



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN
SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LABORATORIO”**

Mayra Clementina Campoverde Cabrera

Alexis Roberto Vélez Sicha

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2011

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio, 01 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

MAYRA CLEMENTINA CAMPOVERDE CABRERA

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LABORATORIO”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Pablo Montalvo J.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MAYRA CLEMENTINA CAMPOVERDE CABRERA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LABORATORIO”

Fecha de Examinación: 01 de Julio de 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			
ING. PABLO MONTALVO J.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio, 01 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ALEXIS ROBERTO VÉLEZ SICHA

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LABORATORIO”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Pablo Montalvo J.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ALEXIS ROBERTO VÉLEZ SICHA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LABORATORIO”

Fecha de Examinación: 01 de Julio de 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			
ING. PABLO MONTALVO J.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Mayra Clementina Campoverde Cabrera.

Alexis Roberto Vélez Sicha.

AGRADECIMIENTO

Expresamos nuestro más profundo agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a la Facultad de Mecánica y de manera especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica en donde nos hemos desarrollado como profesionales competitivos para aportar al desarrollo social y económico de nuestro país.

Al Ing. Ramiro Valenzuela y al Ing. Pablo Montalvo por ser quienes han dirigido el presente proyecto de tesis.

A los Ingenieros Lenyn Aguirre y Alonso Cajo y a los Señores Ruperto Esparza y Ángel Lliquín quienes con sus conocimientos y experiencia han aportado a la construcción e instalación del sistema de climatización.

A todos los Docentes y Administrativos de la Escuela de Ingeniería Mecánica por haber ayudado a nuestra formación como profesionales pero sobre todo como seres humanos.

M.C.C.C

A.R.V.S.

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico primeramente a Dios quien con su infinito poder me ha iluminado para concluir con mi carrera, luego a mi madre Margoth por ser el pilar fundamental en mi formación y mi ayuda incondicional en todo momento. A Willy Cajo mi amor por incentivar mis proyectos de vida. A todos mis amigos y familiares por brindarme su apoyo oportuno.

M.C.C.C

Al que le dio propósito a mi vida, Jesús, mi realidad gira en torno a su voluntad. También hago partícipes de este logro a mis padres y mis seis hermanos quienes merecidamente se han ganado mi amor. Y no podrían faltar mis amigos que pidieron por mi y con sus mejores deseos me alentaron en este caminar.

A.R.V.S

RESUMEN

Se ha Diseñado y Construido un Banco de Pruebas para un Sistema de Climatización para Laboratorio, en la Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica con el objetivo de que los estudiantes tengan la posibilidad de realizar prácticas de laboratorio permitiéndoles entender efectivamente los principios teóricos de acondicionamiento y calefacción de aire. El diseño y montaje del proyecto, se realizaron con criterios técnicos en la normas ASHRAE, ARI, SMACNA.

El banco de pruebas consta de una bomba de calor reversible y un sistema de ductos, en donde se utilizó básicamente los siguientes elementos: un compresor hermético, un evaporador, un condensador, juego de manómetros, visor, dos filtros secadores, una válvula de cuatro vías, dos elementos de expansión, cuatro válvulas antiretorno, dos interruptores de presión, un termostato electrónico, un ducto fijo y un flexible, un difusor de tres vías y una rejilla. La capacidad del el ciclo de frío es 18826Btu/h y la de calor es 22291 Btu/h.

En el equipo se pueden realizar prácticas de laboratorio como: puesta en marcha del sistema, trazado del ciclo termodinámico del sistema de refrigeración tanto frío cuanto de calor, transporte de aire mediante ductos fijos y flexibles, caídas de presiones en los mismos y velocidades de salida de aire mediante difusores y rejillas.

Además en el proyecto de tesis se ha elaborado las guías de laboratorio con el propósito facilitar al estudiante la manipulación del banco de pruebas y aprovechar las prestaciones didácticas en el aprendizaje de la cátedra de Climatización.

SUMMARY

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos.....	2
2. MARCO TEÓRICO.....	3
2.1 Aire acondicionado.....	3
2.2 Refrigeración por compresión mecánica.....	4
2.3. Fundamentos sobre climatización.....	14
2.4. Sistemas de aire acondicionado.....	23
2.5. Elementos del sistema de aire acondicionado. Bomba de calor.....	31
2.6. Consideraciones para el diseño del sistema.....	61
2.7 Sistema de control.....	62
3. DISEÑO DEL BANCO DE AIRE ACONDICIONADO (BOMBA DE CALOR) POR COMPRESIÓN MECÁNICA	64
3.1. Generalidades.....	64
3.2. Selección de equipos principales.....	64
3.3. Circuito frigorífico de aire acondicionado.....	67
3.4. Circuito frigorífico de bomba de calor reversible.....	68
3.5. Selección de elementos principales.....	70
3.6. Ciclo frigorífico del equipo seleccionado, análisis.....	78
3.7. Capacidad del equipo seleccionado en condiciones locales.....	87
3.8. Diseño de ductos.....	92
4. MODIFICACIÓN DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO, INSTALACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA.....	101
4.1. Generalidades.....	101

4.2.	Modificación del ciclo frigorífico a bomba de calor reversible	101
4.3.	Planificación de instalación y ubicación de la unidad interior exterior y elementos adicionales	104
4.4.	Interconexión frigorífica entre las dos unidades	108
4.5.	Interconexión eléctrica entre las dos unidades	111
4.6.	Vacio y comprobación de fugas	114
4.7.	Carga de refrigerante y ajustes de instalaciones	116
4.8.	Pruebas de funcionamiento del sistema	118
4.9.	Análisis de resultados	135
4.10	Elaboración de las guías de laboratorio.....	136
5.	COSTOS Y MANTENIMIENTO.....	161
5.1.	Generalidades.....	161
5.2.	Costos directos.....	161
5.3.	Costos indirectos.....	163
5.4.	Costos total de fabricación.....	164
5.5.	Mantenimiento del equipo	164
5.6	Reparación de averías en climatizadores autónomos.....	165
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	168
6.1.	Conclusiones.....	168
6.2.	Recomendaciones.....	169

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

BIBLIOGRAFÍA.

LINKOGRAFÍA.

ANEXOS.

PLANOS.

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1. CONDICIONES DE CONFORT, SEGÚN RITE.	14
2.2. REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA OCUPANTES. ASHRAE STANDAR.	15
2.3. VALORES DE LAS CONSTANTES DE LA ECUACIÓN 2.14, EN EL SISTEMA INTERNACIONAL Y EN EL SISTEMA INGLÉS.	17
2.4. TIPOS DE BOMBAS DE CALOR.	30
2.5. CANTIDAD DE AGUA MAX. Y MIN. PERMISIBLE EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, SEGÚN TIPOS DEREFRIGERANTES.	47
3.1. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.	67
3.2. PROPIEDADES DE LOS ESTADOS DEL CICLO FRIGORÍFICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.	86
3.3. EFECTOS DE ALTITUD EN EQUIPOS ENFRIADOS POR AIRE.	88
3.4. CAPACIDADES INTERPOLADAS DEL SISTEMA.	90
3.5. FACTOR DE CALOR DE RECHAZO PARA COMPRESOR SCROLL.	91
3.6. VELOCIDADES DE AIRE MÁXIMAS RECOMENDADAS PARA DISEÑO DEDUCTOS.	93
3.7. COEFICIENTE DE CAÍDA DE PRESIÓN C, EN TRANSICIONES.	96
3.8. SELECCIÓN RÁPIDA DE REJILLAS.	98
4.1. DATOS DE PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN CICLO DE FRÍO.	120
4.2. DATOS DE PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN CICLO DE CALOR.	121
4.3. DATOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DEL CICLO DE FRÍO.	122
4.4. PROPIEDADES DE LOS ESTADOS DEL CICLO DE FRIGORÍFICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.	124
4.5. DATOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DEL TRATAMIENTO DEL AIRE, ENFRIAMIENTO.	126
4.6. PROPIEDADES DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE.	127
4.7. DATOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DEL TRATAMIENTO DEL AIRE, CALENTAMIENTO.	131
4.8. PROPIEDADES DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO.	132
5.1. COSTO DE SOPORTES Y PROTECCIÓN DE LA MANEJADORA, UNIDAD CONDENSADORA Y DUCTOS.	161

5.2.	COSTO DE LA MANEJADORA DE AIRE, UNIDAD CONDENSADORA Y ACCESORIOS DE CONEXIÓN.	161
5.3.	COSTO DE DUCTOS.	162
5.4.	COSTO DE MATERIALES.	163
5.5.	COSTOS DE MANO DE OBRA.	163
5.6.	COSTO POR TRANSPORTE.	163
5.7.	TOTAL DE COSTOS DIRECTOS.	163
5.8.	CRITERIO DE INGENIERÍA.	164
5.9.	COSTOS POR IMPREVISTOS.	164
5.10	TOTAL DE COSTOS INDIRECTOS.	164
5.11.	COSTO TOTAL DE EQUIPO.	164
5.12.	OPERACIONES DE MANTENIMIENTO.	165
5.13.	CONDICIONES DEL SISTEMA VERSUS POSIBLES AVERÍAS.	166
5.14.	AVERÍAS EN EL COMPRESOR Y VÁLVULA INVERSORA.	166
5.15.	AVERÍAS EN EL VENTILADOR.	167

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Principales tipos de sistemas de refrigeración y sus usos.....	4
2.2.	Elementos del ciclo simple de compresión de vapor.....	5
2.3.	Ciclo invertido de Carnot. Diagrama temperatura vs. entropía.....	6
2.4.	Sistema de refrigeración por compresión mecánica de simple etapa.....	7
2.5.	Diagrama presión-entalpía del ciclo teórico de refrigeración.....	7
2.6.	Diagrama presión-entalpía del ciclo real de refrigeración.....	8
2.7.	Inversión del ciclo frigorífico.....	10
2.8.	Elementos de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de simple etapa....	13
2.9.	ASHRAE zonas de confort para invierno y verano.....	14
2.10.	Tamaño de partículas contaminantes y tipos de filtros.....	16
2.11.	Carta psicrométrica donde se indica las líneas de valores constantes de las propiedades.	18
2.12.	Procesos de calentamiento sensible y enfriamiento sensible.....	19
2.13.	Procesos de humidificación y deshumidificación.....	20
2.14.	Procesos combinados de cambio de calor sensible y latente.....	20
2.15.	Enfriamiento y deshumidificación por expansión directa.....	21
2.16.	Enfriamiento por agua salpicada	21
2.17.	Humidificación.....	22
2.18.	Humidificador a vapor.....	22
2.19.	Deshumidificador químico.....	23
2.20.	Sistema típico de aire acondicionado (enfriamiento-calefacción).....	24
2.21.	Disposición de un equipo acondicionador de aire de recinto.....	25
2.22.	Acondicionador unitario de aire.....	25
2.23.	Unidad de techo.....	26
2.24.	Accesorios para mantenimiento en una gran manejadora de aire.....	26
2.25.	Sistema de expansión directa (DX).....	27
2.26.	Sistema todo – aire.....	28
2.27.	Sistema de conducto único.....	29
2.28.	Elementos de un sistema de aire acondicionado.....	31
2.29.	Componentes básicos del compresor scroll.....	32
2.30.	Flujo del gas a en el interior del compresor scroll.....	33

2.31.	Espirales del scroll, que se encuentran invertidas y giradas 180°.....	33
2.32.	Proceso de compresión desarrollada en la espiral fija y estacionaria del compresor.....	33
2.33.	Unidad condensadora.....	34
2.34.	Condensador remoto.....	34
2.35.	Evaporador de circulación de aire natural.....	36
2.36.	Evaporador de aire forzado.....	36
2.37.	Factor de by pass en un proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.....	37
2.38.	Shiglor, elemento de expansión.....	39
2.39.	Válvula de expansión termostática.....	40
2.40.	Válvula inversora de 4 vías.....	41
2.41.	Partes internas de una válvula de 4 vías.....	41
2.42.	Detalle interior en el cambio de ciclo.....	42
2.43.	Válvula de retención recta, tipo pistón.....	43
2.44.	Válvula de servicio para compresor.....	44
2.45.	Válvula de servicio para tanque recibidor.....	44
2.46.	Válvula de paso.....	45
2.47.	Válvula de acceso de pivote u óbus.....	45
2.48.	Filtro secador.....	46
2.49.	Indicador de humedad y líquido.....	46
2.50.	Presóstato de alta y baja (combinado).....	47
2.51.	Termostato convencional.....	48
2.52.	Manómetro para refrigeración.....	49
2.53.	Tubería de cobre para refrigeración, tipo K.....	50
2.54.	Tipos de ventiladores y curvas características.....	52
2.55.	Componentes de un ventilador centrifugo.....	52
2.56.	Componentes de un ventilador axial.....	53
2.57.	Distribución aire, con un sistema típico de ductos.....	53
2.58.	Determinación de presiones en el ducto de impulsión y aspiración.....	55
2.59.	Lana de vidrio.....	60
2.60.	Recalentamiento para aire acondicionado.....	61
2.61.	Subenfriamiento para aire acondicionado.....	62
2.62.	Funcionamiento de la cámara de conservación.....	63
3.1.	Manejadora de aire, THERMOTAR, modelo FCD024-1.....	65

3.2.	Unidad condensadora, THERMOTAR, modelo SLCV024-1.....	66
3.3.	Circuito frigorífico típico de de aire acondicionado.....	68
3.4.	Circuito frigorífico de la bomba de calor.....	69
3.5.	Válvula de expansión termostática, DANFOSS, modelo 068Z3206.....	70
3.6.	Shiglor restrictor, QUALITY, modelo # 59.....	71
3.7.	Válvula de retención DANFOSS, modelo NRV-10, 020-1011.....	72
3.8.	Válvula inversora de 4vías CQC, modelo SHF-20A-46.....	73
3.9.	Válvula de paso DANFOSS, modelo BML-6.....	73
3.10.	Filtro secador DANFOSS, modelo 023Z5003.....	74
3.11.	Visor líquido-humedad DANFOSS, modelo SG1-10.....	75
3.12.	Tubería de cobre flexible de cobre, 3/8" tipo L y 5/8" tipoM.....	76
3.13.	Sifón de tubería de cobre.....	76
3.14.	Aislante térmico para tuberías.....	77
3.15.	Manómetros de carga, marca QUALITY, modelo QM-360.....	77
3.16.	Termostato electrónico calor/frío, MARS, modelo 70803.....	78
3.17.	Circuito frigorífico de aire acondicionado, condiciones del fabricante.....	79
3.18.	Ciclo frigorífico de aire acondicionado, condiciones del fabricante.....	79
3.19.	Diagrama p vs. h del ciclo frigorífico de aire acondicionado.....	86
3.20.	Tendencia de la capacidad de enfriamiento del sistema.....	90
3.21.	Diámetros de ductos redondos equivalentes.....	94
3.22.	Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada.....	95
3.23.	Transición manejadora de aire-ducto principal.....	96
3.24.	Factor de corrección para ductos flexibles.....	98
3.25.	Rejilla DV-aluminio PDV-plástico.....	99
3.26.	Selección de difusores cuadrados.....	99
3.27.	Difusor de aluminio A,3V S/C 10"x10"VR.....	99
3.28.	Esquema del sistema de ductos.....	100
4.1.	Interconexión de la válvula de 4vías con elementos.....	102
4.2.	Detalles de la ubicación de la válvula de 4 vías.....	102
4.3.	Detalles de la ubicación de los elementos de expansión.....	102
4.4.	Instalación del bulbo.....	103
4.5.	Detalles de la ubicación del compresor scroll.....	103
4.6.	Detalles de la ubicación de swich de presión, alta y baja.....	104

4.7.	Detalles de la manejadora de aire.....	105
4.8.	Detalles de la ubicación de la unidad condensadora.....	105
4.9.	Detalles de la ubicación del filtro deshidratador y visor de humedad.....	106
4.10.	Detalles de la ubicación de la válvula de servicio y óbus.....	106
4.11.	Detalles de la ubicación de sifones.....	107
4.12.	Detalles de la ubicación de la válvulas de paso.....	107
4.13.	Detalles de la ubicación de juego de manómetros.....	107
4.14.	Detalles de la ubicación de ductos rígidos y flexibles.....	108
4.15.	Detalles del acople del ducto flexible al principal.....	108
4.16.	Proceso de unión de tubería abocardada.....	109
4.17.	Prensa de expansión.....	109
4.18.	Detalle de una unión de tubería abocardada.....	109
4.19.	Soldadura oxiacetilénica.....	110
4.20.	Limpieza del extremo de tubo "macho".....	111
4.21.	Ajuste correcto en uniones de tubería fijas con soldadura.....	111
4.22.	Circuito de control.....	112
4.23.	Circuito de potencia.....	113
4.24.	Circuito de conexión.....	114
4.25.	Proceso de vacío profundo.....	115
4.26.	Carga de refrigerante al sistema de aire acondicionado, en estado gaseoso.....	116
4.27.	Métodos de carga del refrigerante en el sistema, forma gaseosa.....	119
4.28.	Equipos utilizados para realizar las pruebas de funcionamiento.....	119
4.29.	Gráfica temperatura de aire de entrega vs tiempo. ciclo de frío.....	120
4.30.	Gráfica temperatura de aire de entrega vs. tiempo, ciclo de calor.....	121
4.31.	Esquema del circuito frigorífico de aire acondicionado, condiciones de prueba.....	122
4.32.	Diagrama p vs. h del ciclo frigorífico de aire acondicionado.....	124
4.33.	Esquema del equipo de tratamiento del aire.....	126
4.34.	Proceso psicrométrico, enfriamiento sensible y deshumidificación.....	127
4.35.	Proceso de enfriamiento sensible.....	128
4.36.	Proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.....	129
4.37.	Proceso psicrométrico, calentamiento.....	131
4.38.	Calor sensible y representación gráfica del proceso.....	132
4.39.	Medida de presiones en el circuito de aspiración.....	134

LISTA DE ABREVIACIONES

ABREVIATURA

ARI	Air conditioning and refrigeration institute.
RITE	Reglamento de las instalaciones térmicas de los edificios.
IT.IC	Instrucción técnica del reglamento de instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria de España.
ASHRAE	American society of heating, refrigerating and air conditioning engineers.

LISTA DE ANEXOS

ANEXO

- 1 Aplicaciones refrigerantes con sus respectivos aceites lubricantes.
- 2 Constantes físicas principales de los fluidos frigoríficos más usados.
- 3 Catálogo de selección y características de manejadoras de aire. Residencial.
- 4 Catálogo de selección y características unidad condensadora. Residencial.
- 5 Características del compresor scroll.
- 6 Catálogo y características de la válvula de expansión termostática.
- 7 Catálogo de selección del VET y orificio en función de: Δp y temp. de vap.
- 8 Selección de shiglor restrictor para refrigerante R22.
- 9 Catálogo de selección y características de la válvula check
- 10 Catálogo de selección y características de la válvula inversora de 4 vías.
- 11 Catálogo de selección y características de la válvula de paso.
- 12 Catálogo de selección y características filtro secador.
- 13 Catálogo de selección y características del indicador líquido – humedad.
- 14 Catálogo de selección y características tubería de cobre para aplicación en refrigeración.
- 15 Catálogo de selección y características de accesorios acople roscado..
- 16 Catálogo de selección y características de accesorios para acople por soldadura.
- 17 Catálogo de selección y características del aislante de tubería.
- 18 Características del termostato electrónico heat/cool.
- 19 Propiedades de líquido saturado y vapor saturado del refrigerante r22.
- 20 Diagrama de Mollier del refrigerante 22.
- 21 Diagrama de Mollier del refrigerante 22, condiciones de prueba.
- 22 Diagrama de Mollier del refrigerante 22, condiciones locales.

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO

$g [m/s^2]:$	Aceleración de la gravedad.
$H [m]:$	Altura de la puerta de la cámara frigorífica.
$A_r [m^2]:$	Área de la tubería.
$\Delta p_d [Pa]:$	Caída de presión en la línea de descarga.
$q_{cond} [KJ/Kg]:$	Calor de condensación.
$q_p [W]:$	Calor específico por persona.
$Q [KW]:$	Capacidad frigorífica requerida.
$Q_{e-c} [KW]$	Calor absorbido o cedido por el elemento al ambiente exterior.
$q_{TOTAL} [KW]$	Carga térmica total.
$L [m]:$	Carrera del pistón.
$q_f [KW]:$	Carga térmica sensible y latente con un flujo completamente establecido.
$COP_{RC} :$	Coefficiente de funcionamiento del Refrigerador de Carnot.
$COP_R :$	Coefficiente de funcionamiento.
$h_i [W/(m^2 \cdot ^\circ K)]:$	Coefficiente de transferencia por convección interior.
$n :$	Coefficiente politrópico.
$\rho_i [Kg/m^3]:$	Densidad del aire de infiltración.
$\rho_r [Kg/m^3]:$	Densidad del aire refrigerado.
$\rho_l [Kg/m^3]:$	Densidad del líquido refrigerante.
$\rho_g [Kg/m^3]:$	Densidad del vapor refrigerante.
$DP [m^3/s]:$	Desplazamiento del compresor.
$D [m]:$	Diámetro del pistón (diámetro interior del cilindro).
$\Delta t [^\circ C]:$	Diferencia entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del aire del espacio refrigerado.
$DT :$	Diferencia de temperaturas entre el evaporador y espacio refrigerado.
$ER :$	Efecto refrigerante.

