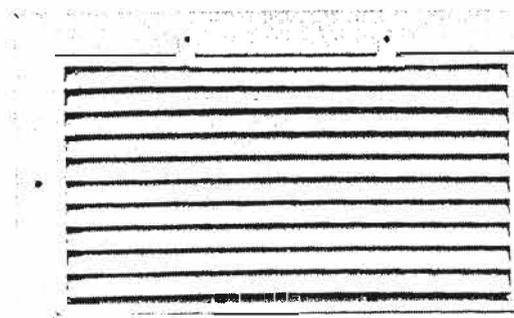
## Series RH & SRH Return Grilles and Registers

### Available Models

#### Model RHF Return Filter Grille:

#### Model SRHF Return Filter Grille:

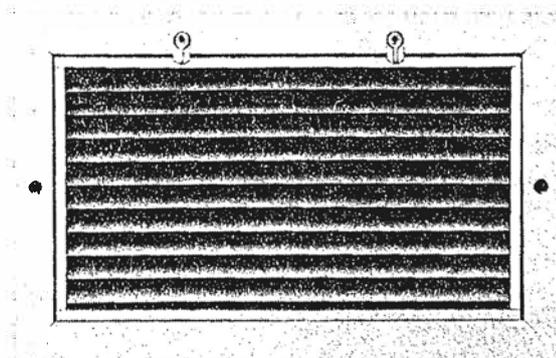
The fixed 45° angled deflecting vanes provide a vision proof appearance when properly installed with the vanes opposed to the line of sight. Grilles are equipped with a filter back that accommodates a standard 1" disposable filter. Available in Filter Size as well as Grille Size. Specify Grille or Filter Size when ordering – if not specified, a grille size unit will be shipped. The core is hinged to provide quick access to disposable filter. Bottom hinged is standard; core may also be hinged from top if specified. Model RHF standard finish is aluminum paint (optional off-white finish is also available). Model SRHF is similar in appearance to Model RHF, but with all steel construction. Model SRHF standard finish is electro-deposition off-white paint (optional aluminum finish is also available at additional cost).



Model RHF/SRHF

#### Model RHEF Return Filter Grille:

Similar in appearance to Model RHF except that vanes as well as frame are extruded aluminum. Model RHEF Grille is equipped with a filter back that accommodates a standard 1" disposable filter. Available in Filter Size as well as Grille Size. Specify Grille or Filter Size when ordering – if not specified, a grille size unit will be shipped. The core is hinged to provide quick access to disposable filter. Bottom hinged is standard; core may also be hinged from top if specified. Standard finish is aluminum paint (optional off-white finish is also available).



Model RHEF

# Return or Exhaust Grilles and Registers

Engineering Data

SUGGESTED OUTLET VELOCITIES FOR VARIOUS INSTALLATIONS							
Noise Criteria Curve	dB	Communication		Typical Applications	Low Sidewall	Ceiling	Transfer & Door Grilles
		Telephone	Voice				
NC 20-25	28-38	Excellent	20-50 Ft.	Concert Halls Conference Rooms (Large, 50 people) Churches (Sanctuaries) Executive Offices; Residences Theatres T.V. Studios (Recording)	300 to 500	500 to 600	200 to 300
NC 25-30	38-42	Good	10-30 Ft.	Ballrooms Conference Rooms (20 people) Hospital Rooms (Private) Hotel Rooms (Suites) Lecture Rooms; Libraries (Study) Private Offices; School Rooms T.V. Studios (Audience)	500 to 600	600 to 800	300 to 400
NC 30-35	42-47	Fair	6-12 Ft.	Industrial Business Offices Medium Size Offices Museums; Operating Rooms Public Libraries	600 to 700	800 to 1000	500
NC 35-40	47-52	Fair	4-9 Ft.	Drafting Rooms Engineering Offices (Large) General Banking Areas Nightclubs; Post Offices Restaurants (Dining Rooms)	700 to 800	1000 to 1200	500
NC 40-45	52-57	Poor	3-6 Ft.	Department Stores (Upper Floor) Caterias; Cocktail Lounges Coliseums; Recreation Halls	1000 to 1200	1500 to 2000	500
NC 45-50	57-61	Poor	1-2 Ft.	Department Stores (Main Floor) Business Machine Area	1000 to 1200	1500 to 2000	500
NC 50 & over	61 & over	Very Poor		Boiler Plants Factories Laundries Process Plants	1200 & over	2000 & over	500

When returns are located near seating, reduce selection velocity by 20% (.80 Factor x velocity listed above).

When selections are made for capacities between the charted numbers, always select the next larger size return grille for better noise level performance.

AVERAGE APPLICATION	
Recommended "Maximum" Face Velocities (Vk) for Different Inlet Locations	
RETURN LOCATION	FPM (Vk)
Ceiling	700
Wall (not near seating)	500
Wall (near seating)	400
Door or Low Transfer Grilles	300

The above recommended inlet velocities should be used in conjunction with suggested velocities for the various types of installations in the Table elsewhere on this page.

Ps AND NC CORRECTION Damper Throttling Guideline		
% Throttled	Factor x Listed Ps	Add to Listed NC
0	1.1	5 dB
18	1.5	9 dB
30	2.0	13 dB
50	4.0	21 dB

Note: NC increases based on rated max flow

### PERFORMANCE NOTES & SYMBOLS

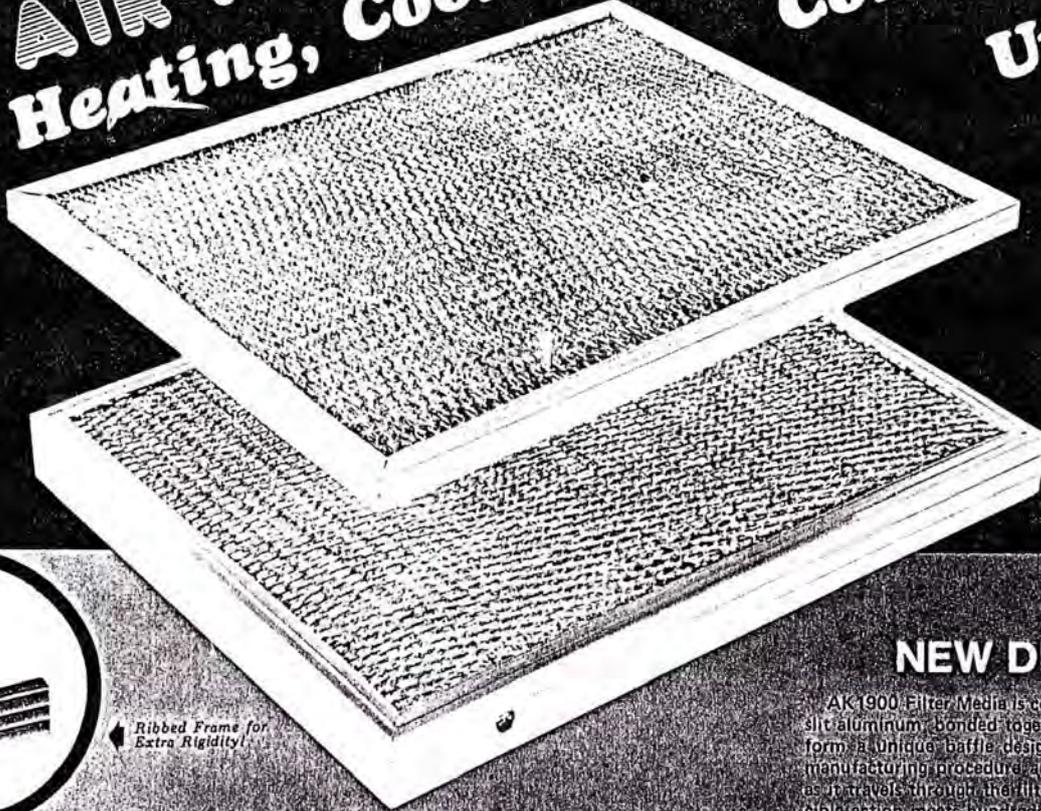
FPM — Velocity in feet per minute.

NC — Noise criteria, sound pressure level. NC Ratings are based on sound power level (LW) re 10<sup>-12</sup> watts minus and 8 dB room attenuation in all octave bands.

Ps — Static pressure in inches of water (all inlet static pressure is in negative inches of water).

When selecting filter grilles, add .05 to listed Ps values to compensate for the additional resistance through the filter media.

# AK1900C AIR FILTER for Heating, Cooling, and Combination Units.



Ribbed Frame for Extra Rigidity!

## NEW DESIGN

AK1900 Filter Media is composed of expanded and slit aluminum, bonded together in various patterns to form a unique baffle design. This new Air-Kontrol manufacturing procedure actually "bounces" the air as it travels through the filter. The impingement principle action meets hundreds of adhesive coated baffle surfaces which trap most dirt, pollen, and dust. The rust-proof aluminum washes easily and its glistening appearance has exceptional consumer acceptance.

## RIBBED FRAME

The AK1900C FILTER is extremely rigid due to Air-Kontrol's uniquely designed ribbed frame. (Note circle insert.)

## ACCESSORIES

Available with ball handles where desired.

## HIGH PERFORMANCE

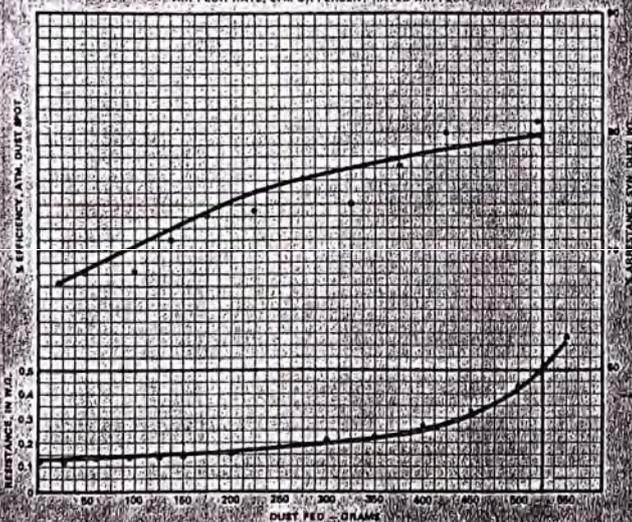
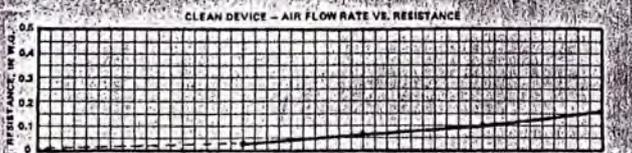
Filter cleaning is enhanced and overall performance maintained when sprayed with AK800 water soluble Filter Spray.

TESTED AT 1200 CFM (350 FPM) 24" x 24" x 1"

### TEST STANDARD

ASRAE 52-68

Report No. 744



AVERAGE  
DUST  
ARRESTANCE

# 75%

### TO SPECIFY:

Filter Media to be layers of slit & expanded aluminum in varying patterns. Average arrestance 75% at 350 FPM. Dust holding capacity 395 grams at final resistance of 15 W.G. Full Test Data available on request. UL Approved.

**AK AIR-KONTROL**  
Incorporated

P. O. BOX 30191, AMF • CABLE ADDRESS "AIRKONTROL"  
TEL. EX. 53839 AIRKONTROL MFS  
MEMPHIS, TENNESSEE 38130 • (901) 345-5343

Distributed by:

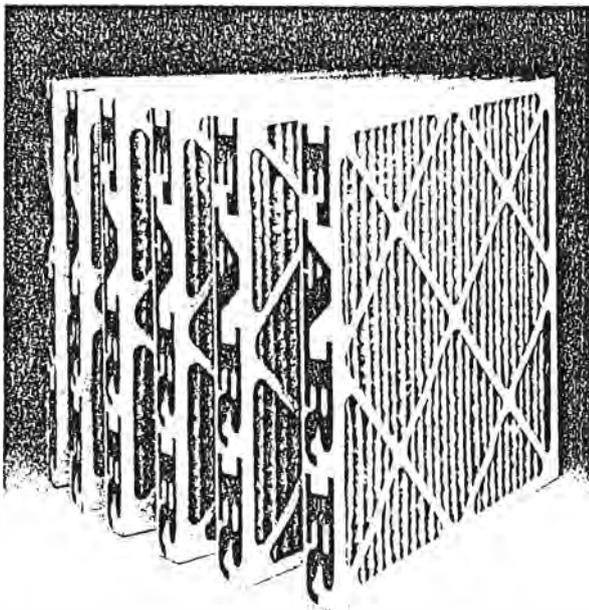




Bulletin No. A-1305-6D  
**SELECTION GUIDE**

# 30/30<sup>®</sup> FILTERS

FARR 30/30 EXTENDED AREA FILTERS have established a new air filtration standard in a wide variety of commercial, industrial and residential applications. High efficiency ratings, extended service life and ease of handling have made them the accepted choice where both performance and economy are required.



**NEW OR EXISTING SYSTEMS** can be upgraded by incorporating the Farr 30/30. Its greater dust holding capacity not only extends replacement intervals, but considerably lengthens the service life of any other secondary filters in the system.

Farr 30/30 filters may be installed in built-up banks, Farr Glide/Pack<sup>®</sup> side access housings and OEM air handling units. A wide range of conversion fasteners and clips are available to adapt the Farr 30/30 to almost any existing built-up filter bank.

**FILTER MEDIA** shall be of the non-woven cotton fabric type. The filter media shall have an average efficiency of 25-30% on ASHRAE Test Standard 52-76. It shall have an average arrestance of 90-92% in accordance with that test standard.

The Farr 30/30 is categorized as a 30% efficiency filter. Average efficiencies may vary 5 points. These variances are typical of filters in the medium efficiency

category when tested in accordance with the ASHRAE 52-76 standard.