η_R :	Eficiencia del ciclo de refrigeración.
h_1 [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor saturado, en el punto de estado 1.
h_1' [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 1'.
h_2 [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2.
h_2' [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2'.
h_3 [KJ / Kg]:	Entalpía del líquido saturado, en el punto de estado 3.
h_3' [KJ / Kg]:	Entalpía del líquido subenfriado, en el punto de estado 3'.
h_4 [KJ / Kg]:	Entalpía de la mezcla líquido-vapor, en el punto de estado 4.
h_4' [KJ / Kg]:	Entalpía de la mezcla líquido-vapor, en el punto de estado 4'.
h_a [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado a.
h_b [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado b.
h_c [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado c.
h_c' [KJ / Kg]:	Entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado c'.
h_i [KJ / Kg]:	Entalpía de aire de infiltración.
h_r [KJ / kg]:	Entalpía del aire refrigerado.
h_{out} [KJ / Kg]:	Entalpía a la salida.
h_{in} [KJ / Kg]:	Entalpía a la entrada.
s_{out} [KW / (Kg ° K)]:	Entropía a la salida.
s_{in} [KW / (Kg ° K)]:	Entropía a la entrada.
C:	Factor de espacio muerto.
F_m :	Factor de densidad.
q_{inf} [KW]:	Ganancia horaria promedio de calor en 24 h u otro período.
ΔT :	Incremento de temperatura.
i [KW / ° K]:	Irreversibilidad.
R:	Relación de compresión.
p_{evap} [MPa]:	Presión de evaporación.
p_{cond} [MPa]:	Presión de condensación.

p_{succ} [MPa]:	Presión de succión.
p_{desc} [MPa]:	Presión de descarga.
p_1 [MPa]:	Presión del vapor saturado en el punto, de estado 1.
$p_{1'}$ [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado en el punto, de estado 1'.
p_2 [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado en el punto, de estado 2.
$p_{2'}$ [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado en el punto, de estado 2'.
p_3 [MPa]:	Presión del líquido saturado, en el punto de estado 3.
$p_{3'}$ [MPa]:	Presión del líquido subenfriado, en el punto de estado 3'.
p_4 [MPa]:	Presión de la mezcla líquido-vapor, en el punto de estado 4.
$p_{4'}$ [MPa]:	Presión de la mezcla líquido-vapor, en el punto de estado 4'.
p_a [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado, en el punto de estado a.
p_b [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado, en el punto de estado b.
p_c [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado, en el punto de estado c.
$p_{c'}$ [MPa]:	Presión del vapor sobrecalentado, en el punto de estado c'.
P [KW]:	Potencia teórica requeridas por el compresor.
T_{evap} [$^{\circ}C$]:	Temperatura de evaporación.
T_{cond} [$^{\circ}C$]:	Temperatura de condensación.
T_1 [$^{\circ}C$]:	Temperatura del vapor saturado, en el punto de estado 1.
$T_{1'}$ [$^{\circ}C$]:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 1'.
T_2 [$^{\circ}C$]:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2.
$T_{2'}$ [$^{\circ}C$]:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2'.
T_3 [$^{\circ}C$]:	Temperatura del líquido saturado, en el punto de estado 3.
$T_{3'}$ [$^{\circ}C$]:	Temperatura del líquido subenfriado, en el punto de estado 3'.
T_4 [$^{\circ}C$]:	Temperatura de la mezcla líquido-vapor, en el punto de estado 4.
$T_{4'}$ [$^{\circ}C$]:	Temperatura de la mezcla líquido-vapor, en el punto de estado 4'.
T_a [$^{\circ}C$]:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado a.
T_b [$^{\circ}C$]:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado b.

$T_c [^{\circ}C]$:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado c.
$T_{c'} [^{\circ}C]$:	Temperatura del vapor sobrecalentado, en el punto de estado c'.
W_c :	Trabajo de compresión.
$T_R [^{\circ}C]$:	Temperatura del espacio refrigerado.
$T_m [^{\circ}C]$:	Temperatura del medio ambiente.
$T_{surr} [^{\circ}K]$:	Temperatura del ambiente exterior.
$W_c [KJ/Kg]$:	Trabajo de compresión.
$V_e [m/s]$:	Velocidad exterior del aire.
$V_i [m/s]$:	Velocidad interior del aire.
$V_l [m/s]$:	Velocidad del líquido refrigerante.
$V_g [m/s]$:	Velocidad del vapor refrigerante.
$v_b [m^3/Kg]$	Volumen específico del vapor sobrecalentado en el punto de estado b.
$v_{c'} [m^3/Kg]$	Volumen específico del vapor sobrecalentado en el punto de estado c'.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN.

1.1 ANTECEDENTES.

El ser humano desde sus inicios ha buscado su comodidad de maneras diversas y a medida que avanza el tiempo y la tecnología obtener confort resulta menos complicado, es por ello que hemos decidido implementar un banco de pruebas para un sistema de climatización que cumpla con las normas que rigen a dichos sistemas.

Conociendo que nuestro país posee diversas zonas geográficas y microclimas entonces es menester la aplicación del aire acondicionado para el confort humano y para aplicaciones industriales.

En el plan de carrera de la Escuela de Ingeniería Mecánica constan asignaturas como termodinámica, transferencia de calor, aire acondicionado y ventilación industrial entre otras que poseen equipos de laboratorio que relacionan lo teórico con lo experimental y que sin duda tienen como objetivo además de preparar estudiantes competitivos ayudar a la acreditación de la carrera, ya que éstos equipos instalados son indicadores de calidad de la misma, que aportarán significativamente a llegar a dicha meta.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

Entonces la realización de esta tesis trae consigo el afán de que los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la ESPOCH tengan la posibilidad de asociar los conocimientos teóricos con prácticas de laboratorio lo cual será de vital importancia para su formación de ingeniero.

En la actualidad se ha podido observar que existen diversos sistemas de climatización que cumplen con los requisitos básicos de funcionamiento y que de alguna forma se rigen a los equipos convencionales, este sistema consta en primera instancia de un evaporador, un compresor, un condensador y algunos otros componentes que se irán mostrando posteriormente. A su vez el sistema a diseñarse contará con una caja que no será hermética de manera que los estudiantes puedan identificar los componentes del mismo e incluso de manipularlos.

Se acoplará un control automático específico para manipular variables y equipos presentes en este sistema.

Es de vital importancia que una vez instalados los equipos los estudiantes aprendan el funcionamiento de cada uno de los elementos del sistema, en qué se basa su diseño o selección así como los procesos psicrométricos y ciclos de refrigeración que intervienen en el mismo.

Otro de los parámetros a considerar es el diseño de ductos que incluye los elementos de distribución del aire tales como rejillas o difusores que deben ser seleccionadas en base a catálogos y datos propios del sistema.

En vista de la diversidad de climas que posee nuestro país se ha tomado la decisión de implementar una Bomba de Calor con Sistema todo aire y conducto único, la cual tiene como fin principal lograr el confort humano enfriando o calentando el aire indistintamente según los requerimientos del ambiente. Si bien es cierto, este tipo de sistemas no es comúnmente utilizado en nuestro entorno, es por ello que resulta importante su implementación y dar a conocer a los estudiantes que con una válvula de cuatro vías se puede invertir el ciclo de refrigeración y lograr calefacción y acondicionamiento de aire mediante el mismo equipo.

Resulta trascendental indicar que el equipo instalado no climatizará ningún espacio cerrado, será utilizado únicamente para realizar pruebas de laboratorio que muestren su funcionamiento y aplicación.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 Objetivo general.

- Diseñar y construir un banco de pruebas para un sistema de climatización de Laboratorio.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Definir los conceptos fundamentales del Sistema de Climatización.
- Diseñar un de Aire acondicionado por compresión mecánica.
- Construir e Instalar el Sistema de Climatización.
- Realizar pruebas en el equipo instalado.
- Elaborar las guías de Laboratorio.

CAPÍTULO II

2. ANÁLISIS DE CONCEPTOS BÁSICOS.

2.1 AIRE ACONDICIONADO.

2.1.1 Introducción.

Aire Acondicionado es el proceso de tratamiento del aire en un ambiente interior que tiene como fin establecer estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento.

Entonces el control de cada una de estas condiciones radica en:

- 1.-Temperatura: La temperatura del aire se controla enfriándolo o calentándolo (Enfriamiento: eliminación de calor, Calentamiento: adición de calor).
- 2.-Humedad: La humedad, que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o quitando vapor de agua al aire (humidificación o deshumidificación).
- 3.-Limpieza: La limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio de filtros u otros dispositivos, o mediante ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con el cual se diluye la concentración de contaminantes. Por lo general en una instalación se usan tanto filtración como ventilación.
- 4.-Movimiento: Movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire. [1]

Antes de profundizar, tenemos que afirmar que el Aire Acondicionado está ligado directamente a la Refrigeración. En resumen el Aire Acondicionado es una aplicación de la refrigeración (Fig. 2.1), y usa sus mismos principios y fundamentos. Dicho ello vamos a analizar algunos conceptos de refrigeración.

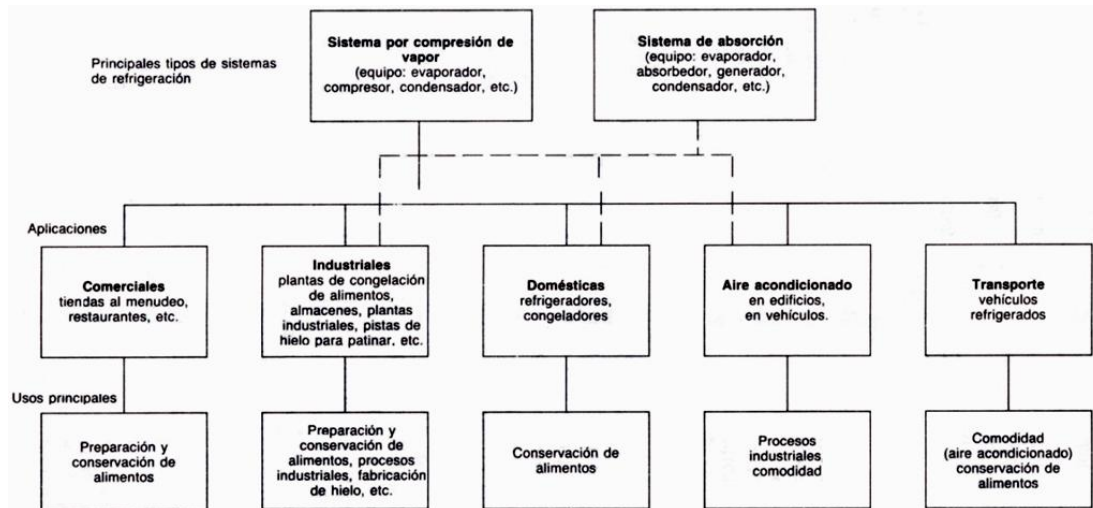


Figura 2.1 Principales tipos de sistemas de refrigeración y sus usos. [2]

2.1.2 Métodos de refrigeración.

Un método o sistema de refrigeración es la combinación de componentes, equipos y tuberías; que conectados en orden secuencial producen el efecto refrigerante.

Los sistemas de refrigeración se pueden clasificar en las siguientes categorías (por orden de importancia) [3]:

- Sistemas de compresión de vapor o compresión mecánica.
- Sistemas por absorción.
- Sistemas de expansión de gas.
- Sistemas termoeléctricos.

2.2 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA

El ciclo de compresión de vapor es el más comúnmente utilizado. Emplea como fuente de energía trabajo mecánico y un fluido llamado refrigerante.

Al aumentar la presión de un fluido se eleva su punto de ebullición, y al disminuir la presión, también disminuye su punto de ebullición, este es uno de los principios básicos de la refrigeración por compresión.

El ciclo se fundamenta en la compresión de un vapor que al hallarse a mayor temperatura que el medio caliente cede calor. Con ello el vapor se enfría y, si la presión es adecuada, incluso condensa. El condensado se expande en una válvula de expansión o en un tubo capilar, con lo que, de una parte pierde

presión proporcionada por el compresor y, por otra parte, experimenta un enfriamiento súbito que hace posible la absorción de calor del medio frío que produce la vaporización del líquido. El gas será nuevamente comprimido por el compresor y de esta forma el ciclo prosigue. Los elementos fundamentales de un ciclo de compresión de vapor son: el evaporador, el compresor, el condensador y un dispositivo de expansión que puede ser una válvula o un simple tubo capilar (Fig.2.2). [4]

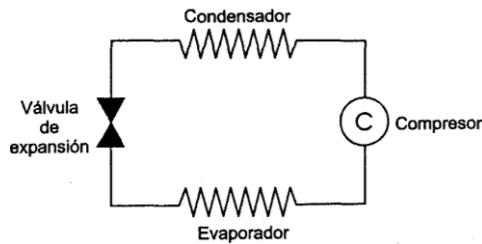


Figura 2.2 Elementos del ciclo simple de compresión de vapor.

2.2.1 Ciclo invertido de Carnot.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles de temperatura, por lo que, se constituye en un estándar de comparación para los ciclos reales de refrigeración. [5]

El coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot, se expresa en términos de temperatura como:

$$COP_{RC} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1 \quad (2.1)$$

donde:

COP_{RC} : coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot

T_{evap} : temperatura de evaporación, [° K]

T_{cond} : temperatura de condensación, [° K]

El coeficiente de funcionamiento del ciclo de calor de Carnot, se expresa en términos de temperatura como:

$$COP_{CC} = \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1 \quad (2.2)$$

donde:

COP_{CC} : coeficiente de funcionamiento del ciclo calor de Carnot

T_{evap} : temperatura de evaporación, $[^{\circ}K]$

T_{cond} : temperatura de condensación, $[^{\circ}K]$

El ciclo invertido de Carnot (Fig.2.3) se compone de dos procesos isotérmicos (D-A; B-C) y dos procesos isoentrópicos (A-B; C-D).

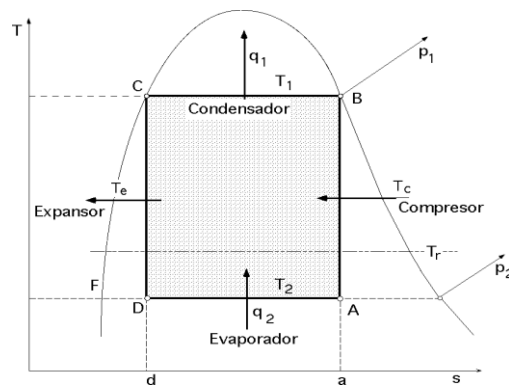


Figura 2.3 Ciclo invertido de Carnot. Diagrama temperatura vs. entropía.

Un compresor accionado por un motor aumentaría la presión del fluido desde p_2 a p_1 , según la transformación (AB), alcanzando la temperatura T_1 ; esta compresión sería seguida de una condensación isotérmica (BC) en la que el calor q_1 es evacuado.

El fluido una vez licuado se expande isotérmicamente (CD), disminuyendo su presión y temperatura, con lo que se vaporiza parcialmente, llegando en estas condiciones al evaporador, estado D, iniciándose la vaporización isotérmica (DA). [6]

2.2.2 Ciclo de refrigeración ideal por compresión mecánica. [7]

En el siguiente esquema (Fig. 2.4) se presenta un sistema de refrigeración por compresión mecánica de simple etapa.

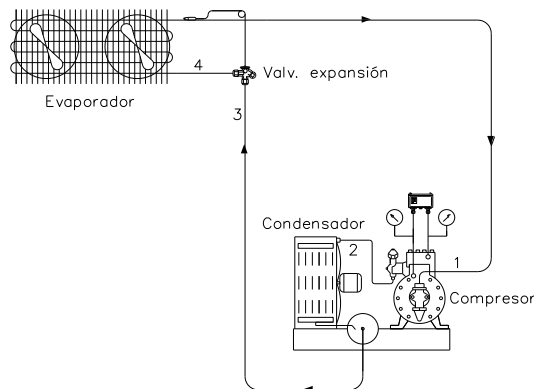


Figura 2.4 Sistema de refrigeración por compresión mecánica de simple etapa.

El ciclo de refrigeración (Fig. 2.5) consta de cuatro procesos que son: compresión (1-2), condensación (2-3), expansión (3-4) y evaporación (4-1).

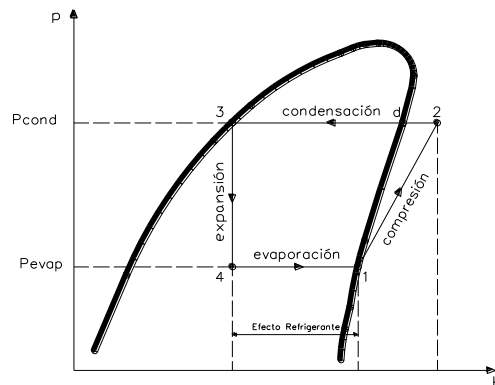


Figura 2.5 Diagrama presión-entalpía del ciclo teórico de refrigeración.

El proceso de compresión.- El proceso de 1–2 se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor debido a la compresión, desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación. Se supone que en un ciclo teórico simple el proceso de compresión es isoentrópico; es decir, una compresión “adiabática-no fricción”. Durante el proceso de compresión se realiza un trabajo sobre el vapor refrigerante, dando como resultado un aumento en su temperatura provocando un sobrecalentamiento.

El proceso de condensación.- El proceso de 2-d es isobárico e indica el sobrecalentamiento que debe retirarse del vapor antes de que este comience el proceso de condensación. Este proceso se efectúa en la tubería de descarga y en los primeros tramos del condensador. La línea de d-3 representa el cambio de estado del refrigerante de vapor a líquido a presión y temperatura constante, el cual se efectúa en el condensador.

El proceso de expansión.- Este proceso se encuentra entre los puntos de estados 3 y 4; el punto de estado 3 se ubica sobre la línea de líquido saturado y se halla a la entrada del dispositivo de expansión (válvula de expansión o tubo capilar). El refrigerante fluye a través del elemento de expansión, por consiguiente, su presión disminuye inmediatamente y bruscamente hasta el punto de estado 4. Lo que da como resultado que el refrigerante empiece a hervir, absorbiendo calor del mismo refrigerante; teniendo como resultado un enfriamiento hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión inferior. El proceso de expansión es adiabático irreversible, en el cual la entalpía del fluido refrigerante permanece constante.

El proceso de evaporación.- Este es un proceso isotérmico e isobárico y está representado por la línea entre los puntos de estado 4 y 1.

El refrigerante en el punto de estado 4, es en su mayoría líquido con excepción del gas de vaporización súbita. El calor que adquiere el refrigerante líquido del medio exterior a través de la superficie de transferencia de calor del evaporador, que está a una mayor temperatura; hace que este se evapore hasta llegar al punto de estado 1, donde el refrigerante se encuentra totalmente evaporado.

2.2.3 Ciclo de refrigeración real por compresión mecánica. [8]

En un ciclo de refrigeración real (Fig. 2.6) por compresión mecánica de vapor, la variación principal ocurre en el compresor. Las variaciones y temperaturas debido a posibles recalentamientos y subenfriamiento del refrigerante y caídas de presión en los diferentes elementos componentes de la instalación.



Figura 2.6 Diagrama presión-entalpía del ciclo real de refrigeración. [9]

Se observa que el punto 1 se ha reemplazado en función de la temperatura y presión, se localiza en la zona de vapor recalentado; esto es, debido al recalentamiento del refrigerante (1-1') ΔT_1 sea en el evaporador y/o en la tubería de aspiración y el aumento de temperatura del refrigerante (a-b) ΔT_2 cuando

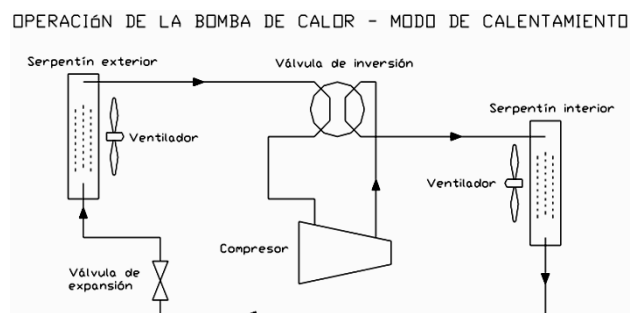
entra en contacto con la superficie de la cámara de compresión, además de la caída de presión (1'-b) ΔP_a en la válvula de aspiración o línea de succión. Esta variación produce un aumento refrigerante acompañado con la disminución del peso del refrigerante aspirado, una temperatura final de compresión muy elevada puede incidir en comprometer cambios notables en las propiedades del aceite lubricante (peligro de rotura de film lubricante entre pistón y cilindro por una excesiva disminución de la viscosidad del aceite), punto negativo que obliga a evitar valores exagerados de recalentamiento con la debida utilización de aislamiento térmico en la tubería de aspiración.

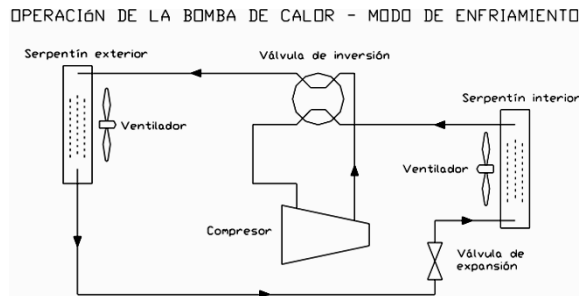
El vapor es comprimido hasta una presión considerablemente mayor que la presión de condensación una diferencia de (2-c) ΔP_d , debido a que el proceso de compresión no es isoentrópico se considera una desviación de 20% a 35%. La caída de presión en la línea de descarga (c'-2') ΔP_d es necesaria para forzar la apertura de la válvula de descarga, la presión 2' se considera la presión de condensación.

El punto de estado 3 se desplaza hacia la zona de líquido sub enfriado hasta 3', considerando que el líquido esta temporalmente almacenado en el condensador y parte de tubería esto produciría una disminución de temperatura o temperatura de sub enfriamiento (3'-3) ΔT_1 . Entonces el punto 3' desplazado nos permite obtener el punto 4' a una menor temperatura y mayor concentración de refrigerante líquido, aumentando el valor del efecto refrigerante.

2.2.4 Modificación del ciclo simple. Bomba de calor.

El ciclo de compresión de vapor se puede utilizar tanto para aprovechar el efecto frigorífico en el evaporador (máquina frigorífica) como para aprovechar el efecto calorífico en el condensador (bomba de calor). En la práctica, se recurre a las siguientes denominaciones: a) cuando sólo se utiliza el frío, se habla de máquina o sistema frigorífico convencional; b) cuando sólo se utiliza el calor, se habla de bomba de calor; c) si se utiliza el frío en una temporada y el calor en otra (nunca simultáneamente), entonces se habla de bomba de calor reversible. En este caso, la inversión de funcionamiento se realiza mediante una válvula de cuatro vías (Fig.2.7). [10] Este método es muy utilizado en sistemas de refrigeración medianos y grandes es utilizado para el descarchado del evaporador. [11]





2.2.5 Principales parámetros del ciclo de refrigeración, aire acondicionado. Bomba de calor. [12]

Basado en el ciclo frigorífico ideal, los principales parámetros del ciclo son:

a) Calidad o título de la mezcla, x .

En la zona de mezcla del diagrama de Mollier, que nos indican la porción en la que se encuentra el fluido refrigerante. Cuanto más cerca se encuentre el punto de la línea de líquido saturado, mayor será la porción de líquido y menor la porción de vapor, y viceversa. Se puede determinar fácilmente luego de haber definido el estado 4 en el diagrama de Mollier.

b) Trabajo de compresión.