**MEDIA SUPPORT GRID** shall be a welded wire grid with an effective open area of not less than 96%.

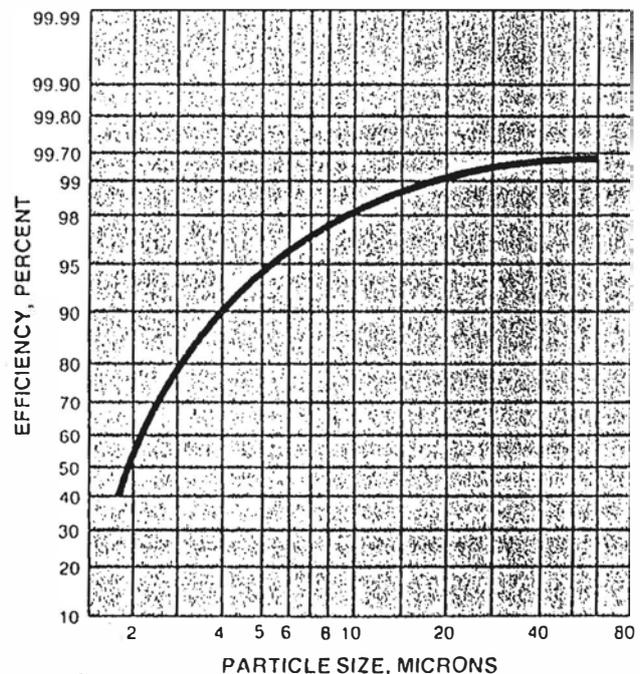
The welded wire grid shall be bonded to the filter media to eliminate the possibility of media oscillation and media pull away.

The media support grid shall be formed in such a manner that it affects a radial pleat design, allowing total use of filter media.

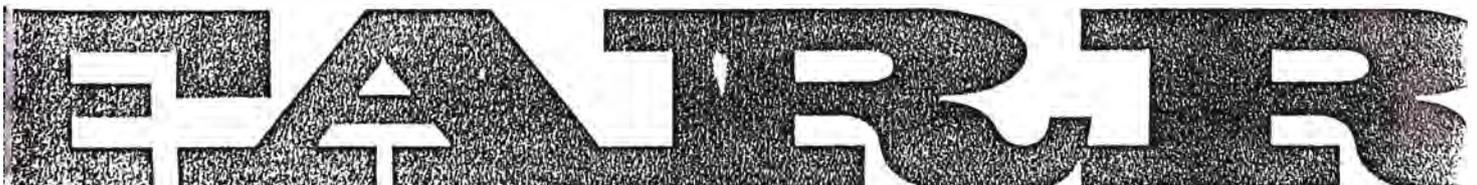
**ENCLOSING FRAME** shall be constructed of a rigid, heavy-duty, high wet-strength beverage board, with diagonal support members bonded to the air entering and air exiting side of each pleat, to ensure pleat stability. The inside periphery of the enclosing frame shall be bonded to the filter pack, thus, eliminating the possibility of air bypass.

**HOLDING FRAMES** shall be Farr Type 8, factory fabricated of 16-gauge galvanized steel and shall be equipped with gaskets and four spring-type positive sealing fasteners. Fasteners shall be capable of being attached or removed without the use of tools.

**EFFECTIVE PARTICLE SIZE EFFICIENCY**



*A COMPLETE LIST OF AVAILABLE SIZES IS SHOWN ON REVERSE SIDE*



# Micretain® Filter: 95% DOP

Delivers 500 fpm face velocity at 1.00" w.g.

Developed specifically for food processing plants, hospitals and pharmaceutical labs where the extremely high efficiency of the Cambridge Absolute® Filter is not required.

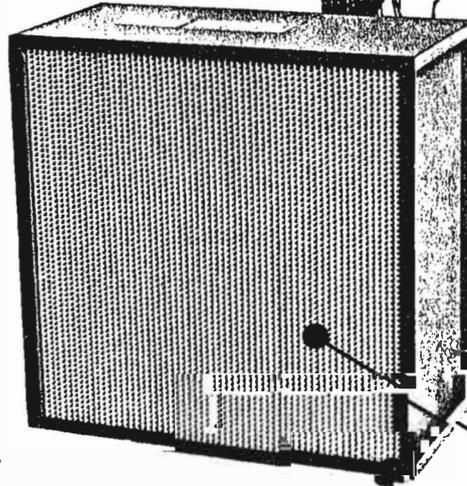
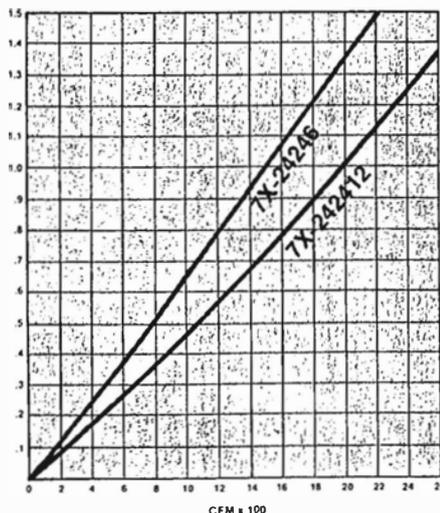
Removes airborne biological particulate matter.

- 95% efficiency on 0.3 micron particles (dioctyl phthalate smoke test)
- 97% efficiency on nebulized staphylococcus aerosols.
- 99% efficiency on atmospheric dust (ASHRAE Std. 52-76)

## Specify Micretain.

Where system design characteristics necessitate a lower pressure drop or a higher face velocity through the filter bank, Micretain is the filter. Also, fewer filters will be required and result in less labor for filter replacement.

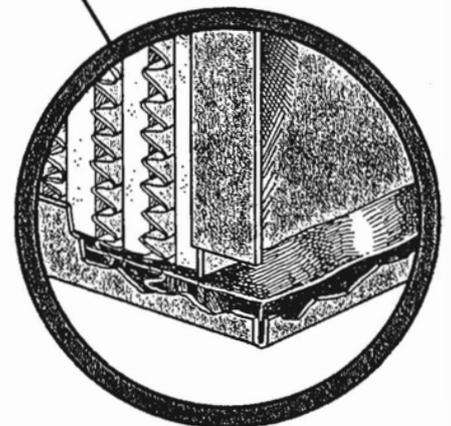
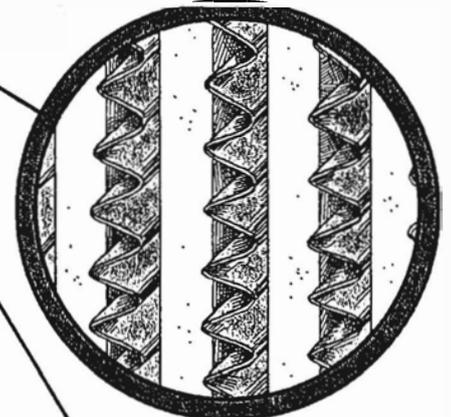
X-Body Micretain  
Capacity vs. Resistance



## Cambridge Exclusive X-Body Construction

The standard Micretain is the rugged X-Body. The methods and materials we use to build it add up to the highest degree of integrity and maximum operating economies.