El trabajo de compresión está dado por:

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (2.3)$$

donde:

W_c : trabajo de compresión, $[KJ/Kg]$

h_1 : entalpía del vapor saturado, en el punto de estado 1, $[KJ / Kg]$

h_2 : entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 2, $[KJ / Kg]$

c) Calor total cedido por el refrigerante al medio condensante (capacidad del condensador).

El calor total cedido por el refrigerante al medio condensante en el condensador está determinado por:

$$q_{cond} = h_2 - h_3 \quad (2.4)$$

donde:

q_{cond} : calor de condensación, $[KJ / Kg]$

h_3 : entalpía del líquido saturado, en el punto de estado 3, $[KJ / Kg]$

d) Efecto refrigerante (capacidad del evaporador).

La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador se conoce como efecto refrigerante y está evaluado por:

$$ER = h_1 - h_4 \quad (2.5)$$

donde:

ER : efecto refrigerante, $[KJ / Kg]$

h_4 : entalpía del vapor sobrecalentado, en el punto de estado 4, $[KJ / Kg]$

e) Flujo másico

La masa de refrigerante circulado para producir la capacidad de refrigeración requerida, está dada por:

$$\dot{m} = Q/ER \quad (2.6)$$

donde:

\dot{m} : flujo másico de refrigerante, $[Kg/h]$

Q : capacidad frigorífica requerida (refrigeración, calefacción), $[KJ/h]$

f) Coeficiente de funcionamiento o de performance. [13]

Podremos obtener coeficientes altos siempre que las relaciones de compresión sean modestas y cuando la diferencia de entre la temperatura de confort y la exterior es moderada (alrededor de 10°C).

Refrigeración: La relación entre el efecto refrigerante y el trabajo de compresión se define como el coeficiente de funcionamiento (COP_R) y está determinado por:

$$COP_R = ER/W_c > 1 \quad (2.7)$$

donde:

COP_R : coeficiente de funcionamiento para refrigeración.

Calefacción: La relación entre el calor cedido por el refrigerante (al medio, capacidad del condensador) y el trabajo de compresión, se define como el coeficiente de funcionamiento (COP_C) y está determinado por:

$$COP_C = q_{cond}/W_c > 1 \quad (2.8)$$

donde:

COP_C : coeficiente de funcionamiento para calefacción.

COP reales: El COP del ciclo de calor (bomba de calor es alto) está entre 3.5 y 4 o superior.

El COP del ciclo de frío (refrigeración) está entre 2 y 3 o superior. Un COP de 4 quiere decir que; una máquina de aire acondicionado, por cada 1 kW de potencia que toma de la red eléctrica, mueve 3 kW térmicos del local (o cualquier unidad de potencia que se esté usando). En el caso de utilizar resistencias eléctricas para calentar un local, esta posee por lo general un COP de 1, lo cual hace evidente que la bomba de calor es mucho más eficiente.

Esta eficacia en bombas de calor es muy alta, lo cual hace muy atractivas estas máquinas, haciendo olvidar fácilmente que la energía de funcionamiento es de alta calidad y, por consiguiente cara. [14] El COP real suele ser del orden del 50% del teórico aproximadamente. [15]

g) Potencia teórica calculada.

La potencia teórica calculada necesaria para impulsar al compresor se puede hallar a partir del trabajo de compresión y el flujo másico aplicando la siguiente ecuación:

$$P_{tc} = W_c * \dot{m} \quad (2.9)$$

donde:

P_{tc} : potencia teórica requeridas por el compresor, [KJ/h]

En esta potencia teórica calculada no se toma en cuenta la potencia necesaria para vencer la fricción en la compresión y otras pérdidas de potencia, es decir tiene una eficiencia del 100%. La potencia real es por lo general del 30% a 50% mayor que la potencia teórica calculada, dependiendo de la eficiencia del compresor [16].

h) Eficiencia del ciclo. [17]

Refrigeración: La eficiencia del ciclo se determina mediante la comparación con el ciclo invertido de Carnot obteniendo la siguiente expresión:

$$\eta_R = COP_R / COP_{RC} \quad (2.10)$$

donde:

η_R : eficiencia del ciclo de frío.

Calefacción: La eficiencia del ciclo se determina mediante la comparación con el ciclo invertido de Carnot obteniendo la siguiente expresión:

$$\eta_C = COP_C / COP_{CC} \quad (2.11)$$

donde:

η_C : Eficiencia del ciclo de calor (Bomba de calor).

i) Capacidad de calentamiento:

Esta es la capacidad que tiene el condensador para desprender calor, expresado en unidades de potencia, se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_C = q_{cond} * m \quad (2.12)$$

2.2.6 Elementos del sistema refrigeración.

Los principales componentes de un sistema de refrigeración por compresión mecánica, los mismos que son: compresor, condensador, evaporador, dispositivos de expansión de refrigerante y elementos complementarios (Fig. 2.8). [18]

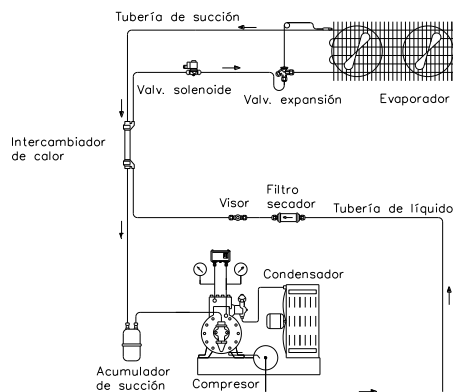


Figura 2.8 Elementos de un sistema de refrigeración por compresión Mecánica de simple etapa. [19]

2.3 FUNDAMENTOS SOBRE CLIMATIZACIÓN.

2.3.1 Parámetros para el confort humano.

El confort o la comodidad de una persona es la sensación de satisfacción física relacionada con el ambiente que lo rodea. Estos parámetros son útiles para el diseño de sistemas.

2.3.1.1 Temperatura y humedad.

El calor generado por el cuerpo es variable y depende de diversos factores entre los cuales se consideran la ropa, edad, sexo y el nivel de actividad de cada persona.

La temperatura interna del cuerpo humano es de 37° C aproximadamente, mientras que la parte exterior de su piel es de unos 21° C. Si la temperatura del aire o cualquier cuerpo adyacente a la piel es inferior o superior a los 21° C , se tiene la impresión anímica de frío o calor. [20].

- a. El RITE en la norma UNE 02.2.1, basado en mejores condiciones de confort para el diseño de sistemas de aire acondicionado recomienda: [21].

Tabla 2.1 CONDICIONES DE CONFORT, SEGÚN RITE.

Estación	Temperatura operativa °C	Velocidad media del aire m/s	Humedad relativa %
Verano	23 a 25	0,18 a 0,24	40 a 60
Invierno	20 a 23	0,15 a 0,20	40 a 60

- b. La Norma 55-1981 de ASHRAE, propone la siguiente figura para zonas de confort en invierno y verano (Fig.2.9):

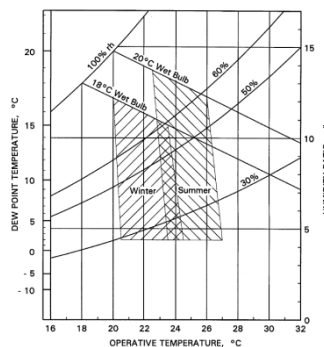


Figura 2.9 ASHRAE zonas de confort para invierno y verano. [22]

Son aceptables estos valores de temperatura operativa y humedad, para personas con ropas típicas de verano e invierno. con actividades ligeras principalmente sedentarias. Entonces de lo anterior se concluye que: Verano (78-80° F bs y 50%HR) e Invierno (68-72° F bs - min 25-30% HR). [23]

2.3.1.2 Aire contaminado.

La finalidad de la ventilación y del uso de filtros es sustituir o eliminar el aire contaminado (con un elevado ingrediente de polvo, humo bacterias y olores) por otro aire, limpio, mucho más conveniente para la respiración, y su contribución al bienestar puede ser tan importante como la que proporciona la temperatura y humedad.

La cantidad de aire necesario para renovar puede depender, entre otras cosas, de:

- características del local,
- actividad a que está destinado, y
- calor a disipar, no olvidando que para llevar a cabo una perfecta renovación de aire en un local, es necesario que el barrido del volumen de aire se efectúe uniformemente, evitando las corrientes de aire.

-ASHRAE recomienda la Tabla 2.2 para renovación de aire, en función del tipo de local y el número de ocupantes.

Tabla 2.2 REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA OCUPANTES. ASHRAE STANDARDS. [24]

	Personas estimadas por 100 ft ² de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
RESIDENCIAL.			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
COMERCIAL			
Sanitarios públicos			
	100	15	20-25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10-15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10-15
Comedores	70	10	15-20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10-15
Salas	20	10	15-20
Baños	—	20	30-50
Salas de belleza	50	25	30-35
Peluquerías	25	7	10-15
Estacionamientos	—	1.5	2-3
Teatros			
Vestibulos	150	20	25-30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5-10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10-20
Boliches, zona de asientos	70	15	20-25
Gimnasios y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25-30
Vestidores	20	30	40-50
Áreas de público	150	20	25-30
Piscinas	25	15	20-25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15-25
Salas de juntas	60	25	30-40
INSTITUCIONAL			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10-15
Auditorios	150	5	5-7.5
Gimnasios	70	20	25-30
Bibliotecas	20	7	10-12
Vestidores	20	30	40-50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15-20
Guarderías	20	10	15-20
Salas de cirugía, salas de parto	—	20	—

Nótese que hay valores mínimos y recomendados. Los mínimos se usan cuando el costo es de primera importancia, y los recomendados cuando se necesita una mejor calidad de aire.

Además, el aire debe filtrarse para la eliminación de partículas de polvo, previo a su distribución a los ambientes. Se protege adicionalmente de suciedades también a las serpentinadas o ventiladores de los equipos.

En casos específicos hace necesario utilizar filtros especiales si se requiere filtrar partículas muy pequeñas o humo de tabaco (Fig.2.10). [25]

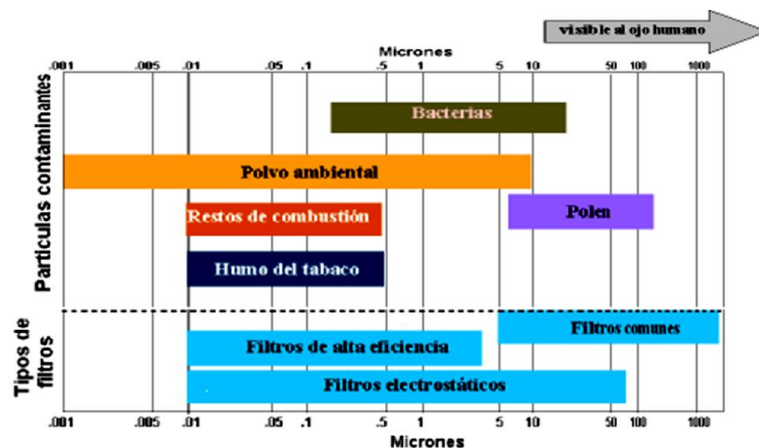


Figura 2.10 Tamaño de partículas contaminantes y tipos de filtros.

2.3.2 Psicrometría.

Se llama psicrometría a la ciencia que estudia las propiedades del aire, mezcla de aire seco y de vapor de agua, prestando atención especial a todo lo relacionado con las necesidades ambientales, humanas o tecnológicas. [26]

2.3.2.1 Propiedades del aire. [27]

* Temperatura de bulbo seco (tbs): Es la temperatura del aire, tal como la indica un termómetro. Las palabras “temperatura” y “temperatura de bulbo seco se emplean para designar lo mismo tratándose del aire.

* Temperatura de bulbo húmedo (tbh): Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua, en el seno de aire en rápido movimiento.

* Temperatura de punto de rocío (PR): Es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en el aire atmosférico comienza a condensarse si se enfría el aire a presión constante. Esta temperatura define el

punto de rocío (PR), puntos de rocío muy bajos indican aire muy secos; puntos de rocío elevados suponen aire con altas humedades relativas.

*Humedad Relativa (ϕ): Es la relación de la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) con la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g) Se expresa en porcentaje.

$$\phi = m_v / m_g = p_v / p_g \quad (2.12)$$

* Relación de humedad (W), ó también llamada humedad específica: Es la relación de masa de vapor de agua existente en un determinado volumen de aire, sobre la masa de aire seco correspondiente al mismo volumen de la mezcla aire-vapor de agua.

$$W = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{p_v}{p_T - p_v}$$

$$W = 0.622 \frac{\phi p_g}{p_T - \phi p_g} \quad (2.13)$$

en donde la presión de saturación de líquido P_g la rige la ecuación empírica que tiene la siguiente forma:

$$P_g = \exp\left(\frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T\right) \quad (2.14)$$

donde:

Tabla 2.3 VALORES DE LAS CONSTANTES DE LA ECUACIÓN 2.14, EN EL SISTEMA INTERNACIONAL Y EN EL SISTEMA INGLÉS. [28]

T	[°K]	[R]
Pg	[Pa]	[Psi]
C1	- 5800.2206	- 10440.397
C2	1.3914993	-11.29465
C3	- 0.0486023	-2.7022355E-02
C4	0.4764768E-04	1.2890360E-05
C5	- 0.14452093E-07	- 2.4780681E-09
C6	6.5459673	6.5459673

* Volumen específico (v): Es el volumen de aire por unidad de masa de aire seco.

* Entalpía específica (h): Es el contenido de energía del aire, por unidad de masa.

En el sistema Inglés

$$h = 0.24T + W(1061 + 0.444T) \quad (2.15)$$

donde T (°F) y H (Btu/lbm aire seco)

ó en el Sistema Internacional

$$h = T + W(2501 + 1.86T) \quad (2.16)$$

donde T (°C) y H (kJ/kg aire seco)

* Ecuación de la Curva de Saturación: Esta es una de las más importantes curvas de la carta psicrométrica, pues identifica el límite de saturación del aire a diversas condiciones termodinámicas; la deducción de su ecuación responde a los siguientes planteamientos:

1. Como se trata de estado de saturación $P_v = P_g$
2. La presión de saturación (P_g) está definida por la ecuación (2.14) que reemplazada en la ec. (2.13) que define la relación de humedad quedaría:

$$W_{Sat} = \frac{0.622 \exp\left(\frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T\right)}{P_{Total} - \exp\left(\frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T\right)} \quad (2.17)$$

2.3.2.2 La carta psicrométrica. [29]

Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma de gráfica se le llama Carta Psicrométrica. La carta psicrométrica resulta útil para visualizar el ciclo y la evolución que realiza el aire en el sistema de aire acondicionado, ya que da una imagen visual de los cambios que ocurren en las propiedades del aire al pasar a través de los equipos de aire acondicionado. La Fig. 2.11 muestra la ubicación de las escalas para cada una de las propiedades y las líneas de valor constante para esas propiedades.

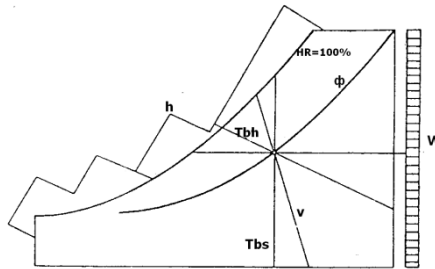


Figura 2.11 Carta psicrométrica donde se indica las líneas de valores constantes de las propiedades.

Líneas de temperatura constante de bulbo seco (tbs).

Líneas de relación constante de humedad (W).

Líneas de humedad relativa constante (φ). Líneas de volumen específico constante (v).

Líneas de temperatura constante de bulbo húmedo (tbh). Líneas de entalpía constante (h).

Línea de saturación (HR).

2.3.2.2.1 Líneas de proceso en la carta psicrométrica.

El objetivo de los equipos de aire acondicionado es cambiar las propiedades del aire y llevarlo a una condición diferente. A este cambio se le llama proceso. Se indican los procesos trazando una línea desde el estado inicial de aire hasta su estado final. La mayor parte de los procesos se los puede representar mediante líneas rectas.

2.3.2.2.1.1 Cambios de calor sensible.

Los procesos de cambios de Calor Sensible consisten en aumentar o disminuir la energía interna del aire a través de una variación en la Temperatura de bulbo seco pero sin modificar la humedad específica del aire. Por lo tanto, la dirección del proceso debe estar a lo largo de una línea de relación constante de humedad, como se muestra en la Fig. 2.12. El calentamiento sensible (proceso 1-2) ocasiona un aumento en la entalpía y en la temperatura de bulbo seco T_{bs} . El proceso 1-3 es de enfriamiento sensible (eliminación de calor), ocasiona una disminución en la entalpía y en la temperatura de bulbo húmedo T_{bh} .

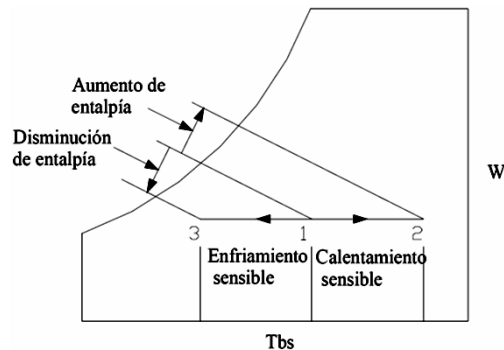


Figura 2.12 Procesos de calentamiento sensible y enfriamiento sensible.

2.3.2.2.1.2 Variaciones de calor latente.

Los procesos de cambios de Calor Latente consisten en aumentar o disminuir la energía interna del aire a través de una variación en la humedad específica del aire sin afectar la temperatura de bulbo seco.

La humidificación es el proceso en el cuál se agrega vapor de agua al aire y a la eliminación del vapor de agua del aire se le llama deshumidificación, los dos procesos se muestran en la Fig.2.13. En el proceso 1-4, la humidificación, tiene como resultado un aumento en la relación de humedad y la entalpía. En la humidificación, la entalpía del aire aumenta debido a la entalpía del vapor de agua que se agregó. Esto explica lo que se llama la variación de calor latente. En la deshumidificación, proceso 1-5, la eliminación de vapor de agua acarrea una disminución de entalpía.

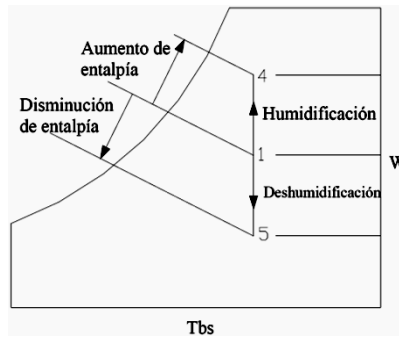


Figura 2.13 Procesos de humidificación y deshumidificación.

Estos procesos de deshumidificación o humidificación puras sin variación de calor sensible, no se presentan con frecuencia en las instalaciones de acondicionamiento de aire.

2.3.2.2.3 Variación combinada de calor sensible y latente.

En la Fig.2.14 se muestra los procesos combinados de calor sensible y latente que se pueden presentar en los sistemas de aire acondicionado:

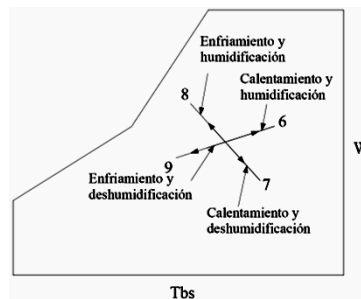


Figura 2.14 Procesos combinados de cambio de calor sensible y latente.

- (1-6): Calentamiento Sensible y Humidificación
- (1-7): Calentamiento Sensible y Deshumidificación
- (1-8): Enfriamiento Sensible y Humidificación
- (1-9): Enfriamiento Sensible y Deshumidificación

Notese que en general cambian tanto la Temperatura de bulbo seco T_{bs} como la Humedad y la Entalpía.

2.3.3 Procesos en el tratamiento del aire. [30] [31]

2.3.3.1 Enfriamiento.

Puede realizarse por tres métodos básicos:

1. *Por expansión directa*, que aprovecha el calor latente del fluido como se muestra en el diagrama psicrométrico en la Fig. 2.15.

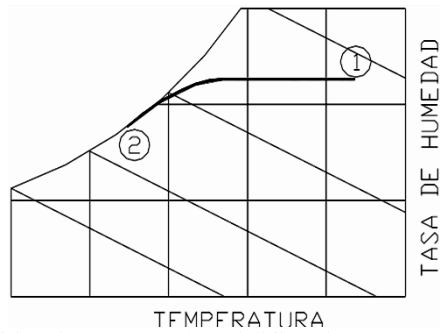


Figura 2.15 Enfriamiento y deshumidificación por expansión directa.

2. *Por serpentines inundados*, donde la diferencia de temperatura entre el fluido y el aire causa un intercambio de energía por el mismo proceso que en la Fig. 2.15.
3. *Por aspergeo directo del agua* en la corriente de aire (Fig. 2.16), en la cual se usa el calor latente de evaporación del agua en un proceso adiabático. En un enfriador evaporativo se rocía o se gotea agua (la cuál es recirculada) sobre un filtro o almohadilla, obteniendo enfriamiento sensible y latente.

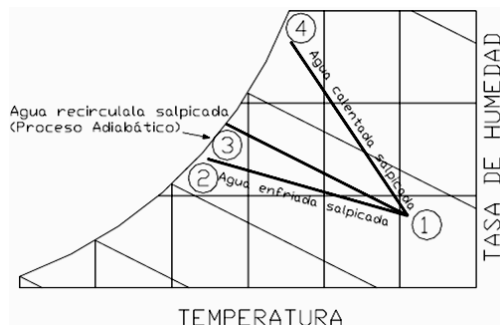


Figura 2.16 Enfriamiento por agua salpicada.

2.3.3.2 Calentamiento.

Puede utilizar tres métodos básicos para calentar el aire:

1. *Vapor*, en el cuál se usa el calor latente del vapor de agua.
2. *Serpentines inundados*, en el cuál se usa la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el aire.
3. *Calentamiento eléctrico*, en donde también se usa la diferencia de temperatura entre el serpentín de calentamiento y el aire para intercambiar energía.

El efecto en el flujo de aire para cada uno de estos procesos es el mismo.

2.3.3.3 Humidificación.

Los siguientes métodos son utilizados para humidificar el aire:

1. *Por aspersión directa del agua* recirculada dentro de la corriente de aire (lavador de aire), lo cual

reduce la temperatura de bulbo seco mientras mantiene casi constante el bulbo húmedo en un proceso adiabático [vea Fig. 2.16, paso (1) a (3)]. El aire puede también ser deshumidificado por cambio de la temperatura del agua a rociar. Otro método es rociar o distribuir agua sobre un medio poroso, tal como los enfriadores evaporativos e invernaderos comerciales, pero este método requiere monitoreos cuidadosos de la condición del agua porque cultiva contaminantes biológicos en la corriente de aire (Fig. 2.17).

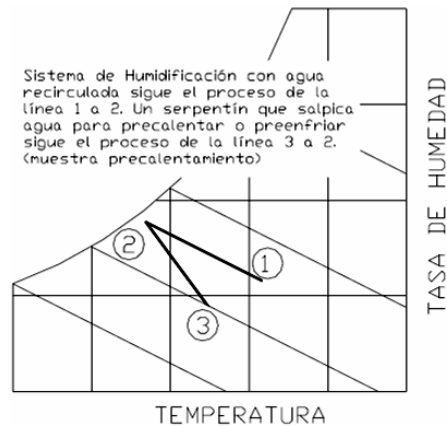


Figura 2.17 Humidificación.

2. *Inyección de vapor.* Este método es un proceso de bulbo seco constante. Sin embargo, como el vapor inyectado puede estar sobrecalentado, entonces también incrementará la temperatura de bulbo seco del aire (Fig. 2.18).

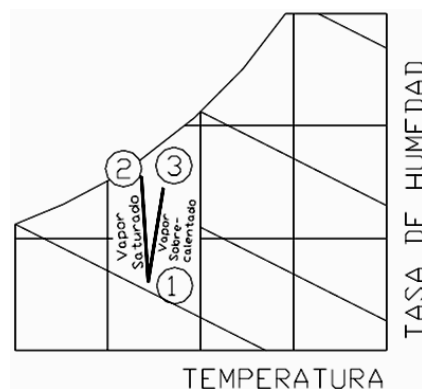


Figura 2.18 Humidificador a vapor.

2.3.3.4 Deshumidificación.

1. La humedad del aire puede reducirse al condensarse el agua del aire húmedo en un serpentín de enfriamiento, siempre y cuando la temperatura de la superficie del serpentín sea menor que la temperatura de punto de rocío del aire.
2. De una manera similar, el aire también puede ser deshumidificado si un fluido con una temperatura menor que el punto de rocío del flujo de aire es rociado dentro de la corriente de aire. El proceso es idéntico al que muestra la Fig. 2.15.

3. *Deshumidificación química* involucra el paso del aire sobre un sólido desecante o también se puede rociar al aire una solución del desecante y agua. Ambos procesos añaden calor, a menudo llamado el calor latente de humidificación, para que el aire sea deshumidificado (Fig.2.19).

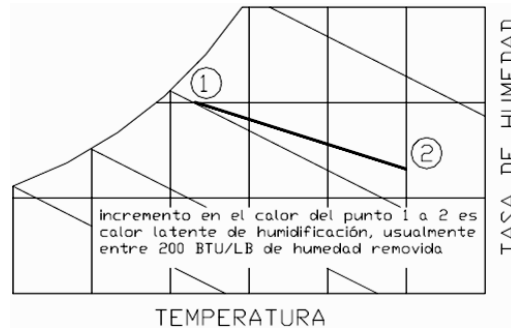


Figura 2.19 Deshumidificador químico.

2.4 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO. [32]

Los factores que se deben considerar para elegir un sistema de aire acondicionado eficiente son:

1. Factores económicos
 - a. Costo inicial
 - b. Costo de operación
 - c. Costo de mantenimiento
2. Espacio (local) o edificio
 - a. Utilización
 - b. Situación
 - c. Orientación y forma
3. Concurrencia de las condiciones externas, de
 - a. Temperatura
 - b. Humedad
 - c. Viento
 - d. Exposición al sol o a otras fuentes de calor
 - e. Sombras
4. Diversidad de la carga interna
 - a. Ocupantes
 - b. Iluminación
 - c. Otras fuentes de calor
5. Capacidad para el almacenamiento de ganancias térmicas
6. Necesidad y capacidad de precalentamiento

7. Aspectos físicos del espacio o edificio al que h a de adaptarse
 - a. Equipo
 - b. Sistema
 - c. Funcionamiento equilibrado con carga parcial.
8. Requerimientos de funcionamiento
9. Requerimientos de capacidad
10. Fiabilidad
11. Flexibilidad
12. Mantenimiento. [33]

La importancia relativa de estos factores varía de un proyecto a otro, por lo que es necesario que el diseñador del sistema este completamente de acuerdo con la persona que invertirá en el proyecto para que se puedan alcanzar los objetivos funcionales trazados (Fig. 2.20).

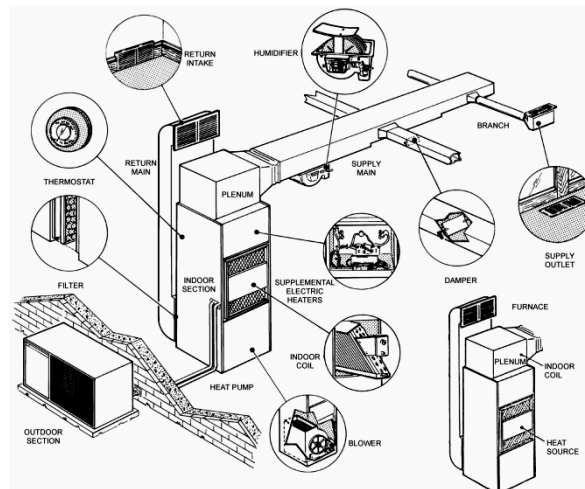


Figura 2.20 Sistema típico de aire acondicionado (enfriamiento-calefacción).

2.4.1 Tipos de sistemas.

Los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar de dos formas:

- 1.-Cómo funciona el sistema,
- 2.- Disposición del equipo del sistema.

2.4.1.1 Según la disposición del equipo. [34]

Se pueden clasificar básicamente en dos tipos:

1. Sistemas Unitarios.

- * Unidades de recinto
- *Acondicionadores unitarios o unidades de paquete.
- *Unidades de techo

2.-Sistemas Centrales.

2.4.1.1.1 Unidades de recinto.

Las unidades de recinto (Fig.2.21) se consiguen en dos tipos: unidades de ventana y unidades de pared. La unidad de ventana ajusta a una abertura en el marco de una ventana existente, y descansa el umbral. La unidad de pared encaja en una abertura de pared exterior, en general bajo el umbral de la ventana. En la caja de la unidad están armados el compresor, evaporador, serpentín de enfriamiento, condensador, filtro, motores, ventilador y controles. Se pueden ajustar las compuertas para que sólo use el aire del recinto, o para que pueda entrar algo de aire exterior de ventilación al acondicionador. Las unidades de recinto se consiguen hasta con 3 toneladas de capacidad de refrigeración.

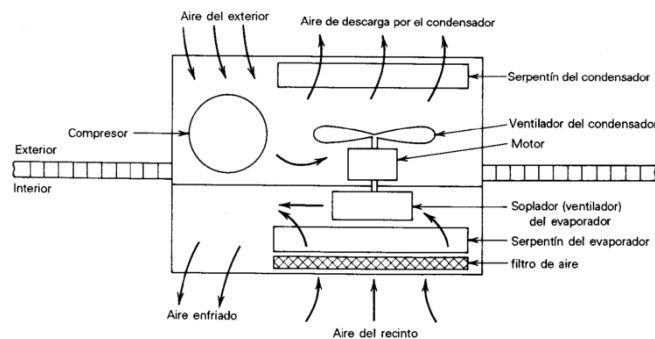


Figura 2.21 Disposición de un equipo acondicionador de aire de recinto.

2.4.1.1.2 Acondicionadores unitarios de aire.

Este tipo de unidad se diseña para instalarse dentro o cerca del recinto acondicionado (Fig. 2.22). Los componentes están dentro de la unidad. A veces se incluyen los componentes de calefacción.

Los acondicionadores unitarios se consiguen en disposiciones vertical u horizontal, de acuerdo con el espacio disponible para el equipo. Aunque con frecuencia descargan directamente el aire al recinto, se les puede conectar algo de ductería si se desea distribución de aire con salidas. Estas unidades son comunes en aplicaciones comerciales pequeñas. Hay unidades que tienen todos los componentes en el paquete, excepto el condensador. En las unidades más grandes se usan compresores múltiples. Hay unidades hasta de unas 50 toneladas.

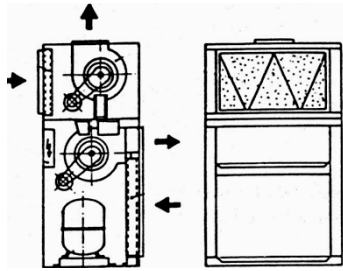


Figura 2.22 Acondicionador unitario de aire.

2.4.1.1.3 Unidades de techo.

Este tipo de equipo unitario (Fig.2.23) está diseñado para instalarse en el exterior y generalmente se instala en los techos. Con frecuencia, todo el equipo de refrigeración, enfriamiento y manejo de aire se arman juntos, aunque el compresor y el condensador pueden estar alejados. Puede incorporarse equipo de calefacción a la unidad. Las unidades de techo se pueden usar con ductería y salidas de aire. Deben tener características impermeables, que no se necesitan en los equipos que trabajan en los interiores. Todas las partes eléctricas deben ser a prueba de humedad y la caja y demás partes expuestas deben estar protegidas contra la corrosión.



Figura 2.23 Unidad de techo.

2.4.1.1.4 Unidades manejadoras de aire.

La unidad manejadora de aire (Fig.2.24) designa la combinación de serpentines, ventilador, filtros, compuertas y caja. A veces se le llama también aparato central de acondicionamiento de aire. Hay básicamente dos disposiciones: unidades de unizona y unidades multizonas.

En capacidades pequeñas y medianas, las unidades manejadoras de aire se arman en la fábrica por secciones: sección del ventilador, sección de serpentines, caja de mezcla y sección de filtros, en numerosos tamaños. Aquellas partes que se necesiten las selecciona el usuario. Para los sistemas grandes el ingeniero selecciona por separado los serpentines, filtros y ventiladores, y las cajas las fabrica el contratista de acuerdo con el equipo.

Las cajas se hacen en general de lámina galvanizada. Deben estar aisladas para evitar pérdidas de energía. Cuando el equipo es de enfriamiento y deshumidificación, se deben incluir charolas bajo los

serpentines para recibir la humedad condensada, y se les debe conectar una tubería de drenaje, que termine en una salida adecuada. Cuando el ventilador se instala corriente abajo del serpentín de enfriamiento, a la unidad se le llama de succión, el aire fluye de modo más uniforme a través del serpentín si el ventilador lo succiona.

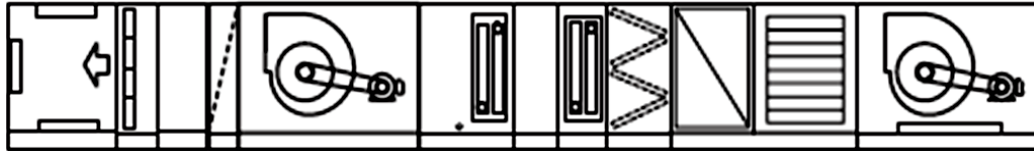


Figura 2.24 Accesorios para mantenimiento en una gran manejadora de aire.

2.4.1.2 Según el funcionamiento del sistema.

Se clasifican en cuatro tipos básicos que dependen de la forma en que se alcanza el enfriamiento o la calefacción del local que se acondiciona:

- * Expansión directa
- * Sistemas Todo – Agua
- * Sistemas Todo – Aire
- * Sistemas Aire – Agua
- * Las Bombas de Calor, aunque son consideradas como de expansión directa, tienen una clasificación separada debido a las características propias que presenta.

2.4.1.2.1 Sistema de expansión directa.

Los Sistemas de expansión directa (DX) son unidades de tratamiento de aire ensamblados en fábrica, capaces de producir aire frío sin requerir otras instalaciones adicionales (Fig.2.25). Están compuestos por los elementos de refrigeración básica como son: compresor, evaporador, condensador y válvula de estrangulación; adicionalmente están provistos de controles automáticos, filtros y ventiladores. Este sistema de acondicionamiento de aire es el más elemental y se lo conoce también como unidad autónoma o unidad tipo armario, la cual necesita de una abertura en la pared (ventana) para tomar el aire.

El control de estas unidades suele ser del tipo todo-nada, o control escalonado para las unidades mayores; sin embargo, en la mayoría de los casos el ventilador funciona continuamente. El sistema de expansión directa suele ser utilizado en residencias particulares, oficinas, establecimientos comerciales o grupos de locales que constituyen zonas individuales. [35]

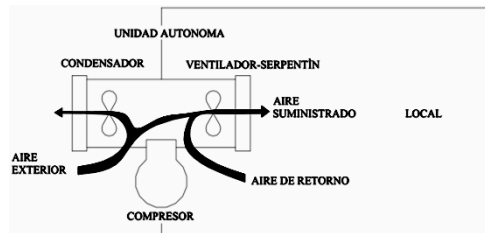


Figura 2.25 Sistema de expansión directa (DX).

El tamaño de las unidades autónomas varía desde pequeños enfriadores de habitación de tonelaje fraccionario, hasta grandes unidades que están en la categoría de las 100 toneladas.

2.4.1.2.2 Sistemas todo – aire.

El sistema Todo-Aire (Fig.2.26) está constituido por una unidad de tratamiento de aire que se encuentra alejada del local que se va a acondicionar y montada en forma de central en un cuarto de máquinas, lo único que llega al espacio acondicionado es el aire que circula por un sistema de conductos y que sirve tanto para enfriar como para calentar, dependiendo de la estación del año. En el cuarto de máquinas se encuentran todos los equipos necesarios para llevar al aire a las condiciones de confort térmico, estos equipos pueden ser: Enfriadores, calentadores, humidificadores, filtros, ventiladores, bombas, etc.

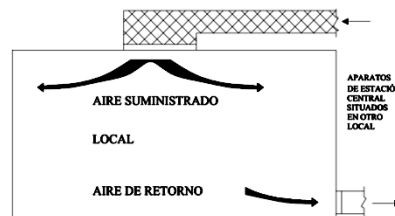


Figura 2.26 Sistema todo – aire.

Los sistemas todo-aire son clasificados de la siguiente manera:

1. Sistemas de Conducto Único
 - * Volumen de aire Constante
 - * Volumen de aire Variable (VAV)
2. Sistemas de Conducto Dual
 - * Conducto Dual
 - * Multizona [36]

2.4.1.2.2 Sistemas de conducto único.

Los sistemas de conducto único todo-aire poseen un solo conducto de circulación de aire con salidas estándar de distribución y control directo de las condiciones del local (Fig.2.27). Estos sistemas se aplican dentro de áreas definidas destinadas a usos de condiciones constantes, ofreciendo un control de temperatura y humedad muy preciso, pero también pueden ser utilizados en condiciones variables como por ejemplo, tiendas, espacios interiores de oficinas y fábricas en que no se requiere un estricto control de la temperatura y de la humedad. No obstante, estos sistemas pueden estar previstos para satisfacer requisitos muy exactos.

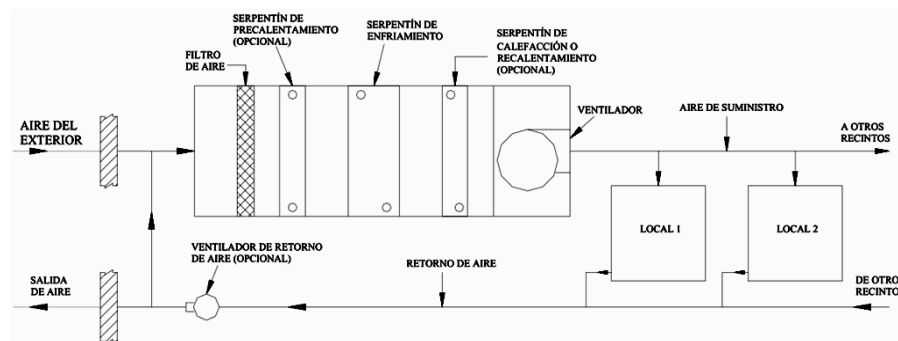


Figura 2.27 Sistema de conducto único.

2.4.1.2.3 Bomba de calor.

La bomba de calor es un sistema de calefacción que transfiere energía de un lugar a otro aprovechando el cambio de estado del refrigerante. Además la bomba de calor es capaz de invertir la acción o dirección de la transferencia de calor. [37]

Puede eliminar la energía de un área, para su enfriamiento en verano y transmitir la energía hacia el aire exterior, hacia una masa de agua, directamente a la tierra o hacia algún otro material. Al invertir esta acción también puede tomar energía de la fuente de aire exterior, de la masa de agua, o de la tierra u otro material y suministrarlo al área ocupada.

Básicamente todos los sistemas de refrigeración transfieren calor de una fuente de calor a baja temperatura, hacia un sumidero de calor o medio de disposición a temperatura superior. Sin embargo, se conoce como bomba de calor a aquel sistema que de hecho funciona como un sistema de refrigeración de ciclo inverso.

El problema en este tipo de equipos suele aparecer porque el condensador de un ciclo de frío suele ser un 30% mayor que el evaporador, y al invertir el ciclo, el evaporador es un 30% mayor de lo debido.

Para evitar este inconveniente, se suele parar el ventilador exterior mediante un termostato o un presostatos, de forma que la presión de baja no suba mucho.

En el caso de climatizadores en bomba de calor, la temperatura de evaporación es más baja, alrededor de 0° C, y la de condensación más alta, sobre 50°.

2.4.1.2.2.1 Utilización.

Las bombas de calor se utilizan principalmente en procesos de calentamiento de:

- * Climatización, en zonas no muy frías, donde la temperaturas exteriores no sean muy frías (dependiendo de la calidad del aparato desde 0°C hasta -15° C).
- *Producción de agua caliente sanitaria.
- *Calentamiento de piscinas climatizadas.

2.4.1.2.2.2 Limitaciones.

La bomba de calor tiene limitaciones en su temperatura de condensación, que no puede pasar de 65° C, ya que la presión de alta y la temperatura de descarga del compresor suben excesivamente.

Cuando la temperatura de evaporación baja de 0° C, se forma hielo en la batería, y pierde capacidad de intercambio con el aire. El equipo realiza un descarche, que consiste en invertir el ciclo, para que el evaporador se caliente y funda el hielo [38]

2.4.1.2.2.3 Tipos de bombas de calor. [39]

Las bombas de Calor son clasificadas por la (1) la fuente de calor y sumidero, (2) fluido de distribución para calefacción y enfriamiento (3) el ciclo termodinámico, (4) la estructura de edificio, (5) el tamaño y la configuración, y (6) la limitación de fuente y el sumidero.

La Tabla 2.5 indica las clases más común de bombas de calor de ciclos de compresión de vapor cerradas para servicio de calefacción y de enfriamiento.

Tabla 2.4 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR.

Heat Source and Sink	Distribution Fluid	Thermal Cycle	Diagram		
			⇒ Heating	⇐ Cooling	⇒ Heating and Cooling
Air	Air	Refrigerant changeover			
Water	Air	Refrigerant changeover			
Water	Water	Water change-over			
Ground-coupled (or Closed-loop ground-source)	Air	Refrigerant changeover			
Ground-source, Direct-expansion	Air	Refrigerant changeover			

2.5 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO. BOMBA DE CALOR.

Los elementos son los mismos que en los sistemas de refrigeración pero cabe indicar que en lugar de válvulas solenoides se usa swichs de presión, en los sistemas de aire acondicionado medianos (escala comercial) y además se utiliza una válvula de inversión de flujo e 4 vías, para el diseño de la bomba de calor (Fig.2.28).

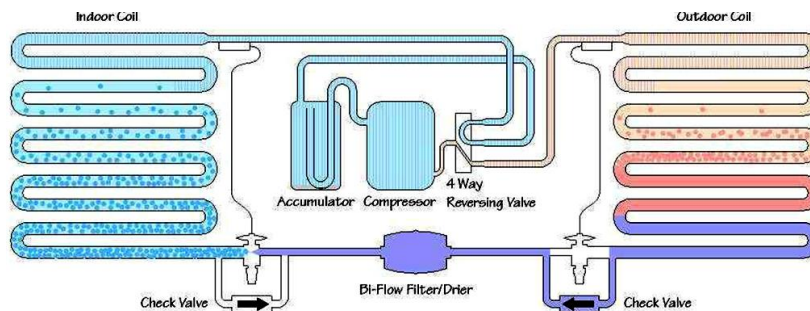


Figura 2.28 Elementos de un sistema de aire acondicionado por compresión mecánica. Bomba de calor.

Se debe diferenciar la parte del circuito que está sometida a alta presión y la que está sometida a baja presión:

*La parte correspondiente a alta presión está comprendida entre la descarga del compresor y la entrada del dispositivo de expansión. Entre la salida del compresor y la entrada del condensador el fluido está en estado de gas (vapor recalentado). Se condensa a una temperatura menor y sale del condensador a esa misma temperatura o menor si se sub-enfría, con lo cual, la temperatura del fluido a la entrada del dispositivo de expansión puede ser igual o menor que la de condensación.

*La parte correspondiente a baja presión está comprendida entre la salida del dispositivo de expansión y la entrada del compresor. En este tramo, también la temperatura varía (aumenta) desde el evaporador hasta la entrada del compresor. [40]

2.5.1 Compresor.

El compresor aspira el fluido refrigerante procedente del evaporador a la presión de baja establecida y lo comprime elevando su presión y temperatura hasta unos valores tales que se pueda efectuar la condensación, la descarga la efectúa al condensador.

El factor más importante que regula la capacidad de un compresor, es la temperatura de vaporización del líquido en el evaporador.

A mayor temperatura de vaporización del líquido en el evaporador, mayor será la presión vaporizante y menor el volumen específico en la aspiración.

La variación real en la capacidad del compresor debido a cambios de temperatura en la aspiración es mayor que la indicada por los cálculos teóricos y esto debido a que la relación de compresión cambia al cambiar la temperatura de aspiración. [41]

Los tipos de compresores más empleados en este tipo de sistemas son:

-Desplazamiento positivo: *Reciprocantes.

*Rotativos.

*Helicoidales(de Tornillo).

-Compresores Dinámicos: *Centrífugos.

*Scroll.