- **All metal casing**  
Offers filter pack protection, dimensional stability and a clean, corrosion resistant unit.
- **Safe-edge aluminum separators**  
Corrugated separators to insure media velocity, pack stability and edges folded over to prevent punctures.
- **Fine-fibered all glass media**  
Water-proof, high strength, micro-fibered glass paper.
- **Unique potting adhesive design**  
Media, separators and frame joints permanently encapsulated. No pack-to-frame leaks. High strength joints and a unitized, rigid assembly.



 **Cambridge**  
THE AIR FILTER EXPERTS

## INSTALACION

La instalación del sistema de aire acondicionado 100% aire exterior está basada en las recomendaciones del fabricante del equipo de aire acondicionado y de cada elemento del sistema, las cuales a su vez se basan en las normas internacionales y nacionales, tales como:

- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE). – Da Normas e información técnica de equipos e instalaciones de refrigeración y aire acondicionado.
- Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA). – Da información técnica relacionada a normas constructivas, calibre y calidad de planchas para ductos de ventilación, aire acondicionado y la industria.
- American Society for Testing Materials (ASTM). – Fija las características técnicas de materiales, productos y sistemas. Para nuestro caso las tuberías de cobre del circuito de refrigeración y aislamiento.
- American Society of Mechanical Engineers (ASME). – Trata de códigos y normas relacionados con los aspectos de seguridad de los recipientes a presión.
- Underwriters Laboratories (UL). – Es una agencia de prueba y códigos la cual trata principalmente aspectos de seguridad para productos eléctricos domésticos y equipos de aire acondicionado y refrigeración.
- Air Conditioning and Refrigeration Institute (ARI). – Es una asociación de productores de equipos de refrigeración y aire acondicionado, certifica capacidades y eficiencias.

- Air Moving and Control Association (AMCA). – Establece normas de pruebas para los rangos de operación de los ventiladores y licencias para el volumen de aire y rangos del sonido.
- Código Nacional de Electricidad (CNE). – Norma los calibres de los cables y las instalaciones eléctricas en el Perú, para la seguridad de las personas y de la propiedad frente a los peligros que aparecen por el uso de la electricidad.

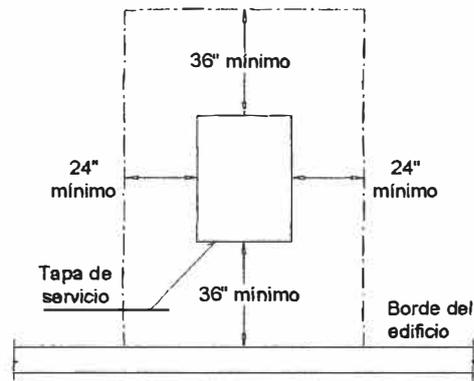
La instalación del sistema de aire acondicionado se ha dividido en tres secciones:

- Equipamiento.- Equipo de aire acondicionado y extractor de aire.
- Sistema de ductos, distribución de aire y accesorios.- Red de ductos de aire acondicionado y extracción, difusores, rejillas de extracción, caja portafiltros.
- Sistema de fuerza, control y señalización.- Conexión eléctrica de fuerza, elementos del control de temperatura y humedad relativa; y los elementos de señalización de presión diferencial de los filtros y presión del local.

## **EQUIPAMIENTO**

### **Equipo de aire acondicionado**

**Unidad de condensación.-** Se instaló en la azotea, lo mas cerca de la unidad de evaporación, teniendo, en consideración los espacios mínimos del gabinete con paredes u otros equipos que puedan impedir el paso del flujo de aire de ventilación del condensador y teniendo presente el fácil acceso para dar mantenimiento preventivo, ver figura A11.1.



**Fig. A11.1**

### **Espacios mínimos con paredes u otros equipos de unidad de condensación**

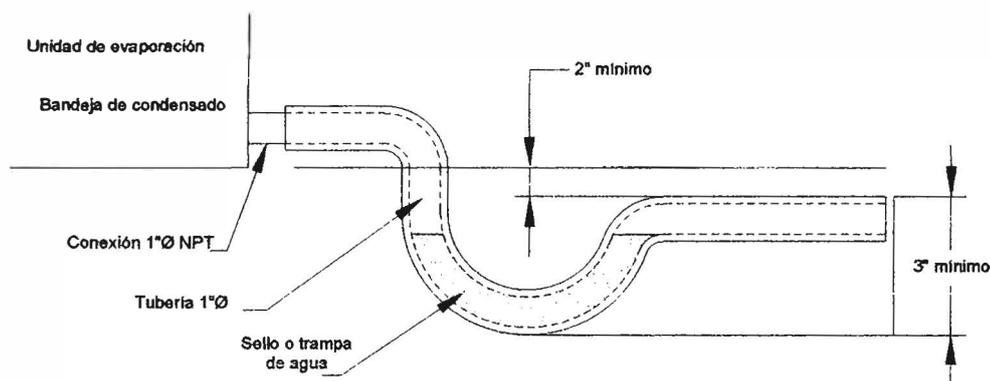
Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. 92-42475-03-00 *Installation and operating instructions for high - efficiency condensing units 6 ½ thru 12 ½ Ton.* p. 8.

Esta unidad está diseñada para trabajar en intemperie, aún en lugares con mucha lluvia. Sin embargo si el cliente prefiere poner un techo de protección la distancia mínima desde la parte superior de la unidad al techo es de 60" a fin de que el aire caliente expulsado por el ventilador del condensador no recircule.

En el plano AA-01, AA-06 y AA-09 se tiene la unidad de condensación, con base de fierro angular, elementos antivibradores de neoprene de 4"x4"x3/8" y poza de lavado para propósitos de mantenimiento preventivo.

**Unidad de evaporación.-** Se instaló en la azotea, cerca del local a acondicionar y de la unidad de condensación. Para facilidad de instalación del ducto de recirculación, la unidad se montó en forma horizontal sobre base de fierro angular, con antivibradores de neoprene de 4"x4"x3/8", ver plano AA-2, AA-6 y AA-9. La interconexión con la red de ductos fue a través de un elemento flexible (lona), a fin de que no se transmita la vibración a los ductos.

Como la bandeja de condensado está en el lado de succión del equipo, la tubería de drenaje, lleva una trampa a fin de que el agua acumulada en la bandeja pueda salir libremente y no sea impedida por el ingreso de aire por esta tubería, si es que no se pone este trampa, ver figura A11.2



**Fig. A11.2**

### **Trampa de agua del condensado**

Fuente: RHEEM AIR CONDITIONING DIVISION. FORM NO. 92-42410-03-00 *Installation and operating instructions for air handlers*. p. 16

**Circuito de refrigeración.-** Las tuberías utilizadas fueron de cobre del tipo “L”, con especificaciones según la norma ASTM B88-41 con los siguientes diámetros:

- Línea de alta presión :  $\frac{1}{2}$ ”Ø
- Línea de baja presión : 1-1/8”Ø
- Línea de desviación de gas caliente: 5/8”Ø
- Línea de igualación de presiones:  $\frac{1}{4}$ ” Ø

Las tuberías se soldaron con equipo oxiacetilénico, con varillas de soldadura de plata al 5%, manteniendo un flujo de nitrógeno dentro de la tubería de cobre para evitar la formación de óxido de cobre (carbonilla).