*De Flujo Axial (no se usan refrigeración).

Los tres primeros son de desplazamiento positivo, es decir en ellos el fluido refrigerante se somete a una compresión mecánica por medio de un elemento compresor que realiza la reducción de volumétrica.

Los compresores centrífugos son de desplazamiento cinético, ya que se realizan la compresión mediante la fuerza centrífuga que se ejerce sobre el fluido refrigerante por la rotación de un rodete que gira a gran velocidad. [42]

2.5.1.1 Compresores scroll. [43]

El principio básico de compresión Scroll se basa en la interacción de una espiral fija con otra móvil, ambas idénticas y desfasadas entre sí 180° (Ver Fig.2.29, 30, 31, 32). La espiral móvil es accionada por el eje de un motor eléctrico dando un movimiento excéntrico u orbital, siguiendo la trayectoria fijada por la espiral fija y se mantiene unida a esta última gracias a la acción de la fuerza centrífuga.

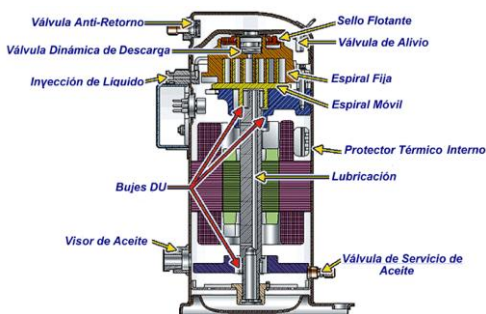


Figura 2.29 Componentes básicos del compresor scroll.

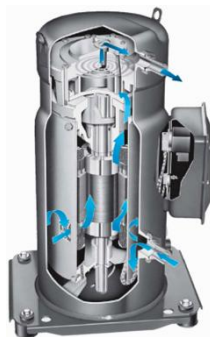


Figura 2.30 Flujo del gas a en el interior del compresor scroll.

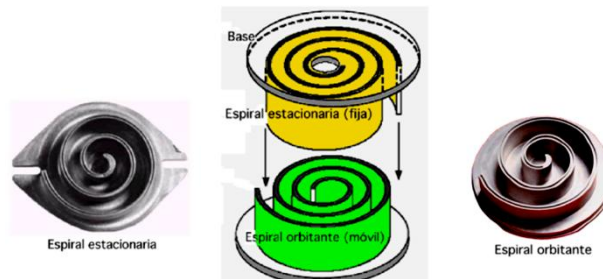


Figura 2.31 Espirales del scroll, que se encuentran invertidas y giradas 180°.

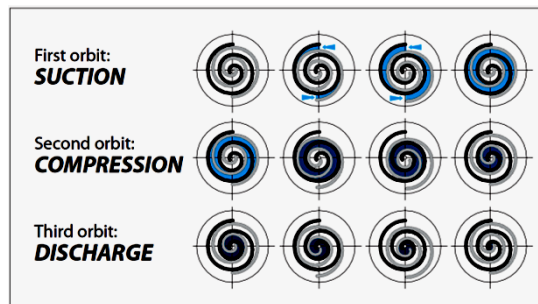


Figura 2.32 Proceso de compresión desarrollada en la espiral fija y estacionaria del compresor scroll.

2.5.2 Condensadores. [44]

El condensador se tiene que entender como un intercambiador de calor cuya función es disipar el calor extraído por el refrigerante en el evaporador hacia un medio condensante. Como resultado de la pérdida de calor del refrigerante hacia el medio condensante, este primero es enfriado hasta su temperatura de saturación y después condensado hasta su fase de estado líquido.

El medio condensante utilizado en su gran mayoría es agua, aire o una combinación de ambos. Como ya es conocido que el cambio de estado de gas a líquido se producirá solo cuando los gases de refrigerante se encuentren en unas determinadas condiciones de temperatura y presión. A la salida del condensador tendremos líquido a alta presión, más o menos subenfriado.

Estas consideraciones nos permiten precisar las funciones internas del condensador, que son tres:

- 1º Enfriar los vapores comprimidos de la temperatura de descarga a la temperatura de condensación.
- 2º Condensar vapores enfriados a la temperatura de condensación.
- 3º Subenfriar el líquido condensado desde la temperatura de condensación a la temperatura ambiente.

2.5.2.1 Condensadores enfriados por aire.

Estos condensadores pueden ser enfriados por convección natural o por la acción de un ventilador o soplador.

La circulación de aire por convección natural es baja y relativamente se necesita una mayor superficie de transferencia para que permita una condensación adecuada. Este tipo de condensadores son construidos de tubería aletada y, se utilizan en congeladores o refrigeradores domésticos. La corriente de aire por convección que se forma a su alrededor, hace que el aire transporte el calor hacia la parte superior del recinto donde se encuentre el aparato y que el aire frío con mayor densidad, entre por la parte inferior del serpentín condensador debido a su mayor peso.

Un condensador enfriado por aire instalado en el mismo bastidor del compresor y motor, de tal manera que se constituye en un conjunto que se le denomina “unidad condensadora” enfriada por aire (Fig.2.33); mientras que un condensador “remoto” generalmente se encuentra instalado remotamente del compresor (Fig.2.34).



Figura 2.33 Unidad condensadora.



Figura 2.34 Condensador remoto.

2.5.3 Evaporador. [45]

El evaporador es básicamente un intercambiador de calor entre el fluido refrigerante y el medio que lo rodea, de donde se pretende extraer calor para mantenerlo a una cierta temperatura.

Como ya es sabido el refrigerante entra en el evaporador en estado de líquido a baja presión, y en consecuencia también a baja temperatura. Como el medio que lo rodea está a una temperatura superior, existe una cesión de calor que proviene del ambiente, al cual será absorbida por el fluido refrigerante para poder así llevar a cabo su cambio de estado de líquido a vapor.

En una instalación frigorífica, una parte del calor absorbido por el evaporador, es utilizado para bajar la temperatura del aire (calor sensible), otra parte para condensar y transformar en escarcha el vapor de agua del aire (calor latente).

En verano, en una instalación corriente se puede estimar un 20% aproximadamente, la proporción de calor latente.

Cuando el refrigerante entra a los pasajes o tubos, que conforman el evaporador, absorbe el calor de la carga térmica y es cuando empieza a “hervir” y se evapora.

Los tipos de evaporadores más empleados en este tipo de sistemas son:

-Enfriamiento de aire: * Circulación de aire natural (Estáticos).

* Circulación de aire forzado.

-Enfriamiento de líquidos: * De inmersión.

* De doble tubo a corriente.

* De lluvia.

* Multitubulares.

* Especiales.

2.5.3.1 Evaporadores para enfriamiento de aire. [46]

Los evaporadores de tubo liso son los más empleados desde el principio de la refrigeración. Consisten en un tubo de cobre recocado que puede presentar distintas formas, entre las que destacan, por su aplicación, la zigzag y en espiral.

Los evaporadores de tubo con aletas se consigue un menor tamaño porque la superficie de transmisión es la de los tubos más la de las aletas.

Las aletas pueden ser de varias formas, principalmente rectangulares o circulares, y no necesariamente lisas con el objeto de facilitar la turbulencia del aire. Las aletas se fijan al tubo mediante un proceso mecánico, que consiste en el ensanchamiento del tubo haciendo pasar por su interior una bola de acero.

La circulación del aire, a través de estos evaporadores puede ser:

Natural: En los que el aire circula por su diferencia de densidad en los distintos puntos, estableciendo corrientes de convección. Se instalan en el techo o a lo largo de las paredes del local a enfriar. El aire frío procedente del evaporador, al entrar en contacto con el área a acondicionar se calienta por la transmisión de calor y asciende hacia el evaporador, que lo enfría, cayendo nuevamente sobre el área a enfriar.



Figura 2.35 Evaporador de circulación de aire natural.

Forzada: La entrada y salida del aire se produce por la acción de los ventiladores, por lo que la separación entre las aletas es menor que en los de circulación natural. Con este tipo de evaporador se consiguen temperaturas más uniformes en el área a acondicionar o cámara, debido a la rápida circulación de aire.

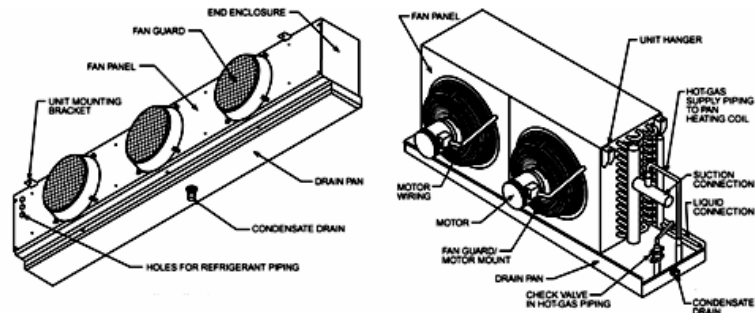


Figura 2.36 Evaporador de aire forzado.

El tamaño y espaciamiento de las aletas, en parte depende del tipo de aplicación para la cual está diseñado el evaporador; como por ejemplo, para ventilación y aire acondicionado podrán tenerse hasta 14 aletas por pulgada, mientras que para refrigeración se tendrán de 2 a 3 aletas por pulgada, debido a la acumulación de escarcha sobre los tubos y aletas, lo cual limita la circulación del aire a través del serpentín.

2.5.3.2 Factor de by-pass.

El aire que al atravesar una batería de intercambio con tubos y aletas, toca las partes metálicas se enfría por contacto o transmisión. Pero una parte del aire pasa limpiamente por los huecos sin tocar nada, y por lo tanto no se enfría. Es como si este aire realizase un by-pass a la batería.

A la salida, el aire se mezcla y se iguala su temperatura (punto 3). Ver Fig.2.37. Llamamos factor de by-pass de una batería, al porcentaje de aire que pasa sin tocarla, y que suele estar entre el 10 y el 30%, también existen valores propuestos según la aplicación.

Los evaporadores y condensadores con más filas de tubos tienen un factor de by-pass menor, pero también son más caros. [47]

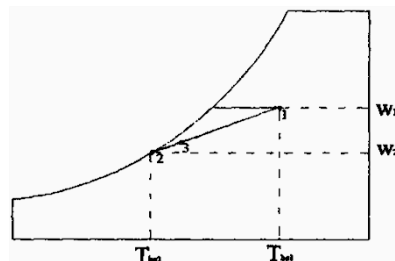


Figura 2.37 Factor de by pass en un proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

En los sistemas todo aire, la cantidad de aire para compensar la carga de enfriamiento depende de la temperatura de aire impulsado, mientras menor sea su temperatura, menor será su caudal [48]

2.5.4 Dispositivos de expansión. [49]

Entre las funciones que realizan estos elementos, debemos destacar los siguientes: (1)Regulan la cantidad de fluido refrigerante, que debe entrar en el evaporador, (2)En unión del compresor, mantienen las presiones de alta y baja; podríamos decir, que son las "fronteras" entre la alta y la baja presión del circuito, (3)Producen la expansión del fluido. El fluido pasa de la alta a la baja presión necesaria en el evaporador.

Los tipos dispositivos de expansión más empleados en este tipo de sistemas son:

-De restricción fija:

- * Shiglor
- * Tubo capilar

-De restricción regulable:

- * Válvula manual
- * Válvula de expansión termostática:
 - +Con igualador interno.
 - +Con igualador externo.
- * Válvula de expansión lineal o electrónica.
- * Válvula de expansión automática o de presión constante.
- * Válvulas reguladoras de nivel(floatador).

2.5.4.1 Dispositivos de restricción fija. [50]

2.5.4.1.1 El shiglor.

Llamados también restrictores de tubo corto son ampliamente utilizados en aparatos de aire acondicionado residenciales y bombas de calor. Ellos ofrecen un bajo coste, alta fiabilidad, facilidad de inspección y reemplazo, y la eliminación potencial de las válvulas de retención en el diseño de una bomba de calor. Debido a sus características de compensación de presión, los shiglores permiten el uso de un motor compresor de bajo torque de arranque.

Los restrictores de tubo corto, tal como se utiliza en los sistemas residenciales, son típicamente de 10 a 13 mm de longitud, con una longitud / diámetro (L / D) mayor de 3 y menos de 20.

Los shiglores se llaman plug (enchufe) de orificio u orificios, aunque este último está reservado para los restrictores con una relación L / D por debajo de 3. Los tubos capilares tienen una relación L / D mayor de 20.

Un tubo con orificio, un tipo de shiglor pequeño, se utiliza comúnmente en aparatos de aire acondicionado para automóviles. Su relación L / D se encuentra entre la de un tubo capilar y un shiglor común. La mayoría de las aplicaciones de automoción utilizan los shiglores con una relación L / D entre 21 y 35 y el diámetro interior de 1 a 2 mm.

Un shiglor permite al evaporador operar en una condición de inundación, lo que mejora el rendimiento. Para evitar que el líquido inunde al compresor, un acumulador / deshidratador está instalado para separar el líquido de vapor y para medir una pequeña cantidad de lubricante refrigerante en el compresor. Sin embargo, el acumulador / deshidratador causa una pérdida de presión en el lado de succión.

Existen dos diseños básicos para shiglores: fijos y móviles.

Los shiglores móviles están compuestos por un pistón que se mueve dentro de su alojamiento. Ver Fig.2.38. Un shiglor móvil restringe el flujo de refrigerante en una sola dirección. En la dirección opuesta, el refrigerante lleva el limitador de su asiento, la apertura de un área más grande para el flujo.

Los shiglores fijos se utilizan en las unidades de sólo frío; los shiglores móviles se utilizan en las bombas de calor que requieren diferentes restricciones de flujo para los modos de refrigeración y calefacción.

Los shiglores móviles, instalados enfrentados en direcciones opuestas, eliminan la necesidad de válvulas de retención o check, lo que sería necesario para los tubos capilares y las válvulas termostáticas de expansión.

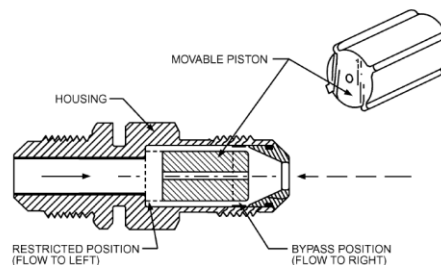


Figura 2.38 Shiglor, elemento de expansión.

2.5.4.1.2 El tubo capilar.

Este y con el shiglor son los dispositivos de expansión más sencillos que existe, ya que consiste de un tubo fino de cobre, de diámetro interior variable entre 0.7 y 3mm, y de longitud variable, en función de la relación de presión que se quiera obtener entre los circuitos de alta y baja presión. También este se utilizan en equipos de baja capacidad.

Su principal inconveniente de usar elementos de restricción fija , son las variaciones que sufre el recalentamiento del refrigerante en el evaporador según la estación del año en que nos encontremos , ya que una baja temperatura exterior provocará que el recalentamiento en el evaporador sea alto, debido a que la presión de alta es menor y la presión de inyección en el evaporador es también inferior, no llegando a la completa alimentación del evaporador.

2.5.4.2 Válvula de expansión termostática. [51]

Las principales funciones de una válvula de termo expansión son: (1) reducir la presión y la temperatura del líquido refrigerante, (2) alimentar de líquido refrigerante a baja presión al evaporador, según la demanda de la carga, y (3) mantener un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador.

El sobrecalentamiento predeterminado asegura que todo el refrigerante líquido se evapore dentro del evaporador, y que solamente regrese al compresor refrigerante en estado gaseoso. La cantidad de refrigerante que sale del evaporador puede regularse, puesto que la termo-válvula responde a: (1) la temperatura del gas que sale del evaporador y, (2) la presión del evaporador.

Existen dos tipos de válvulas de expansión termostáticas que son: (1) VET con igualador interno, y (2) VET con igualador externo. [52]

Las válvulas con igualador de presión interno deben limitar su uso a sistemas con evaporadores de circuito único y que tengan caída de presión menor que la equivalente a un cambio de temperatura de 1°C ó 0.2bar (3psi). La presión de evaporación en la válvula se transmite al diagrama a través de unos orificios internos o a través de las varillas de empuje.

Las partes principales de una válvula de termo expansión se indican en la Fig.2.39.

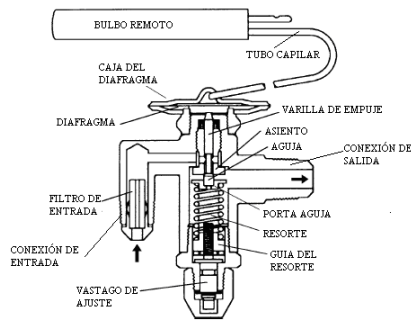


Figura 2.39 Válvula de expansión termostática.

Las válvulas con igualador de presión externo, la parte inferior del diafragma se aísla de la salida de la válvula, usando juntas de estanqueidad en las varillas de empuje y no están afectadas por las caídas de presión a través del evaporador, ni por las caídas de presión causadas por el uso de distribuidores de líquido en evaporadores múlti-circuitos , por este motivo una válvula de expansión con igualador externo , puede usarse en todas las aplicaciones de refrigeración, ya que su uso no presenta otras desventajas de operación frente a las equilibradas interiormente , que la de tener que conectar una línea de equilibrio.

2.5.5 Válvula inversora de 4 vías. [53]

El tipo de válvula es de inversión de 4 vías, 2 posiciones del tipo de corredera de desplazamiento horizontal, accionada por presión diferencial y de construcción hermética. Su funcionamiento es controlado por una bobina solenoide que actúa sobre la válvula auxiliar de tres vías montada en la válvula principal (Fig.2.40).

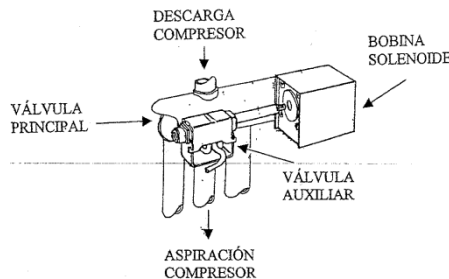


Fig. 2.40 Válvula inversora de 4 vías.

El émbolo de la solenoide abre y cierra dos orificios de la válvula auxiliar conectados por tubo capilar a los extremos de la válvula principal, y un tercer tubo capilar que sirve de línea de purga para los otros dos capilares va conectado al tubo de succión en la válvula principal. Cuando se invierte la válvula principal, se invierte la función de los intercambiadores de calor ya que el condensador pasa a ser evaporador y el evaporador pasa a ser condensador. Un sistema de pistón acciona la corredera de la válvula, y la presión diferencial entre los lados de alta y de baja del sistema de refrigeración hace que el conjunto pistón-corredera se invierta de posición. Ver Fig.2.41.

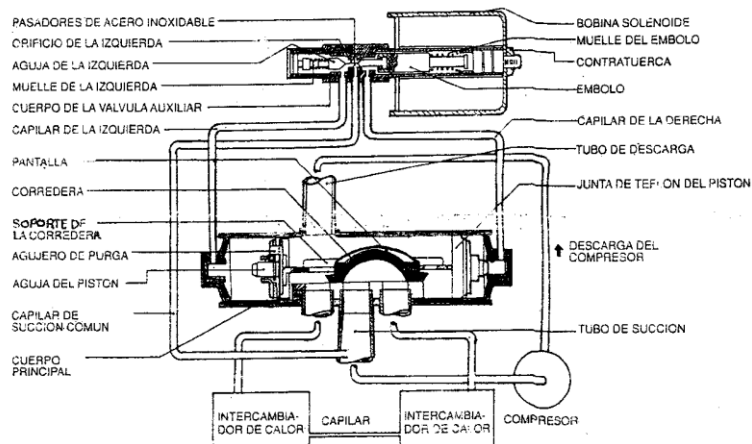


Fig. 2.41 Partes internas de una válvula de 4 vías.

Hay dispuestos 3 tubos en la parte inferior de la válvula principal, donde los dos laterales irán indistintamente hasta los dos intercambiadores de calor (condensador y evaporador), y el tubo central estará unido siempre al lado de aspiración del sistema. El tubo que sale solo desde encima de la válvula está conectado siempre al tubo de descarga del compresor. La válvula puede ser instalada de manera que la solenoide se excite para la refrigeración o para la calefacción.

Inversión de la válvula:

- 1.- La solenoide abre un orificio de la válvula auxiliar.
- 2.- Disminuye la presión en el extremo de la válvula principal conectado al orificio auxiliar abierto.
- 3.- La presión diferencial creada entre el pistón y el extremo donde está el orificio auxiliar abierto mueve el conjunto del pistón, arrastrando consigo la corredera.
- 4.- La corredera cambia los recorridos de succión y alta presión para invertir el flujo de refrigerante a través de los intercambiadores de calor.
- 5.- Al final de la carrera, la aguja del pistón cierra la conexión de la válvula auxiliar de manera que el refrigerante a alta presión no puede circular de nuevo hasta el tubo de succión.
- 6.- La presión se equilibra en ambos extremos de la válvula principal y la corredera permanece en reposo.

Recorrido del gas refrigerante: después de la inversión.

- **Calefacción.** Bobina solenoide de la válvula auxiliar des-excitada. Ver Fig.2.42, a).

- **Enfriamiento.** Bobina solenoide de la válvula auxiliar excitada. Ver Fig.2.42, b).

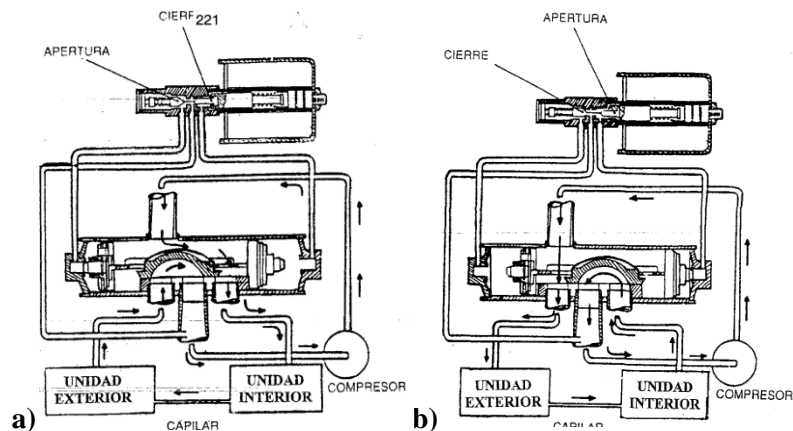


Figura 2.42 Detalle interior en el cambio de ciclo, a) ciclo de calefacción, b) ciclo de enfriamiento o refrigeración.

2.5.6 Válvula de retención o check. [54]

Este tipo de válvulas constan de un pequeño disco o válvula aplicada sobre su asiento por medio de un resorte muy débil, hallándose ambas piezas montadas de manera que forman un racor doble. Ver Fig.2.43. Se emplean en los sistemas de refrigeración, para evitar que el refrigerante (en forma líquida o gaseosa) y el aceite fluyan en sentido contrario

Su aplicación es muy variada; este accesorio se coloca en la línea de aspiración de los evaporadores que trabajan a baja temperatura en una instalación con evaporadores múltiples, su cometido consiste en evitar que, en un paro de la instalación, los evaporadores más calientes pasen los gases procedentes de los mismos hacia los evaporadores más fríos donde dichos gases se condensarían, creando de esta forma las condiciones favorables para un golpe de líquido en la puesta a marcha de la máquina. Son de todo indispensable en las instalaciones múltiples con evaporadores trabajando a temperaturas diferentes.

Algunos tipos de válvulas de retención se utilizan en las líneas de succión para evitar que regrese el refrigerante y/o aceite al evaporador u otros dispositivos, donde se pudiera condensar o alojar durante los ciclos de paro. Otra de las aplicaciones más comunes, es en la línea de descarga (gas caliente), entre el separador de aceite y el condensador, con la finalidad de evitar que en los ciclos de paro o en los cambios repentinos de presión, se regrese refrigerante al separador de aceite y se condense, sobre todo en lugares de baja temperatura ambiente.

Por su construcción, las válvulas de retención pueden ser de disco, de esfera o de pistón. También operan de diferentes maneras, algunas usan un imán o un resorte para mantener la válvula contra el asiento. Otras se montan de tal forma, que el peso mismo de la válvula, la mantiene contra el asiento.

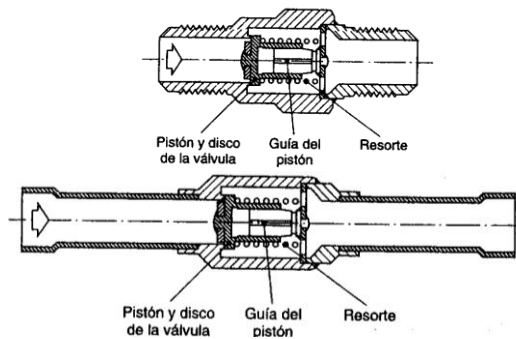


Figura 2.43 Válvula de retención recta, tipo pistón (con acople para rosca y suelda).

2.5.7 Válvula de servicio. [55]

Estas válvulas permiten aislar la unidad condensadora del resto del sistema; mientras se conectan los manómetros, se carga o descarga refrigerante o aceite, se realiza un proceso de vacío o algún tipo de mantenimiento en el sistema.

Las válvulas de servicio pueden ser de dos tipos: de aspiración y de descarga.

2.5.7.1 Válvula de servicio de aspiración.

Los compresores vienen equipados con dos válvulas de servicio, una en la succión y otra en la descarga, las mismas que van atornilladas al cuerpo en los compresores abiertos y semi-herméticos, y soldadas en los compresores herméticos. Y en el caso de acondicionadores de aire estas válvulas están instaladas a la salida para la interconexión con el evaporador o manejadora de aire. Las válvulas de servicio para compresor son de doble asiento (Ver Fig.2.44), fabricadas de tal forma que el vástago sella contra el asiento, ya sea que esté totalmente cerrado o totalmente abierto.

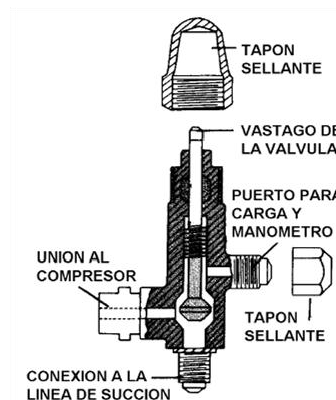


Figura 2.44 Válvula de servicio para compresor.

2.5.7.2 Válvula de servicio de descarga.

Esta válvula (Ver Fig.2.45), permite al técnico desconectar el tanque receptor del sistema, cargar refrigerante en forma líquida, coleccionar todo el refrigerante del sistema en el receptor. Los tanques receptores poseen dos de estas válvulas; una va ubicada sobre el tanque, después del condensador (válvula de entrada), y la otra se ubica sobre el receptor, antes de la línea de líquido (válvula de salida). Algunos receptores están equipados con una sola válvula de servicio, la de salida, con la entrada en forma de una conexión ordinaria de codo.

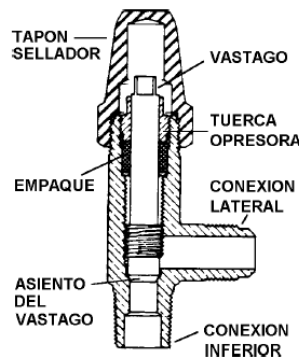


Figura 2.45 Válvula de servicio para tanque receptor, en el caso de usarlo.

2.5.8 Válvula de paso manual. [56]

Su función principal es controlar el flujo de líquido o vapor, de modo que puedan aislarse partes del sistema de refrigeración para reparaciones o mantenimiento.

Están formadas por un cuerpo de latón estampado, en el que se han mecanizado las tomas para el conexionado y el asiento de la membrana que actúa de válvula. Este dispositivo es casi siempre de teflón y su hermeticidad entre el cuerpo y el cabezal que actúa de cierre se obtiene por medio de una membrana metálica plana, o bien, por la acción de una membrana plegada en forma de fuelle.

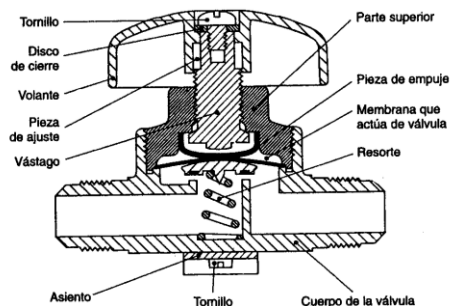


Figura 2.46 Válvula de paso.

2.5.9 Válvula de acceso. [57]

Los sistemas de refrigeración herméticos, también conocidos como unidades selladas, normalmente no tienen válvulas de servicio en el compresor. En su lugar, tiene un tubo de proceso o de servicio, al cual se le puede instalar una conexión o válvula de acceso para operaciones de servicio u obús. Ver Fig.2.47. Generalmente, estas válvulas se retiran cuando se ha completado el trabajo o servicio. Las válvulas de acceso en los sistemas herméticos tienen varios propósitos: (1) para medir la presión interna, (2) cargar o descargar refrigerante, (3) agregar aceite y (4) evacuar el sistema.

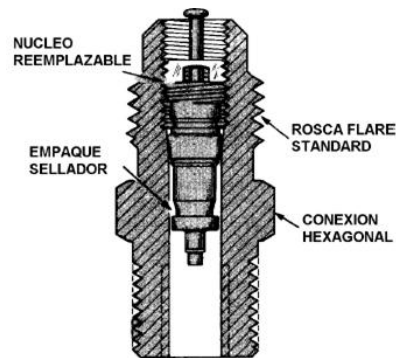


Figura 2.47 Válvula de acceso de pivote u óbus.

2.5.10 Filtro deshidratador. [58]

Un filtro deshidratador o secador (ver Fig.2.48), está diseñado para mantener seca la mezcla de refrigerante y aceite, adsorbiendo los contaminantes líquidos disueltos, tales como humedad y ácidos; y también, para retener por medio de filtración todas las partículas sólidas que estén siendo arrastradas a través del sistema por la mezcla de refrigerante aceite.

La eliminación de la humedad en el refrigerante es de importancia, debido a que este induce a la formación de ácidos y sales que provocan el deterioro de la tubería y la obstrucción de los diferentes accesorios del sistema.

El filtro secador contiene un núcleo sólido formado por: tamiz molecular, gel de sílice, alúmina activada y malla de poliéster. El núcleo sólido es comparable a una esponja, capaz de absorber agua y retenerla. El tamiz molecular y el gel de sílice retienen el agua, mientras que la alúmina activada retiene el agua y los ácidos. El núcleo sólido junto con la malla de poliéster, actúa así mismo como filtro contra la suciedad.

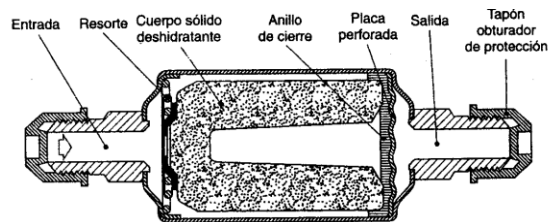


Figura 2.48 Filtro secador.

2.5.11 Indicador líquido-humedad. [59]

Sirven para indicar el estado físico del fluido refrigerante que circula en una instalación, o bien para controlar el nivel de líquido en el recipiente. Determinados visores instalados en las tuberías de líquido incorporan una pastilla impregnada de una sal anhidra de cobalto y permiten la verificación del estado de sequedad del refrigerante para deducir, en consecuencia, la eficacia del deshidratador o filtro secador, ver Fig.2.49. El cambio de color es reversible y si el color verde que señala sequedad del fluido cambia a amarillo significa que existe cantidades anormal de agua en el fluido; después de haber colocado el nuevo filtro secador, dicho color amarillo cambia a verde indicando con ellos que la cantidad de agua admisible en el fluido se encuentra ya por debajo de su punto máximo.

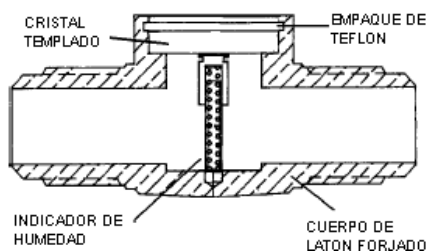


Figura 2.49 Indicador de humedad y líquido.

En la siguiente tabla se indica la cantidad de agua expresada en partes por millón (ppm) bajo las cuales puede cambiar el color de las pastillas.

Tabla 2.5 CANTIDAD DE AGUA MAX. Y MIN. PERMISIBLE EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, SEGÚN TIPOS DE REFRIGERANTES

Fluido refrigerante	Contenido de agua ppm (mg H ₂ O/kg fluido)		
	Verde (seco)	Cambio de color	Amarillo (húmedo)
R12	máx. 15	15-35	mín. 35
R22	máx. 60	60-125	mín. 125
R502	máx. 30		

2.5.12 Presóstatos de alta y de baja. [60]

Son unos aparatos que activados por presión, tienen la función de abrir o cerrar un circuito mediante uno o varios contactos normalmente ya sea abierto o cerrado. De manera práctica se puede decir que son unos interruptores eléctricos que funcionan con presión. Pueden ser:

a) *Presóstato de alta presión:* Se conecta a la descarga del compresor, y su función es impedir que en la zona de alta presión, se alcancen valores que afecten al rendimiento de la instalación o a la propia seguridad de las personas. Se regulan a una determinada presión, y cuando la instalación alcanza ese valor entonces el presóstato para al compresor.

b) *Presóstato de baja presión:* Se conecta a la aspiración del compresor, y su función es evitar que la presión, en la zona de baja, pueda “caer” por debajo de la presión atmosférica y evitar que la presión descienda por debajo de lo normal de funcionamiento, ya que afectaría al rendimiento.

De hecho su regulación debe estar siempre por encima de la presión atmosférica. Cuando la presión hasta la correspondiente al valor de regulación, el presóstato para al compresor.

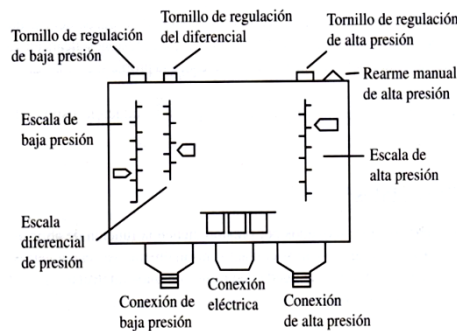


Figura 2.50 Presóstato de alta y baja (combinado).

Existen mini-presóstatos tipo cartucho, estos son de pequeñas dimensiones para ser utilizado en instalaciones de refrigeración y aire acondicionado. Estos presóstatos están dotados de un conector de 6Amp. y de retorno automático. Es poco robusto y confiable para operaciones en diversos tipos de aplicaciones.

2.5.13 Termostato. [61]

Los controles actuados por temperatura son denominados termostatos, los mismos que son utilizados para el control del rango de temperatura de un espacio o producto refrigerado, haciendo ciclar al: compresor y ventiladores del evaporador (arranque y parada sus motores) y, la abertura y cierre de válvulas. El bulbo es el elemento comúnmente empleado por los termostatos para sentir y relevar cambios

de temperatura a través de contactos eléctricos o de algunos otros mecanismos. Los componentes de un termostato se muestran en Fig.2.51.

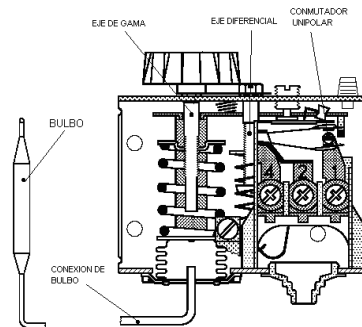


Figura 2.51 Termostato convencional.

Los tipos de termostatos más comunes son:

-Mecánicos:

* Bimetálicos:

+Manuales

+Automáticos

* De gas

* De parafina

-Electrónicos:

* Termistor.

Su versión más simple consiste en una lámina bimetálica como la que utilizan los equipos de aire acondicionado para apagar o encender el compresor, ventilador, activar válvula, válvulas.

Termostato electrónico para aire acondicionado, que presentando un circuito electrónico a base de transistores de silicio sobre placa de circuito impreso de fibra de vidrio, esencialmente se caracteriza por presentar un elemento sensor o termistor NTC, dispuesto en montaje puente, cuya señal es amplificada por un amplificador diferencial de gran estabilidad, con alimentación regulada por un diodo Zener, siendo la señal producida por este amplificador, la que ataca a cuatro circuitos detectores, correspondientes a cuatro etapas de temperatura, bien sean de frío o de calor, o dos de frío y dos de calor, los cuales por medio de un amplificador de potencia excitan a un relé de conexión del dispositivo generador de frío o de calor correspondiente, habiéndose previsto también medios de seguridad que impiden el solapamiento de dos etapas de temperatura, así como medios que impiden ante una oscilación de la temperatura ambiental, que se produzcan arranques y paradas en los compresores correspondientes a las etapas de frío.

2.5.14 Manómetro. [62]

Los manómetros (Fig.2.52), constituyen una herramienta principal del mecánico de servicio para comprobar el funcionamiento del sistema.

Los manómetros para el lado de alta presión del sistema tienen escalas con lecturas desde 0 a 28 Kg/cm^2 . Los manómetros para el lado de baja se denominan manómetros compuestos, ya que la escala está graduada para presiones superiores e inferiores a la presión atmosférica, su escala esta en el rango de 762 mm. Hg. de vacío a presiones que oscilan desde 4 a 11 Kg/cm^2 .

Adicionalmente a las escalas de presión, se representan en la carátula del manómetro las temperaturas de saturación equivalentes para los refrigerantes normalmente utilizados.



Figura 2.52 Manómetro para refrigeración.

2.5.15 Tubería. [63]

La tubería apropiada para la refrigeración es tan esencial para la operación exitosa del sistema como lo son las venas y arterias para el cuerpo humano.

Los materiales más frecuentemente usados en tuberías de refrigeración son: el acero, hierro dulce, cobre y latón. Todos éstos son apropiados para usarse con todos los refrigerantes comunes, excepto el cobre y el latón que no pueden ser usados con el amoníaco, debido a que en presencia de humedad, el amoníaco ataca a los metales no ferrosos.

La tubería de cobre tiene la ventaja de ser de peso ligero, resistente a la corrosión y de fácil instalación que el hierro dulce y el acero. La tubería de cobre viene disponible en dos tipos: rígido y flexible. Ambos tipos de tuberías de cobre existen en el mercado en dos espesores distintos de pared, K y L. El tipo K es de pared gruesa, y el tipo L es de espesor mediano; siendo este último el más utilizado en los sistemas de refrigeración.

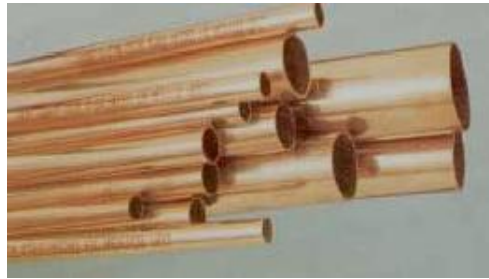


Figura 2.53 Tubería de cobre para refrigeración, tipo K.

La tubería tiene dos funciones principales: (1) suministrar un camino para la circulación del refrigerante a través del sistema y (2) proveer un pasaje para que el aceite retorne al compresor.

El tamaño de la válvula de servicio que se entrega con los compresores o el tamaño de la conexión de un condensador, evaporador o cualquier otro accesorio no determina el tamaño de la línea que debe usarse.

El refrigerante en su estado líquido se mezcla con el aceite, por lo que, la circulación del aceite no es de gran importancia en la línea de líquido, sin embargo debe evitarse velocidades de circulación mayores a 1.5 m/s (300 ft/min), en sistemas que utilizan válvulas solenoides, cuyo cierre rápido puede causar daños en la tubería debido a aumentos de presión y golpes de líquido [64].

La caída de presión producida por la fricción en la línea de líquido no debe exceder de 3 psi [65], para evitar la evaporación parcial del refrigerante antes de llegar a la válvula de expansión.

El refrigerante antes de que inicie su ascenso por una línea de líquido debe subenfriarse suficientemente, a causa de que la presión sobre el refrigerante líquido determina la temperatura a la cual hervirá o cambiará a gas. En la práctica, un subenfriamiento de $10 \text{ }^\circ\text{F}$ es generalmente suficiente para elevaciones hasta de 7.5m (25 ft) [66].

El dimensionamiento de la línea de succión es el más crítico para el sistema, debido a que el vapor refrigerante y el aceite no se mezclan, por lo que, para una circulación adecuada del aceite se requiere de velocidades de la masa de vapor suficientemente altas para barrer el aceite.

Conforme la temperatura de evaporación disminuye, el vapor refrigerante se torna menos denso y el aceite aumenta su viscosidad, existiendo mayor dificultad para el arrastre del aceite.

Las velocidades nominales mínimas recomendadas son de: 3.6 m/s (700 ft/min) para líneas de succión horizontales y de 7.6 m/s (1500 ft/min) en líneas verticales [67]. Además de estas velocidades

mínimas, también se tiene un límite recomendado sobre la velocidad máxima que es de 15.2 m/s (3000 ft/min); la excesiva velocidad puede causar ruido objetable, vibración y caída de presión [68].

Para un diseño correcto de la tubería, se puede emplear la siguiente expresión:

Tubería de líquido:

$$V_l = \dot{m} / (\rho_l * A_t) < 1.5 \text{ m/s} \quad (2.18)$$

donde:

V_l : velocidad del líquido refrigerante, [m/s]

\dot{m} : flujo másico del refrigerante, [Kg/s]

ρ_l : densidad del líquido refrigerante, [Kg / m³]

A_t : área de la tubería, [m²]

Tubería de succión:

$$V_g = \dot{m} / (\rho_g * A_t) > 7.6 \text{ m/s} \quad (2.19)$$

donde:

V_g : velocidad del vapor refrigerante, [m/s]

ρ_g : densidad del vapor refrigerante, [Kg / m³]

2.5.16 Ventiladores. [69]

Un ventilador es una bomba de aire que crea una diferencia de presión y produce el flujo de aire. El impeler trabaja sobre el aire, proveyéndole energía estática y cinética, la cual varían en proporción, dependiendo del tipo de ventilador.

Los índices de eficiencia de los ventiladores están basadas en las condiciones ideales; algunos ventiladores son fijados en más del 90 % de la eficiencia total. Sin embargo, en las instalaciones reales a menudo es imposible construirlos para conseguir una eficiencia ideal en el campo. Los tres tipos de ventiladores más comunes y sus curvas características son:

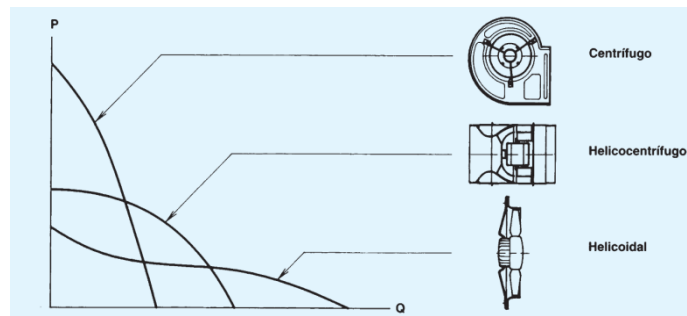


Figura 2.54 Tipos de ventiladores y curvas características.

2.5.16.1 Ventilador centrífugo.

Los impeller del ventilador centrífugo producen una presión de la fuerza centrífuga producida al girar la columna de aire contenida entre las palas o blades y la energía cinética impartida al aire en virtud de su velocidad dejando el impulsor. Esta velocidad es una combinación de la velocidad rotacional de la hélice y la velocidad en relación con el impulsor. Cuando las palas se inclinan hacia adelante, estas dos velocidades son acumulativas, cuando es hacia atrás, de oposición general son más eficientes que las anteriores.

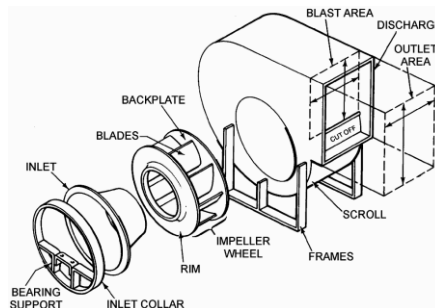


Figura 2.55 Componentes de un ventilador centrífugo.

2.5.16.2 Ventilador axial.

Los ventiladores de flujo axial producen la presión del cambio de velocidad que pasa por la turbina, sin que ninguno se produzca por la fuerza centrífuga. Estos ventiladores se dividen en tres tipos: hélice, Tubo Axial, y Vane-axial. Los ventiladores de hélice, habitualmente utilizados en o cerca de la entrega de aire libre, por lo general tienen un pequeño centro de impulsión montado en una placa de orificio o anillo de entrada.