Las tuberías de baja presión se aislaron con mangueras aislantes (norma ASTM E-84) de 1-1/8”Ø de diámetro interior por  $\frac{1}{2}$ ” de espesor, para evitar

la condensación y la ganancia adicional de calor del vapor refrigerante antes de ingresar al compresor. Se forró el aislamiento con tocuyo y 2 manos de pintura esmalte color blanco y se instalaron soportes de fierro angular de 1 ¼" x 1/8" cada 5pies (1.50m) En el plano AA-06 y AA-09 se tiene el circuito de refrigeración con todos sus accesorios.

Terminado el proceso de soldadura, se realizaron pruebas de presurización utilizando nitrógeno a una presión de 250 PSIG, el cual, se mantuvo por 12 horas, luego se realizó vacío (para retirar el aire con humedad) a una presión de 25 micras de mercurio (29.999" de columna de mercurio), por doce horas con una bomba de vacío. El vacío se rompió con el refrigerante R22.

### **Extractor de aire**

Se instaló teniendo en cuenta lo siguiente:

- Descarga del aire, lejos de la toma de aire fresco y fuera del sentido del viento con respecto a la toma de aire exterior de la unidad de evaporación. En el ducto de descarga se instaló una malla mosquitero a fin de evitar el ingreso de elementos extraños al equipo.
- El arranque del extractor se enclavó a la unidad de evaporación, es decir que siempre funcionan juntos, a fin de mantener las condiciones de renovación 100% aire exterior. Con el caudal de inyección (842 CFM) y el de extracción (674 CFM) y con la disponibilidad de presión estática del ventilador centrífugo del evaporador se obtuvo una presión en el local superior a la atmosférica. (0.15" de c.a.).

El extractor de aire se montó sobre una base metálica, ver plano AA-02, y se instalaron antivibradores de neoprene de 2"x2"x3/8".

## SISTEMA DE DUCTOS, DISTRIBUCION DE AIRE Y ACCESORIOS

### Ductos y distribución de aire

Se fabricaron e instalaron, utilizando los espesores de plancha galvanizada recomendados por la norma ASHRAE, ver tabla A11.1.

**Tabla A11.1**  
**Calibres o espesores de planchas metálica recomendados para ductos a baja presión**

Plancha de acero galvanizada		Ducto rectangular*	Ducto redondo	Peso
Calibre ó Galga	Espesor aproximado pulgadas	Lado de mayor longitud pulgadas	Diámetro pulgadas	Lb/pie <sup>2</sup>
26	0.0217	hasta 12	hasta 13	0.906
24	0.0276	13-30	14-22	1.156
22	0.0336	31-54	23-36	1.406
20	0.0396	55-84	37-50	1.656
18	0.0516	más de 85	51-60	2.156

\*Ductos entre 19" y 60" en cualquiera de las dimensiones con más de 10 pie<sup>2</sup> de área tendrán refuerzo en separaciones transversales, excepto los que tienen aplicado aislamiento de plancha de cartón rígido o en las secciones de ducto en la que se ha de instalar una salida.

\*\*Las aleaciones de aluminio adecuadas son: Designación Comercial 3003, Temple H14

Fuente: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). *Equipment*. p. 2 y 3. Capítulo 1, extracto de tabla 1 y tabla 4

En el plano AA-01 y AA-02 se muestran los ductos de aire acondicionado y extracción. Los soportes fueron de fierro angular de 1 1/4" x 1/8" y colgadores de techo, espaciados mínimo 6pies (1.80m.), ver detalles en plano AA-09. El aislamiento utilizado para los ductos de aire acondicionado, fue lana de vidrio tipo colchoneta, con forro de aluminio, de 1.5" de espesor, protegido con tocuyo y dos manos de pintura esmalte sintético color blanco.

Para la distribución de aire en el local se instalaron: dos difusores de 9"x15" y para la extracción de aire dos rejillas de extracción de 12"x8"(ver plano AA-01). Para la toma de aire fresco se instaló rejilla de 12"x12".

### **Caja portafiltros**

En la red de ductos de aire acondicionado de inyección, se instaló una caja portafiltros (ver plano AA-01 y AA-07). Esta caja tiene carriles para el deslizamiento y montaje de los filtros y tapa. Se utilizó aislamiento y protección, similar al de los ductos de aire acondicionado.

### **SISTEMA DE FUERZA, CONTROL Y SEÑALIZACION**

La instalación parte desde el tablero de fuerza con interruptores termo magnéticos dejados por el cliente de acuerdo a las cargas eléctricas de los equipos mostrados en plano AA-05. Los cables de fuerza instalados fueron de cobre con forro tipo THW, con los calibres recomendados por el fabricante (ver anexo 3. 12/15), sin ningún empalme en toda su trayectoria. El cable de tierra fue el inmediato inferior al de fuerza respectivo del tipo TW color amarillo. Los cables de control utilizados fueron del tipo automotriz (GPT N° 16). En general, para la instalación del sistema eléctrico de fuerza y control y señalización del sistema de aire acondicionado se siguieron las normas técnicas establecidas en el Código Nacional de Electricidad.

En los planos AA-05 y AA-06 se muestra el sistema eléctrico de fuerza y el diagrama de control y señalización.

## PUESTA EN MARCHA Y CALIBRACION

Antes de poner en marcha el equipo de aire acondicionado, se tuvo en cuenta lo siguiente:

- Unidades de condensación y evaporación niveladas y ubicadas con los espacios mínimos para una buena ventilación y acceso para servicio.	✓
- Características eléctricas del suministro eléctrico comercial igual al del equipo y accesorios. Tensión en las tres fases.	✓
- Cableado de fuerza y control de los equipos de acuerdo a normas (Código Nacional de Electricidad) y bien ajustado a los interruptores termo magnéticos, contactores y bornes de los tableros eléctricos.	✓
- Alineamiento de poleas y tensión de fajas de la unidad de evaporación	✓
- Ductos de aire acondicionado y extracción conectados a los equipos respectivos mediante acoplamiento flexible (lona). Aislamiento de ductos.	✓
- Ventilador del condensador y evaporador giran libremente.	✓
- Pernos, prisioneros del equipo de aire acondicionado y extracción bien ajustados.	✓
- Tablero de control energizado por más de cuatro horas, a fin de que la resistencia del carter del compresor caliente el aceite de lubricación.	✓
- Elementos del sistema de control y señalización conectados	✓
- Válvulas de líquido, vapor y de paso abiertas.	✓
- La tubería de drenaje del equipo con trampa de agua.	✓
- Circuito de refrigeración con pruebas hidrostáticas, vacío y precargado con refrigerante R22. Tubería de baja presión con manguera aislante.	✓
- Prefiltro de malla de aluminio, filtro de malla de aluminio y filtro de alta eficiencia instalados.	✓
- Tapas de los gabinetes cerradas.	✓
- Chequear giro del ventilador centrífugo de la unidad de evaporación.	✓
- Compresor al arrancar levanta presiones en el circuito de refrigeración. En caso contrario cambiar la polaridad (compresor del tipo scroll)	✓