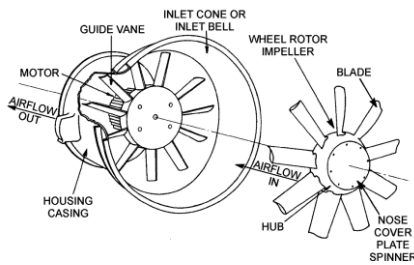


Figura 2.56 Componentes de un ventilador axial.

2.5.17 Diseño de ductos. [70]

El aire tratado en el equipo acondicionador debe ser conducido al espacio acondicionado, para tal fin se diseña un sistema de conductos dentro de ciertas limitaciones relativas al espacio disponible, pérdidas por rozamiento, velocidad del aire, nivel de ruido, pérdidas o ganancias de calor y fugas.

En las instalaciones de acondicionamiento de aire de cierta importancia, la distribución del aire por el interior del local o locales se efectúa transportando el aire, desde el equipo acondicionador hasta las bocas de salida, mediante conductos de sección rectangular, circular u oval, dependiendo su elección de la arquitectura del recinto, de las condiciones presupuestarias o de lo que más convenga.

Las condiciones térmicas del aire que se mueve por el interior del conducto son diferentes a las del aire exterior que encontramos en el local a acondicionar, lo que supone una transferencia de calor entre ambas masas de aire. Por lo tanto, si esta transferencia es elevada, puede ser causa de corrientes de aire incómodas, que afectarán a las condiciones del local.

Consecuencia de estos fenómenos es también el riesgo de condensaciones de vapor de agua en las paredes del conducto, debido al enfriamiento localizado del aire con grado elevado de humedad relativa (H.R.).

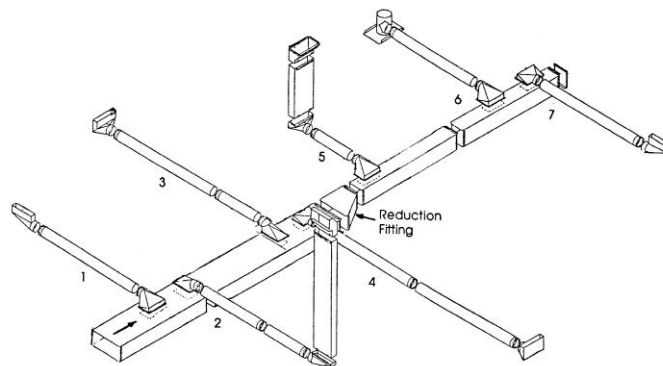


Figura 2.57 Distribución aire, con un sistema típico de ductos.

2.5.17.1 Parámetros principales.

En la actualidad se contemplan dos modelos de instalaciones:

- 1.- De velocidad alta, usan velocidades superiores a 10-12m/s y con presiones estáticas de 500mm.c.d.a
- 2.- De velocidad baja, usan velocidades menores a 10-12m/s y con presiones estáticas máximas de 500pascales. Para el diseño de ductos estableceremos lo siguientes parámetros:

***Caudal (Q):** Se define como el volumen de fluido que atraviesa una sección versal determinada de una conducción por cada unidad de tiempo. En un conducto por el que circula un fluido, la ecuación de continuidad nos dice; al suponer el fluido incomprensible, que el caudal entrante es igual al caudal saliente.

***Sección (S):** Es el área de la superficie transversal interior del conducto, normal a la dirección de la circulación del aire.

***Velocidad de circulación (V):** Relación entre el caudal y la sección.

Relacionando las tres variables nos queda:

$$Q = S \cdot v \quad (2.20)$$

donde: (SI)

Q : caudal, m^3/s

S : sección o área de paso, m^2

v : velocidad de circulación, m/s

***Presión estática (Pe):** Cuando fluye el aire por un conducto, es la presión estática (pe) (despreciando el peso propio), la que provoca una fuerza o presión sobre sus paredes perpendicular a ellas. Puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene, ejerciéndose por igual en todas las direcciones.

***Presión dinámica (Pd):** es la presión correspondiente a la velocidad del flujo, y es, por lo tanto, una medida de la energía cinética, al presión dinámica se define como la energía requerida para acelerar la masa de aire desde un estado de reposo a la velocidad final. Es obvio que para impulsar el aire dentro del conducto, venciendo su propia inercia o peso, es necesaria una fuerza o presión. La presión dinámica es siempre positiva, y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad. Se mide con un tubo Pitot. La

presión dinámica depende de la velocidad del aire, de su peso específico y de la aceleración de la gravedad.

***Presión total (Pt):** es la suma de las presiones estática y dinámica, pudiendo escribirse:

$$P_{\text{Total}} = P_{\text{dinámica}} + P_{\text{estática}} \quad (2.21)$$

Esta medición se efectúa un tubo diferencial que indica la suma de la presión dinámica y la presión estática.

Respecto al ambiente, la presión total puede ser positiva o negativa.

Como es lógico, se tendrán presiones negativas en el punto de aspiración del ventilador, y positivas a la salida del mismo. Ver Fig. 2.58.

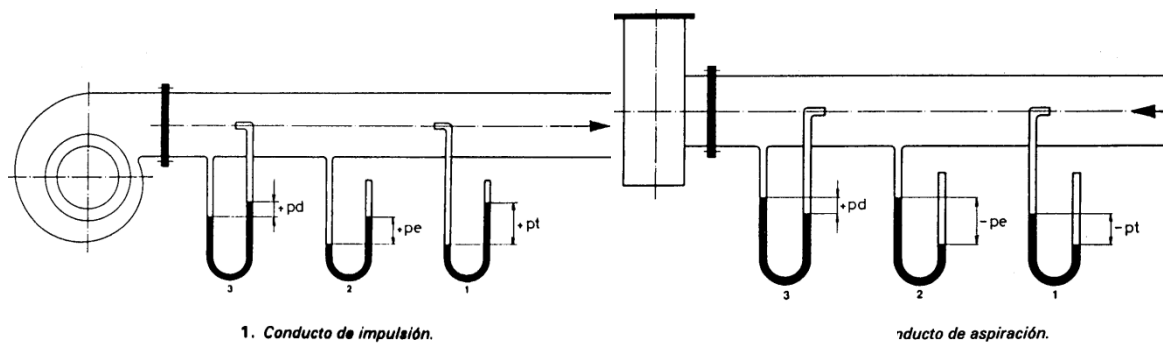


Figura 2.58 Determinación de presiones en el ducto de impulsión y aspiración.

2.5.17.2 Métodos de diseño de ductos.

Los más comúnmente utilizados son: reducción de velocidades, igual fricción, recuperación estática. Estos métodos tienen distintos grados de precisión, economía y empleo.

El método de reducción de velocidad, consiste en seleccionar una velocidad de salida en la descarga del ventilador y establecer arbitrariamente una serie de reducciones en la velocidad a lo largo del conducto. Normalmente no se utiliza este método porque para diseñar el sistema se necesita mucha experiencia, este método puede adaptarse a instalaciones sencillas.

El método de igual fricción es el más empleado en los sistemas de baja presión, consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de toda la instalación. La caída de presión en el sistema de distribución de aire se calculará en función del circuito más crítico generalmente el que conduce al difusor más lejano, como la pérdida unitaria es constante para

toda la red de conductos, los ramales más próximos al ventilador tienen mayor presión estática y, para evitar que pase por ellos mayor cantidad de aire que la prevista precisan de compuertas destinadas a estrangular el paso del aire; sin embargo, debemos tornar siempre en cuenta que las pérdidas de presión a través de los mismos deberá permanecer dentro de ciertos límites para evitar un nivel de ruido molesto. Si en el cálculo se advierte que la caída de presión en la compuerta sobrepasa los límites aceptables, la red entera deberá ser recalculada adoptando pérdidas de carga unitarias más bajas.

El método de recuperación estática, se fundamenta en dimensionar el conducto de forma que el aumento de presión estática (ganancia de presión debida a la reducción de velocidad) en cada ramal o boca de impulso compense las pérdidas de rozamiento en la siguiente sección del conducto, de esta forma, la presión estática será la misma al comienzo de cada ramal y boca de salida.

2.5.18 Refrigerantes. [71]

Un sistema de refrigeración formado por el evaporador, la válvula de expansión, el compresor, el condensador, el motor, etc., es solamente una unidad mecánica que tiene la finalidad de facilitar el cambio de estado de un fluido frigorígeno o refrigerante, absorbiendo calor del evaporador y expulsándolo en el condensador. El refrigerante es el elemento que cumple esta transferencia.

Un refrigerante ideal deberá reunir todas las siguientes características:

1. Calor latente de evaporación elevado.
2. Punto de ebullición, a la presión atmosférica, suficientemente bajo con respecto a las condiciones de funcionamiento deseadas.
3. Relación de compresión baja. Es decir, la relación entre las presiones de descarga y aspiración debe ser pequeña.
4. Volumen específico del vapor saturado mínimo para utilizar un compresor y tuberías con dimensiones reducidas.
5. Temperatura crítica muy elevada.
6. Ser inocuo con el lubricante que se emplea.
7. Composición química estable en las condiciones de funcionamiento de la máquina frigorífica.
8. Sin acción sobre los metales componentes del sistema (así, por ejemplo, el amoníaco ataca al cobre y el cloruro de metilo al aluminio).
9. Compatible con elastómeros y plásticos utilizados en los equipos frigoríficos.
10. Ininflamable y no explosivo al mezclarse con el aire.
11. No ser peligroso para la salud.

12. No atacar a los alimentos que deben conservarse.
13. Inodoro o con un ligero olor desagradable.
14. Fácilmente detectable en caso de fuga y con preferencia visual.
15. De fácil obtención y económico.

Los refrigerantes se clasifican según su composición en:

Clorofluorocarbonados halógenos (CFC's): Contienen Cloro, Flúor y Carbono (R11, R12, R13, R114, etc). Dejaron de utilizarse a finales de 1994 en Europa (Reglamento CEE 3952/92 Unión Europea) y a finales de 1995 en el resto de países occidentales (Protocolo de Montreal)

Hidroclorofluorcarbonados (HCFC's): Contienen Hidrógeno, Cloro, Flúor y Carbono (R22, R123, R124, R141B, 142B, etc). Dejarán de utilizarse a finales del 2014 en Europa (Reglamento CEE 7409/94 Unión Europea) y a finales de 2029 en el resto de países occidentales (Protocolo de Montreal)

Hidrofluorcarbonados HFC's: Contienen Hidrógeno, Flúor y Carbono (R134-a, R125, R23, R32, R152A, R143A, R404A, R507, R407C, R417A y el R410 etc). Su periodo de utilización es indefinido, debido a que son compuestos que no perjudican la capa de ozono.(Protocolo de Montreal y Reglamento CEE de la Unión Europea).

2.5.18.1 Refrigerante puro HCFC R-22.

Las aplicaciones más normales de este refrigerante es en instalaciones de aire acondicionado tanto doméstico como industrial y para temperaturas medias y bajas de refrigeración. Este refrigerante aun esta en vigencia para su uso según los acuerdos de Montreal, Kioto y Reglamento CEE de la Unión Europea.

Es un líquido incoloro, con un olor ligero de éter, inodoro en mezcla con el aire, siendo inflamable e inexplorivo. muy estable a temperaturas usuales de trabajo, no es toxico ni corrosivo. Es neutro frente a los metales utilizados comúnmente en la industria frigorífica. Puede descomponerse a una temperatura de 150°C. Las fugas pueden detectarse con una lámpara haloide.

Es importante recordar que el R-22 disuelve de 10 a 12 veces más de agua que el R-12, y por lo tanto la formación de tapones de hielo en el sistema es menos frecuente.

Se comporta bien con aceites minerales, alquibenzénicos y poliol- ester, frente a los aceites minerales presenta la particularidad de ser muy soluble a altas temperaturas, y solo en parte a bajas temperaturas. Su temperatura de de evaporación a presión atmosférica es de -40,8°C.

Se pueden determinar las propiedades termo-físicas del refrigerante para distintas condiciones de temperatura, presión, entalpia en un solo diagrama llamado diagrama de Mollier y en tablas entregadas por el fabricante.

Sistemas con R22 se pueden reemplazar con refrigerantes R407C, R410A, R417A, R422D, se debe tomar en cuenta el tipo de aceite que es compatible cada sistema y las presiones altas a la que lleguen estos fluidos.

2.5.19 Aceites lubricantes. [72]

Los lubricantes son necesarios para engrasar las partes móviles del compresor y para sellar las camisas de los cilindros si es alternativo o las cavidades en el caso de un rotativo, remueve el calor de los cojinetes y lo transfiere al exterior, ayuda a formar un sello más positivo, cuando están cerradas las válvulas de succión y descarga, Amortigua el ruido generado por las partes móviles dentro del compresor. El aceite saldrá del compresor y de una forma u otra debe volver al mismo. un exceso de aceite en el condensador o en evaporador alteraría las funciones de estos dos intercambiadores, sobre todo en el caso de existir separación entre la fase líquida del refrigerante y el aceite (caso de inmiscibilidad total o parcial)

Un aceite lubricante ideal para refrigeración debe reunir las cualidades que a continuación se enlistan: [73]

1. Mantener su viscosidad a altas temperaturas.
2. Mantener buena fluidez a bajas temperaturas.
3. Ser miscible con los refrigerantes a las temperaturas de trabajo.
4. Tener buena (alta) capacidad dieléctrica.
5. No tener materia en suspensión.
6. No debe contener ácidos corrosivos o compuestos de azufre.
7. No formar depósitos de cera (flóculos) a las bajas temperaturas del sistema.
8. No dejar depósitos de carbón al entrar en contacto con superficies calientes dentro del sistema.
9. No contener humedad.
10. No formar espuma.
11. Ser química y térmicamente estable en presencia de refrigerantes, metales, aislamientos, empaques, oxígeno, humedad y otros contaminantes.

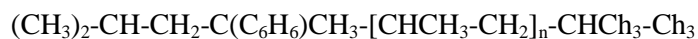
Los principales tipos de lubricantes son:

Lubricantes minerales (MO).

Se obtienen directamente del petróleo. Están constituidos por diversas clases de hidrocarburos: parafinas, naftenos, y aromáticos. según predomine una u otra cantidad dará carácter al aceite. Son lubricantes baratos, que se utilizaban con los antiguos refrigerantes.

Lubricantes alquilbencénicos (AB).

Tienen la molécula tipo:



Algunos refrigerantes nuevos sólo tienen una capacidad de miscibilidad media baja con los aceites minerales. Los alquilbencénicos tienden a mejorar esta miscibilidad. Se trata de hidrocarburos con núcleos bencénicos. Este lubricante es totalmente miscible con el aceite mineral por lo que se facilita el proceso de sustitución de un refrigerante antiguo por un nuevo.

Lubricantes polialquil-glicoles (PAG).

Tienen la molécula tipo:



Se utilizan con el R-134A y sobre todo en aplicaciones de automoción. No son miscibles con los aceites minerales. Esto dará problemas en los procesos de reconversión (retrofitting). Otro inconveniente es la elevada higroscopicidad de este aceite (debido a su carácter fuertemente polar). Por otra parte un inconveniente añadido es que el agua absorbida puede hidrolizar el aceite descomponiendo su molécula y por tanto perdiendo su capacidad lubricante.

Lubricantes poliol-éster (AB).

Tienen la molécula tipo:



Tiene una gran ventaja: son miscibles con los aceites minerales y con los CFC, HCFC, HFC y una desventaja: pueden hidrolizarse en presencia de agua por lo que deben preservarse de la humedad aunque son menos higroscópicos que los PAG.

2.5.20 Aislamiento térmico. [74]

En un espacio refrigerado el aislante térmico tiene dos propósitos fundamentales:

- Ayuda a limitar el flujo de calor desde el ambiente externo hacia el ambiente interior.
- Evitar las condensaciones al exterior.

Los aislantes térmicos están normalmente contruidos por los siguientes materiales y compuestos:

- Materiales inorgánicos, fibrosos y celulares tales como: el vidrio, roca, silicato de calcio, perlita, vermiculita, productos cerámicos y asbesto.
- Materiales fibrosos orgánicos, tales como: el algodón, madera, pulpa, caña, fibras sintéticas y materiales celulares tales como el corcho, hule espumoso, poliestireno, poliuretano y otros polímeros.
- Membranas reflectivas orgánicas metálicas o metalizadas, estas superficies para ser efectivas deben estar de cara al aire. Llenas de aire, o ser espacios evacuados.

La mayoría de los materiales aislantes están disponibles en el mercado en forma de planchas, líquido (in situ) y en la actualidad en paneles prefabricados.

Entre los aislantes más utilizados tenemos: poliuretano expandido, lana de vidrio (Fig.2.59), corcho, etc.



Figura 2.59 Lana de vidrio.

2.5.20.1 Propiedades requeridas para el material aislante.

En resumen se pueden considerar las siguientes como las más importantes:

- *Conductividad térmica
- *Permeabilidad
- *Resistencia e instalación
- *Seguridad
- *Higiene
- *Costo

2.6 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA.

2.6.1 Recalentamiento y subenfriamiento. [75]

Recalentamiento: El gas refrigerante una vez se ha evaporado no puede pasar directamente al compresor sin estar seguros de que se ha evaporado totalmente, es decir que no queden gotas de líquido que puedan dañar los pistones o paletas del compresor. Para ello se mantiene un poco más de tiempo el gas en el evaporador, y nos aseguramos que aumente unos 5 ó 6 grados su temperatura.

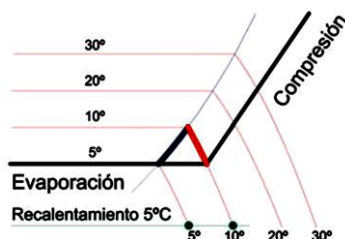


Figura 2.60 Recalentamiento para aire acondicionado.

Este aumento de temperatura lo llamamos recalentamiento, y es el incremento de temperatura sobre la temperatura de evaporación que debería de tener según su presión de baja (la que marca el manómetro de baja). Es decir si tomamos la temperatura al inicio del evaporador, debe corresponder con la que marca el manómetro según su presión, y si medimos la temperatura a la salida, la diferencia será el recalentamiento.

Este valor en aire acondicionado suele ser de 5 a 7° C, y también nos servirá para diagnosticar averías en los equipos. En el diagrama lo encontramos subiendo 5° en la curva de gas, y bajando hasta encontrar la horizontal de la presión de baja por la curva de esa temperatura.

Subenfriamiento: Es el mismo concepto, pero aplicado al condensador de aire, es decir el refrigerante caliente a alta presión, una vez que se ha condensado (se ha convertido en líquido), lo enfriamos un poco más, para asegurarnos que todo sea líquido, y para ello lo enfriamos unos 5 ó 7° C más, antes de mandarlo a la válvula de expansión o capilar.



Figura 2.61 Subenfriamiento para aire acondicionado.

En el diagrama lo encontramos subiendo 5° en la curva de líquido, y bajando hasta encontrar la horizontal de la presión de baja por la curva de esa temperatura.

2.7 SISTEMA DE CONTROL. [76]

Un sistema de control es una combinación de dispositivos ya sean, mecánicos, eléctricos o electrónicos dispuestos de tal modo que puedan realizar las operaciones necesarias con el fin de controlar o regular un proceso.

Las condiciones físicas de cada componente, cambiantes con el tiempo, determinan el estado del sistema en todo momento, y se expresan mediante las denominadas variables del sistema. Existen dos tipos de variables las mismas que son:

- Variable controlada.- Es la cantidad o condición que se mide y controla.
- Variable manipulada.- Es la cantidad o condición que el controlador modifica para afectar el valor de la variable controlada.

Los sistemas de control se pueden clasificar en:

- **Sistema de control de lazo abierto.**- Es un sistema en el cual la variable controlada y manipulada no interactúan entre sí, es decir, no se mide la salida ni se realimenta para compararla con la entrada.
- **Sistema de lazo cerrado.**- son aquellos sistemas de control realimentados. En un sistema de control de lazo cerrado, se alimenta al controlador la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación, con el fin de reducir el error y llevar a la salida del sistema a un valor deseado.

Existen señales que afectan negativamente al valor de la salida de un sistema de control a las cuales se le conoce con el nombre de perturbaciones, las mismas que pueden ser de tres categorías:

- a) Cambios en el valor deseado de la variable controlada.
- b) Cambios debido a las exigencias o condiciones específicas del proceso.
- c) Cambios producidos por alteraciones ajenas a las exigencias del proceso.

2.7.1 Sistema de control de temperatura.

La Fig.2.62 muestra un diagrama esquemático de un sistema de control de temperatura de una cámara de refrigeración.

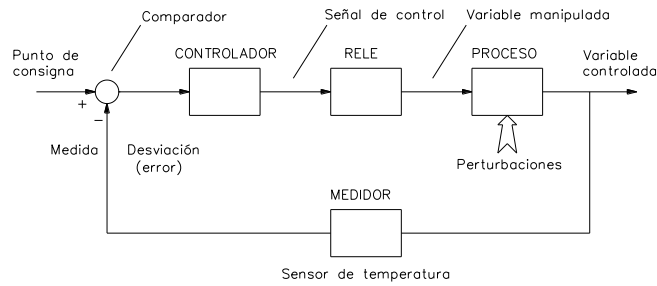


Figura 2.62 Diagrama esquemático de un sistema de control de temperatura.

La temperatura de confort a controlar (a la salida de la rejilla del ducto principal) se mide mediante un sensor, que es un dispositivo analógico. La señal de temperatura analógica se convierte en una señal digital mediante un convertidor A/D. La señal digital se introduce al controlador mediante una interfaz, la misma que se compara con la señal de entrada programada y si hay una discrepancia (error) el controlador enviará una señal a sistema de control de la unidad exterior (actuando sobre el compresor, ventilador y válvula de 4 vías), a través de una interfaz, amplificador relé, con el objetivo de obtener la temperatura deseada de confort (a la salida de la rejilla del ducto principal).

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL BANCO DE AIRE ACONDICIONADO (BOMBA DE CALOR) POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

3.1. GENERALIDADES

Parte del presente proyecto va dirigido a diseñar, construir e instalar un sistema de aire acondicionado, bajo normas, conceptos y recomendaciones de fabricantes de equipos. Cabe indicar que este sistema se diseñará bajo condiciones estándar del fabricante. Para luego evaluar su rendimiento en condiciones locales de la ciudad de Riobamba.