Encender el equipo a través del termostato de control y realizar la calibración a lo siguiente:

### 1.- CONTROLES DE PRESION

Control	Presión de conexión (CUT-IN) PSIG	Presión de desconexión (CUT-OUT) PSIG	Diferencial (CUT-IN) – (CUT-OUT) PSIG
Presostato de baja	80	30	50
Presostato de alta	200	300	100
Control de ciclamiento	250	180	70
Control	Presión de apertura PSIG	Presión a controlar en evaporador PSIG	
Válvula de desviación de gas caliente	62	56	

**2.- CONTROLES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA**

Control	Valor de ajuste ó Punto de consigna	Observaciones
Termostato exterior de bulbo y capilar	55°F	Para temperaturas menores de 55°F abre el circuito de control del compresor
Termostato de ambiente	74°F	Valor de ajuste de diseño en verano e invierno.
Humidistato de ambiente	50%	Valor de ajuste de diseño en verano e invierno.

**3.-CAUDALES DE AIRE**

Caudal de aire total manejado por la unidad de evaporación : 1800 CFM			
Caudal de aire de inyección	842 CFM	Difusor N° 1: 421 CFM	Difusor N° 2: 421 CFM
Rejilla de toma de aire fresco	: 842 CFM		
Caudal de aire recirculado	: 958 CFM		
Caudal de aire de extracción	674 CFM	Rejilla de extracción N° 1: 347 CFM	Rejilla de extracción N° 2: 347 CFM

**4.- ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SEÑALIZACION Y OTROS**

- Presión de conexión de interruptor de presión diferencial de:
  - Filtro de aire primario : 0.10" de c.a.
  - Prefiltro y filtro de alta eficiencia : 1.41" de c.a.
- Presión de conexión del manómetro interruptor de presión diferencial de:
  - Sala de operaciones de emergencia : 0.10" de c.a.
- Protector de voltaje : 220V

**5.- CARGA DE REFRIGERANTE**

- Presión de succión y en la línea de líquido de acuerdo a la temperatura exterior y al gráfico de carga de refrigerante del fabricante, ver anexo 3. 5 / 15.

## PROTOCOLO DE PRUEBAS

### 1.-DATOS GENERALES

Proyecto	: Conversión de un equipo de aire acondicionado estándar de expansión directa a 100% aire exterior.
Entidad	: Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen
Ubicación	: Av. Grau N° 800 – La Victoria.
Local	: Sala de operaciones de emergencia.

### 2.- DATOS TECNICOS

EQUIPO	: Aire acondicionado tipo split de ducto
Marca	: Rheem
Modelo	
-Condensador	: RAWC - 065CAS
- Evaporador	: RHGE - 075ZM
Serie	
-Condensador	: 2359U3254895
- Evaporador	: 139G35952618
Capacidad	: 77000 Btu/hr
Caudal total	: 1800 CFM
Caudal de inyección	: 842 CFM
Caract. Elec.	: 208/230V - 3Ø - Hz
Procedencia	: Estados Unidos de América
Datos de placa	
Compresor	
- Amperaje promedio (RLA)	: 19.0
- Amperaje a rotor bloqueado (LRA)	: 142.0
Motor del ventilador del condensador	
- Amperaje de placa (FLA)	: 2.2
Motor del ventilador del evaporador	
- Amperaje de placa (FLA)	: 5.7 / 5.2
- Amperaje a rotor bloqueado (LRA)	: 34.5 / 31.2

EQUIPO	: Extractor de aire centrifugo de simple entrada
Marca	: Greenheck
Modelo	: SFB-9
Serie	: 128V752
Capacidad	: 674 CFM a 0.14" de c.a.
Caract. Elec.	: 208-230V/460V – 3Ø – 60Hz
Procedencia	: Estados Unidos de América
Datos de placa	
Motor de ¼ HP	
- Amperaje promedio (RLA)	: 1.4-1.3 / 0.7

DESIGNACION	: Resistencia eléctrica para ducto
Marca	: Carnes
Modelo	: AESAR1609083C219A
Serie	: s/s
Potencia	: 1,2 kW / 7,1 kW
Caract. Elec.	: 230 V – 3Ø – 60Hz
Procedencia	: Estados Unidos de América
Datos de placa	
- Amperaje primera etapa	: 3
- Amperaje segunda etapa	: 17.8

### 3.- DATOS OPERATIVOS

EQUIPO : Aire acondicionado tipo split de ducto							
Fecha : 25 de febrero del 2004				Hora : 4.00 pm			
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Condiciones del aire           <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Exteriores:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco: 84°F</li> <li>- Temperatura de bulbo húmedo: 78°F</li> </ul> </li> <li>○ Interiores               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco: 74°F</li> <li>- Humedad relativa: 51%</li> </ul> </li> <li>○ A la entrada del serpentín evaporador               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco: 67.8°F</li> <li>- Temperatura de bulbo húmedo: 66.0°F</li> </ul> </li> <li>○ A la salida del serpentín evaporador               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco: 51.9°F</li> <li>- Temperatura de bulbo húmedo: 51.8°F</li> </ul> </li> <li>○ A la descarga en el local               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco: 55.1°F</li> <li>- Temperatura de bulbo húmedo: 53.0°F</li> </ul> </li> <li>○ En la rejilla de extracción               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco: 74°F</li> <li>- Temperatura de bulbo húmedo: 61.9°F</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>							
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Caudal de aire           <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Caudal de aire de inyección</li> </ul> </li> </ul>							
Velocidad del aire en instrumento	940 FPM	Factor de corrección	0.9	Sección del ducto	12"x12" = 1pie <sup>2</sup>	Caudal de aire de inyección	= 940x0.9x1 = 846 CFM
<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Caudal de aire recirculado</li> </ul>							
Velocidad del aire en instrumento	1490 FPM	Factor de corrección	0.9	Sección del ducto	6.5"x16" = 0.72pie <sup>2</sup>	Caudal de aire de inyección	= 1490x0.9x0.72 = 966 CFM
<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Caudal de aire total</li> </ul>							
= Caudal de aire de inyección + Caudal de aire recirculado = 846 + 966 = 1812 CFM							
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lectura de voltajes y amperajes de motores           <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Voltajes L1-L2 = 218 L1-L3 = 217 L2-L3 = 219</li> <li>○ Compresor               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Amperaje promedio (RLA) L1 = 16.8 L2 = 16.9 L3 = 16.8</li> </ul> </li> <li>○ Motor del ventilador del condensador               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Amperaje de placa (FLA) L1 = 2.1 L2 = 2.1</li> </ul> </li> <li>○ Motor del ventilador del evaporador               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Amperaje de placa (FLA) L1 = 3.4 L2 = 3.3 L3 = 3.4</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>							
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Circuito de refrigeración           <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Línea de baja presión (succión del compresor)</li> </ul> </li> </ul>							
-Presión	65 PSIG	Temperatura	52°F	Temperatura de saturación a presión de succión	37.2°F	Supercalentamiento	14.8°F
<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Línea de alta presión (línea de líquido)</li> </ul>							
-Presión	224 PSIG	Temperatura	123°F	Temperatura de saturación a presión de línea líquida	108.5°F	Supercalentamiento	14.5°F

EQUIPO : Extractor de aire centrifugo de simple entrada							
Fecha : 25 de febrero del 2004				Hora : 5.00 pm			
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Caudal de aire de extracción</li> </ul>							
Velocidad del aire en instrumento	1080 FPM	Factor de corrección	0.9	Sección del ducto	10"x10" = 0.69pie <sup>2</sup>	Caudal de aire de inyección	= 1080x0.9x0.69 = 671 CFM
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lectura de voltajes y amperajes del motor           <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Voltajes L1-L2 = 218 L1-L3 = 217 L2-L3 = 219</li> <li>○ Amperaje promedio (RLA) L1 = 1.0 L2 = 1.1 L3 = 1.0</li> </ul> </li> </ul>							

DESIGNACION	: Resistencia eléctrica para ducto		
Fecha	: 25 de febrero del 2004	Hora: 5.30 pm.	
• Lectura de voltajes y amperajes			
○ Voltajes	L1-L2 = 218	L1-L3 = 217	L2-L3 = 219
○ Amperaje etapa 1	L1 = 2.9	L2 = 2.9	L3 = 2.8
○ Amperaje etapa 1	L1 = 17.6	L2 = 17.5	L3 = 17.5

DESIGNACION	: Sistema de ductos, distribución de aire, accesorios y el local.				
Fecha	: 25 de febrero del 2004	Hora: 6.00 pm			
• Caída de presión en filtros de aire					
○ Primario	: 0.04" de c.a.				
○ Prefiltro y de alta eficiencia	: 0.45" de c.a.				
• Caudal de aire en difusores y rejillas de extracción.					
○ Difusor N° 1					
Velocidad promedio en anemómetro	452 FPM	Tamaño del difusor	9" x 15" = 0.94 pie <sup>2</sup>	Caudal de aire	425 CFM
○ Difusor N° 2					
Velocidad promedio en anemómetro	447 FPM	Tamaño del difusor	9" x 15" = 0.94 pie <sup>2</sup>	Caudal de aire	420 CFM
○ Rejilla de extracción N° 1					
Velocidad promedio en anemómetro	492 FPM	Tamaño de la rejilla	12" x 8" = 0.67 pie <sup>2</sup>	Caudal de aire	330 CFM
○ Rejilla de extracción N° 2					
Velocidad promedio en anemómetro	508 FPM	Tamaño del difusor	12" x 8" = 0.67 pie <sup>2</sup>	Caudal de aire	340 CFM
○ Rejilla de aire fresco					
Velocidad promedio en anemómetro	844 FPM	Tamaño del difusor	12" x 12" = 1 pie <sup>2</sup>	Caudal de aire	844 CFM
• Nivel de ruido en sala de operaciones: 52 dba a 10pies de los difusores.					
• Presión del local: 0.15" de c.a.					

#### 4.- INSTRUMENTOS UTILIZADOS

- Termo higrómetro digital, marca: Dwyer, modelo: 4JZ85
- Medidor de velocidad del aire, marca: Dwyer, modelo: 27\*, rango de 0 a 7000 FPM
- Manómetro de presión diferencial de tubo inclinado, marca: Dwyer, modelo: 25
- Manómetro interruptor de presión diferencial, marca: Dwyer, modelo: 3000-00
- Balómetro electrónico, marca: Alnor, modelo: APM 151
- Anemómetro, marca: Alnor, modelo: 4KF77
- Pinza amperimétrica, marca: Fluke, modelo: 3LV92
- Manómetro para refrigerante, marca: Imperial, modelo: 496C
- Decibelímetro, marca: BEHA, modelo: 93-20

## MANTENIMIENTO

Es un conjunto de operaciones y cuidados necesarios para que el equipo y las instalaciones del sistema de aire acondicionado puedan seguir funcionando adecuadamente con sus parámetros operativos normales.

Para asegurar la correcta operación del equipo de aire acondicionado, y así poder predecir o detectar alguna anomalía, antes de que pueda ocurrir alguna falla; se recomienda, realizar inspecciones generales, así como tomar periódicamente lecturas de corriente, voltaje, temperatura, presión en el circuito de refrigeración y flujo de aire. El equipo de aire acondicionado provoca altos costos de operación, cuando se encuentra funcionando por debajo de su eficiencia por falta de mantenimiento.

**1.- Mantenimiento preventivo.-** Son tareas de inspección, control y conservación del equipo e instalaciones con la finalidad de prevenir, detectar o corregir defectos, tratando de evitar averías en el mismo. El mantenimiento preventivo a los equipos de aire acondicionado, es programado y se realiza sin que el equipo haya fallado, se tienen dos planes de mantenimiento preventivo:

- Simple: Tiene una frecuencia de quince días y lo puede realizar personal encargado del equipo.
- Integral: Tiene una frecuencia de cuarenta y cinco días y lo realiza personal especializado en mantenimiento de equipos de aire acondicionado.

Mantenimiento preventivo simple: Las actividades son las siguientes:

- Limpieza del pre-filtro de aire de malla de aluminio. Se realiza con agua a presión y detergente.
- Limpieza de los gabinetes de la unidad de condensación y evaporación.
- Limpieza de la sala de máquinas.

Mantenimiento preventivo integral: Se da a las unidades de condensación y evaporación, filtros de aire, sistema de extracción y el sistema de control y señalización. Las actividades son las siguientes:

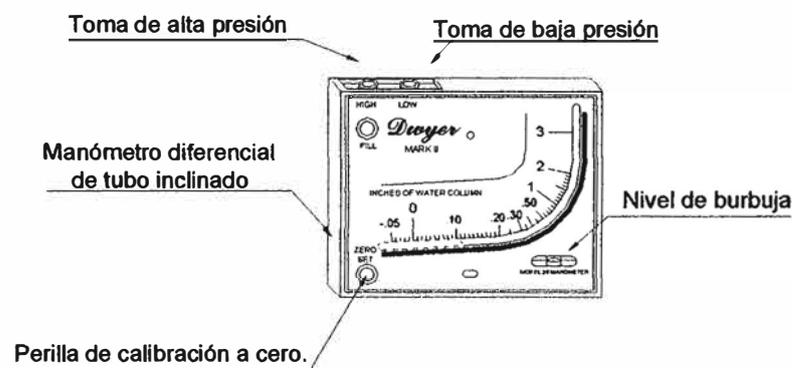
a. Unidad de condensación

- Limpieza del serpentín condensador con bomba de alta presión agua y producto químico.
- Recorrido mecánico, lubricación, revisión y ajuste de pernos y prisioneros.
- Recorrido al circuito de refrigeración, toma de presiones en el circuito de alta y baja presión, chequeo de la carga del refrigerante.
- Recorrido eléctrico, revisión y ajuste de tornillos de los contactores, relees, elementos de control y protección, ajuste de terminales y borneras. Toma de amperajes y comparación con los valores de placa.
- Limpieza interior y exterior del gabinete.
- Limpieza de la sala de máquinas.

b. Unidad de evaporación:

- Limpieza del serpentín evaporador y prefiltro con bomba de alta presión y producto químico.
- Limpieza de la bandeja de drenaje y tuberías.

- Recorrido mecánico, lubricación, revisión y ajuste de pernos y prisioneros. Chequeo de tensión de fajas y alineamiento de motor y poleas.
  - Recorrido eléctrico, revisión y ajuste de tornillos de los contactores, relees, ajuste de terminales y bomeras. Toma de amperajes y comparación con los valores de placa.
  - Limpieza interior y exterior del gabinete.
  - Limpieza de la sala de máquinas.
- c. Filtros de aire de media y alta eficiencia
- Chequeo de calibración a cero del manómetro diferencial.
  - Chequeo del grado de saturación de los filtros a través del manómetro diferencial.
  - Reemplazo del filtro de aire de media eficiencia, si la caída de presión de los filtros es mayor a 1.41” de c.a. Después del reemplazo del filtro la caída de presión debe bajar. En caso de mantenerse la caída de presión, también debe reemplazarse el filtro de alta eficiencia.



**Figura 1**  
**Manómetro diferencial**

d. Sistema de extracción de aire

- Recorrido mecánico, revisión y ajuste de pernos y prisioneros. Chequeo de tensión de fajas y alineamiento de motor y poleas.
- Recorrido eléctrico, lubricación. revisión y ajuste de tornillos de los contactores, relees, ajuste de terminales y borneras. Toma de amperajes y comparación con los valores de placa
- Limpieza del gabinete.

e. Sistema de control y señalización

- Chequeo de funcionamiento del termostato y humidistato, verificando el encendido y apagado automático del compresor y resistencia eléctrica.
- Chequeo de funcionamiento de las lámparas de señalización
- Recorrido al sistema eléctrico de fuerza y control del equipo en conjunto, desde el interruptor termomagnético de servicio hasta cada elemento de control, protección y señalización (contactor de cada motor, presostatos, etc.), realizando ajustes de pernos, bornes y terminales respectivos.

**2.- Materiales de mantenimiento preventivo:**

- Producto químico “CLEAN COIL”, marca: Triple D.
- Grasa para rodamientos a base de jabones, similar al Sheell Alvania N° 2
- Aceite no detergente SAE10W
- Spray limpia contactos, marca recomendada: Kariva

## **IMPACTO AMBIENTAL**

Los sistemas de aire acondicionado tienen dos aspectos importantes en el impacto ambiental:

Destrucción de la capa de ozono, debido al refrigerante usado.

Calentamiento global o efecto invernadero

### **DESTRUCCION DE LA CAPA DE AZONO**

El refrigerante R-22 es el que se utiliza habitualmente en los equipos de aire acondicionado para aplicaciones residenciales y comerciales. Es un hidroclorofluorocarburo (CHCLF<sub>2</sub>), que debido a su contenido en cloro, afecta a la capa de ozono. La amenaza para la capa de ozono, aunque es ínfima, permanece sujeta a una reglamentación muy estricta. En Europa, la producción de R-22 se irá reduciendo progresivamente a partir del 2004, llegándose al mínimo en el 2015.

El Protocolo de Montreal fue suscrito en 1987 y en la actualidad unas 180 naciones se han comprometido en cumplir con sus metas de reducción en la producción de gases CFC (clorofluorocarbón), halones y bromuro de metilo, cuya presencia en la atmósfera es considerada la principal causa del adelgazamiento en la capa de ozono. Existen los refrigerantes ecológicos para equipos de aire acondicionado que no dañan la capa de azono, están libres de cloro, como ejemplo se tiene el R-407C, R134A. En la actualidad en el Perú la mayoría de equipos de aire acondicionado instalados y en el mercado local son con refrigerante R22.

## **CALENTAMIENTO GLOBAL O EFECTO INVERNADERO**

El equipo de aire acondicionado utiliza refrigerante R22 y energía eléctrica para trabajar, los cuales tienen impacto en el calentamiento global de la siguiente manera:

### **Refrigerantes**

Actúan en forma tal que permiten que la radiación solar penetre hasta la superficie terrestre y atrapan la radiación infrarroja ascendente emitida por la Tierra, que de otro modo escaparía al espacio. De esta manera se genera un fenómeno denominado efecto invernadero, por analogía a lo que ocurre en los invernaderos, en los que el vidrio actúa permitiendo el paso de la radiación solar y retiene la radiación infrarroja emitida dentro del invernadero.

### **Energía eléctrica**

Los equipos de aire acondicionado al utilizar electricidad también contribuyen a las emisiones de gases de efecto de invernadero, esto es porque cierto porcentaje de la electricidad se genera de las centrales térmicas, que usan combustibles que producen el aumento de la concentración de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) en la atmósfera.

Un calentamiento global significativo de la atmósfera tendría graves efectos sobre el medio ambiente. Aceleraría la fusión de los casquetes polares, haría subir el nivel de los mares, cambiaría el clima regional y globalmente, alteraría la vegetación natural y afectaría a las cosechas.

Como el trabajo de conversión del equipo estándar, implica modificar el circuito de refrigeración, para lo cual hay que abrir el circuito de refrigeración de la unidad de condensación que viene cargada con refrigerante R22. Para evitar dañar la capa de ozono y minimizar el efecto invernadero se debe hacer lo siguiente:

- Reciclar el gas refrigerante, utilizando bomba de recuperación de refrigerante antes de abrir el circuito de refrigeración en la unidad de condensación.

Siendo el equipo de aire acondicionado de una sala de operaciones de emergencia que trabaja los 365 días del año, utilizando energía eléctrica para trabajar, para minimizar el impacto ambiental durante la vida útil del equipo se debe hacer lo siguiente:

- Efectuar mantenimiento preventivo al equipo de aire acondicionado a fin de que trabaje a su máxima eficiencia para evitar consumos innecesarios de electricidad
- Para reparaciones posteriores por fuga de refrigerante ó reemplazo del compresor, primero se debe recuperar el gas refrigerante luego proceder a la reparación.
- Antes de dar de baja a un equipo de aire acondicionado, se le debe recuperar el refrigerante y entregarlo al gestor de residuos autorizado.