Al tratarse de un sistema que se utilizará para prácticas de laboratorio de aire acondicionado y no estar ligado a la climatización de un espacio, la capacidad de enfriamiento del equipo será la mínima de una escala residencial, de 24000Btu/h (Tabla 2.10), donde utilizará el refrigerante R22(ver **Anexo 1 y 2**), por ser de mayor uso para estas aplicaciones y estar aún en vigencia por los protocolos de Montreal y Kioto. Es importante indicar que este sistema servirá tanto para enfriamiento del aire como para calefacción, es decir que se construirá una bomba de calor, además, se acoplará un pequeño sistema de distribución de aire. Dando las facilidades de realizar prácticas de laboratorio de acondicionamiento de aire en: Enfriamiento, Calefacción y principios de Ductos. Los equipos que se utilizará son de uso en proyectos de climatización en el mercado, el estudiante de ingeniería mecánica de la ESPOCH tendrá la posibilidad de familiarizarse con estos y poner a prueba los conocimientos teóricos aprendidos en las aulas.

El Banco de pruebas comprenderá de tres partes principales:

- 1.-Unidad Condensadora con ciclo invertido o Bomba de calor.
- 2.-Manejadora de Aire.
- 4.-Ductos.

3.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS PRINCIPALES.

Estos equipos seleccionados están diseñados para dar solo prestaciones de enfriamiento de aire. Se realizará modificaciones en el circuito frigorífico con el fin de construir una bomba de calor, dando la posibilidad de enfriar y calentar el aire únicamente al invertir el ciclo.

3.2.1 Selección de la manejadora de aire (unidad interna).

La selección de la Manejadora de Aire basaremos principalmente en la capacidad de Enfriamiento que es de 24000Btu, el refrigerante a utilizar (R22).

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona una manejadora de aire marca: THERMOTAR, modelo FCD024-1.



Figura 3.1 Manejadora de aire, THERMOTAR, modelo FCD024-1.

El equipo seleccionado, FCD024-1, tiene las siguientes características (ver **Anexo 3**):

- Capacidad de enfriamiento: 24000Btu/h.
- Refrigerante empleado: R 22.
- Potencia consumida: 1/4HP(0.38kW)
- Voltaje-fase-frecuencia: 208/230V, 1 ϕ , 60Hz.
- Ventilador: Centrifugo, motor de transmisión directa.
- Flujo de Aire: 800CFM, 0.0inch. WG.
- Descarga de aire: Tipo ducto.
- Tipo de serpentín evaporador: cap. 24000Btu/h, Aire acondicionado, de 13 aletas /in, expansión directa¹, tubería de cobre y aletas de aluminio. Modelo: EBS-050-A, capacidad: 25000 Btu/h aprox. (25DT, 95°F temp. ambiente) [1]

¹ Conocido también de expansión seca, cuando la cantidad de refrigerante alimentado por el elemento de expansión es justamente lo suficiente para que se evapore en su totalidad antes de salir del evaporador. AA. Pita pág. 137

3.2.2 Selección de la unidad condensadora (unidad externa).

La selección de la Unidad Condensadora basaremos principalmente en la capacidad de Enfriamiento que es de 24000Btu, el refrigerante a utilizar (R22).

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona una unidad condensadora marca: THERMOTAR, modelo SLCV024-1.



Figura 3.2 Unidad condensadora, THERMOTAR, modelo SLCV024-1.

El equipo seleccionado, SLCV024-1, tiene las siguientes características (ver **Anexo 4**):

- Capacidad de enfriamiento: 24000Btu/h.
- Refrigerante empleado: R 22.
- Potencia consumida: 2.6kW.
- Voltaje-fase-frecuencia: 208/230V, 1 ϕ , 60Hz
- Compresor: cap. enfriamiento 24000Btu/h, tipo: Hermético Scroll. Modelo: ZR24K4-PFV, aplicación: aire acondicionado (ver **Anexo 5**).
- Ventilador: Axial, motor de transmisión directa.
- Flujo de Aire: 2300CFM, 1075rpm.
- Descarga de aire: Vertical
- Tipo de serpentín condensador: cap. 24000Btu/h, Aire acondicionado, de 17 aletas /in, tubería de cobre y aletas de aluminio. Modelo: 2TR17-1*24*68", capacidad: 2TR (25DT, 95°F temp. ambiente). [2]

3.2.3 Características de funcionamiento del equipo principal.

La Tabla 3.1 muestra las características de funcionamiento del equipo principal de aire acondicionado, unidad condensadora vs manejadora de aire, para condiciones de prueba diversas. Se puede observar las capacidades que puede alcanzar el sistema variando: la temperatura de aire de entrada al serpentín condensador (temperatura ambiente), y la temperatura del aire tratado por serpentín evaporador.

Tabla 3.1 CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO. [3]

EVAPORADOR COIL		CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO																	
		TEMPERATURA DE AIRE ENTRANDO AL CONDENSADOR ° F																	
		85						95						105					
CFM	WB°F	63		66		70		63		66		70		63		66		70	
		T	S	T	S	T	S	T	S	T	S	T	S	T	S	T	S		
800	70	23.7	14	25	11.3	26.9	8.6	22.9	13.6	24.2	11	26	8.4	22	13.1	23.2	10.6	24.9	8
800	73	23.7	16.3	25	14	26.9	11.3	22.9	15.8	24.2	13.6	26	11	22	15.2	23.2	13.1	24.9	10.6
800	77	23.7	19	25	16.3	26.9	13.6	22.9	18.5	24.2	15.8	26	13.2	22	17.7	23.2	15.2	24.9	12.7
800	81	23.7	21.8	25	19	26.9	16.3	22.9	21.1	24.2	18.5	26	15.8	22	20.3	23.2	17.7	24.9	15.2
800	84	25	24.9	25	21.8	26.9	19	24.2	24.2	24.2	21.1	26	18.5	23.2	23.2	23.2	20.3	24.9	17.7
800	88	25.5	25.1	26.4	24	26.9	21.3	24.6	24.4	25.5	23.3	26	20.7	23.7	23.4	24.5	22.4	24.9	19.9

Condición 1

Condición 2

Condición 3

Capacidad Calor total= T , kBtu/h.

Capacidad Calor sensible= S , kBtu/h.

En las condiciones 1, 2, y 3, se obtienen aproximadamente la capacidad de enfriamiento de 24000Btu/h. También hay que resaltar que; los datos de la condición 2, y las condiciones citadas anteriormente para la capacidad nominal, son muy similares a las condiciones estándar de la prueba ARI [4], las que utilizaremos para realizar análisis del ciclo frigorífico, más adelante.

3.3 CIRCUITO FRIGORÍFICO DE AIRE ACONDICIONADO.

Este diagrama, Fig. 3.3, es una representación de circuito frigorífico por compresión mecánica de simple etapa, analizado en el Cap. II, que es el utilizado en sistemas de aire acondicionado de escala residencial. Donde se utiliza básicamente: un serpentín evaporador, un compresor, un serpentín condensador, un elemento de expansión.

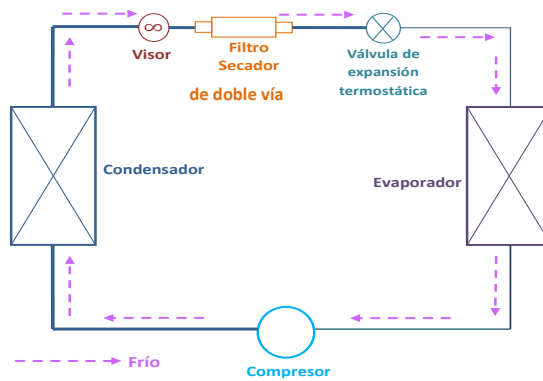


Figura 3.3 Circuito frigorífico típico de de aire acondicionado.

El compresor eleva la presión del gas refrigerante, dirigiéndolo hacia el serpentín condensador donde se condensará desprendiendo hacia el ambiente el calor retirado del aire a tratarse. El refrigerante líquido a alta presión es obligado a atravesar un elemento de expansión, reduciéndose la presión, para que en estas condiciones ingrese al serpentín evaporador donde el fluido se evaporará retirando calor del aire a tratarse, luego este gas se dirige a la succión del compresor para continuar nuevamente con el ciclo.

3.4 CIRCUITO FRIGORÍFICO DE BOMBA DE CALOR REVERSIBLE.

Este circuito es una modificación del circuito frigorífico de aire acondicionado, anterior. Este consta de dos ciclos; uno de calor y otro de frío. Los cuales cumplen con los principios de refrigeración por compresión mecánica de simple etapa.

Para la inversión de ciclo se utilizará una válvula de 4 vías, el compresor será uno de aire acondicionado scroll de alta eficiencia, el elemento de expansión para el ciclo de frío será una válvula de expansión termostática y para el ciclo de calor se usará un restrictor calibrado ó shiglor.

Se utilizará una válvula de expansión termostática para el ciclo de frío ya que tenemos un COP y eficiencia menor que en el ciclo de calor donde se usará un shiglor, en bombas de calor, visto en el Cap. II. Debido a que la válvula realiza un excelente control automático del flujo de refrigerante al evaporador, en proporción requerida, sobre una amplia gama de cargas, mientras mantiene en operación la mayor parte de la superficie de transferencia de calor a fin de evaporar el refrigerante a pesar de las variadas condiciones, esto contribuye a mantener las necesidades de potencia en un nivel bajo, siendo necesario esto para compensar la baja eficiencia en el ciclo de frío frente al de calor. [5]

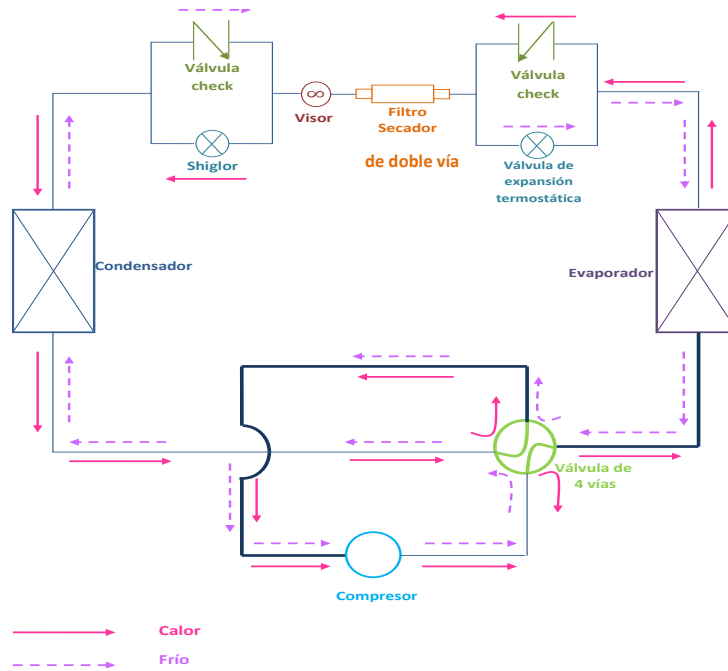


Figura 3.4 Circuito frigorífico de la bomba de calor.

Ciclo de frío:

El ciclo inicia con el ingreso del gas recalentado al compresor para que sea elevada la presión hasta la de condensación, para que el gas sea condensado en el serpentín externo, disipando calor al ambiente absorbido por el refrigerante a través del serpentín interno del aire tratado, el fluido ya condensado (algo subenfriado por la tubería de alta) y alta presión se dirige a la válvula de expansión, para provocarle una caída de presión para luego ser evaporado en el serpentín interno, retirando calor del aire a tratar. Nuevamente inicia el ciclo cuando el refrigerante gas se dirige a la succión del compresor.

Ciclo de calor:

Para el ciclo de calor únicamente se debe enviar una señal a la bobina de la válvula de inversión para que el carrete interno cambie de posición y con esto se consiga invertir el flujo del refrigerante; 1) de la salida del compresor se dirija al serpentín interno, 2) la succión del compresor se conecte con al serpentín externo .

El funcionamiento del ciclo es similar al anterior descrito, con la particularidad que ahora el serpentín evaporador condensará el gas refrigerante que sale del compresor y el serpentín condensador evaporará el líquido refrigerante y el elemento de expansión será uno de orificio fijo, un shiglor.

Se utilizan válvulas check en paralelo (y en contra flujo) con los elemento de expansión para obligar al refrigerante a cruzar por dicho elemento provocando caída de presión, en cambio cuando se invierte el

ciclo y por ende el flujo, el objetivo ahora es evitar la expansión del refrigerante por el elemento al que está en paralelo la válvula check. Esto se cumple tanto para el shiglor como para la VET² en correspondencia con el ciclo en el que el sistema esté trabajando.

3.5 SELECCIÓN DE ELEMENTOS PRINCIPALES.

Estos elementos serán acoplados para la modificación del equipo de aire acondicionado en bomba de calor y para la interconexión frigorífica de los equipos principales.

3.5.1 Selección de los elementos de expansión.

3.5.1.1 Selección de la válvula de expansión termostática.

La selección de la válvula de expansión basaremos principalmente en la capacidad de Enfriamiento que es de 24000Btu, tipo de refrigerante (R22), tamaño del serpentín (tamaño medio, entonces sería útil una válvula con igualador interno únicamente) [6].

Para nuestro sistema se selecciona una válvula de expansión termostática con igualador interno sin MOP³ y un orificio (se aplicara selección individual) marca: DANFOSS, modelo 068Z3206 y orificio # 04, modelo 068-2007.



Figura 3.5 Válvula de expansión termostática, DANFOSS, modelo 068Z3206.

² Válvula de expansión termostática.

³ MOP= máxima presión de funcionamiento. Protege el motor del compresor de una presión de evaporación excesiva.

El elemento seleccionado en conjunto es: 068Z3206, 068-2007, tiene las siguientes características (ver **Anexo 6**):

- Capacidad de enfriamiento: 24000Btu/h.
- Refrigerante: R 22.
- Tipo de válvula: Gama N. Sin MOP.
- Igualación de presión: interna.
- Orificio #: 04 (para 2,3TR o 8kW).
- Igualación de presión: interna.
- Conexión= 3/8" abocardar*abocardar.

*La selección del elemento de expansión también se la podría haber realizado en conjunto válvula-orificio para lo cual se requiere la caída de presión neta a través de la válvula necesaria, la temperatura de evaporación y la carga de refrigeración, para luego usar el catálogo del **Anexo 7**, esta selección es más precisa que la selección individual.

3.5.1.2 Selección del shiglor.

La selección del Shiglor se basará en la capacidad de enfriamiento que dispone el serpentín condensador, que es de 24000Btu/h, siendo este de la misma capacidad del serpentín evaporador, o hasta podría ser un 30% mayor que este [7], y también se deberá considerar refrigerante a utilizar (R22).

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona un shiglor marca: QUALITY, #59.

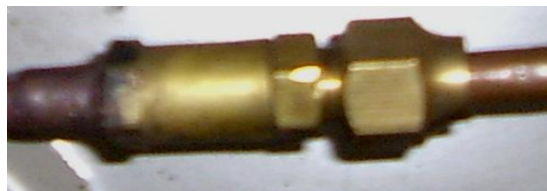


Figura 3.6 Shiglor restrictor, QUALITY, modelo # 59.

El elemento seleccionado, #59, tiene las siguientes características (ver **Anexo 8**):

- Capacidad de enfriamiento: 24000Btu/h.
- Refrigerante: R 22
- Orificio: #59 (Diámetro 3/8")
- Conexión= 3/8" abocardar *soldar.

* Para una selección más precisa del elemento de expansión para el ciclo de calor, sería cuando se realice un diseño del circuito frigorífico bajo condiciones estándar de calefacción para diseño de equipos,

y en función de este calcular la caída de presión neta a través de la válvula necesaria ($P_{\text{condensación}} - P_{\text{saturación}} - P_{\text{caída en tubería}}$) [8] que deba provocar la válvula de expansión (ver **Anexo 7**), tubo capilar o shiglor. [9].

3.5.2 Selección de la válvula check.

La selección de la válvula check o de retención basaremos principalmente en refrigerante a utilizar (R22), diámetro de la tubería donde será instalada (3/8"), tipo de conexión(soldar), y si en el circuito frigorífico existen compresores en paralelo (para seleccionar el tipo), en nuestro caso existe un solo compresor.

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona cuatro válvulas check, marca: DANFOSS, modelo 020-1011 (NRV-10).



Figura 3.7 Válvula de retención DANFOSS, modelo NRV-10, 020-1011.

El elemento seleccionado, 020-1011, tiene las siguientes características (ver **Anexo 9**):

- Refrigerante empleado: R 22.
- Tipo: NVR.
- Conexión= 3/8" soldar *soldar.

3.5.3 Selección de la válvula reversible de 4 vías.

La selección de la válvula reversible de 4 vías basaremos principalmente en capacidad de enfriamiento (24000Btu/h ó 7.034kW), refrigerante a utilizar (R22), diámetro de la tubería de succión y descarga del compresor de la unidad condensadora (succión=5/8", descarga=1/2").

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona una válvula reversible de 4 vías, marca CQC, modelo SHF-9H-45, cabe indicar que la válvula y la bobina vienen incorporadas en un solo elemento.

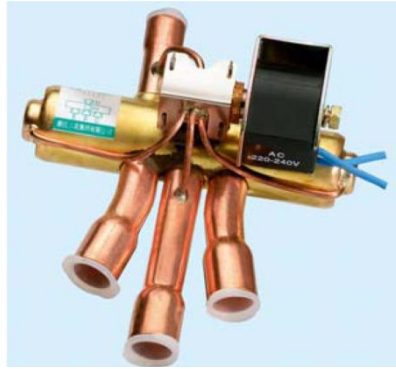


Figura 3.8 Válvula inversora de 4vías, CQC, modelo SHF-20A-45.

El elemento seleccionado, SHF-9H-45, tiene las siguientes características (ver **Anexo 10**):

- Capacidad de enfriamiento: 9kW ó 30710, el inmediato superior a la requerida.
- Refrigerante empleado: R 22.
- Tipo de salida en la succión: Recta.
- Conexión: Desc. Compresor=1/2", Suc. Compresor, Evaporador, Interconexión =5/8", Soldar*Soldar.
- Presión máxima sistema: 680psi. Tipo: NVR.
- Conexión= 3/8" soldar *soldar.
- Sistema auxilias incorporado: válvula piloto y bobina

3.5.4 Selección de válvulas de paso.

La selección de la válvula de paso basaremos principalmente en diámetro de la tubería donde va a ser instalada (5/8" y 3/8"), el tipo de conexión (abocardar) el tipo de refrigerante a usar (R22). Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona válvulas de paso, marca DANFOSS dos de modelo BML-10 y dos de modelo BML-12.



Figura 3.9 Válvula de paso DANFOSS, modelo BML-10.

El elemento seleccionado, BML-10 y BML-12, tiene las siguientes características (ver **Anexo 11**):

- Refrigerante: R22
- Flujo (BML-10)=0.84m³/h
- Flujo (BML-12) =1.5m³/h
- Conexión (BML-10)=3/8"*3/8", abocardar*abocardar.
- Conexión (BML-14) =5/8"*5/8", abocardar*abocardar.

3.5.5 Selección del filtro secador.

La selección del filtro secador basaremos principalmente en la capacidad de enfriamiento (24000Btu/h ó 7.034kW), tipo de refrigerante (R22), diámetro de la tubería donde va a ser instalado (3/8"), el tipo de conexión (abocardar).

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona dos filtros deshidratadores de una sola dirección, marca DANFOSS, modelo 023Z5003 (DCL-052/52s, con abocardado de 3/8") , estos dos filtros suplantaron a uno de doble vía, debido a la instalación de dos válvulas check en serie con cada uno de estos y en antiparalelo entre sí.



Figura 3.10 Filtro secador DANFOSS, modelo 023Z5003.

El elemento seleccionado, 023Z5003, tiene las siguientes características (ver **Anexo 12**):

- Capacidad de enfriamiento: 8kW, el inmediato superior a la requerida.
- Refrigerante: R 22.
- Tipo de Filtro deshidratador: DCL, para temperaturas de condensación altas, característico de equipos de aire acondicionado (Bomba de Calor). Cap. II.
- Conexión=3/8"*3/8", abocardar*abocardar.

3.5.6 Selección del indicador líquido–humedad.

La selección del Indicador Líquido–Humedad basaremos principalmente en: el tipo de refrigerante (R22) y aceite lubricante usado (Poliéster o mineral), si se desea con o sin indicador de humedad, diámetro de la tubería donde va a ser instalado (3/8"), el tipo de conexión (abocardar).

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona dos filtros deshidratadores, marca DANFOSS, modelo 014-0022 (SGI-10), con abocardado de 3/8).



Figura 3.11 Visor líquido-humedad DANFOSS, modelo SG1-10.

El elemento seleccionado, SGI-10, tiene las siguientes características (ver **Anexo 13**):

- Refrigerante: R 22.
- Tipo: SGI, indicador de humedad.
- Conexión=3/8"*3/8", abocardar*abocardar.

3.5.7 Selección de la tubería.

En general, la selección de tubería para sistemas frigoríficos se selecciona en función del tipo de refrigerante a utilizar, y el diámetro exterior.

El catalogo de selección de los equipos principales nos recomienda los diámetros de: 3/8" para la línea de alta 5/8" para la de baja, y el refrigerante a utilizar es el R22.

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona dos tiras de tubería de cobre flexible de 6m cada uno, marca IUSA, para la línea de alta modelo 670UI-005, y para la de baja 670UI-010.



Figura 3.12 Tubería de cobre flexible de cobre, 3/8" tipo L y 5/8" tipo M.

Las tuberías seleccionadas, tienen las siguientes características (ver **Anexo 14**):

Tubería modelo 670UI-005:

- Diámetro: exterior= 3/8", interior= 1/4"
- Tipo: L.
- Presión máxima: 888.psi.
- Espesor: 0.81mm

Tubería modelo 670UI-010:

- Diámetros: exterior = 5/8", interior=1/2"
- Tipo: M.
- Presión máxima: 505 psi.
- Espesor: 0.61mm

3.5.8 Selección del sifón, T, codos, adaptaciones roscadas.

El sifón, las T, los codos y otras uniones roscadas se selecciona en función del diámetro de la tubería. Ver **Anexo 15 y 16**.

Para nuestro sistema utilizamos 14 codos de 3/8" y 14 de 5/8, 3 sifones de 5/8, 4 Tes de 5/8 y 12 tuercas de 3/8 y 6 de 5/8.



Figura 3.13 Sifón de tubería de cobre.

3.5.9 Selección del aislante de tubería.

En los sistemas de refrigeración también se deben aislar las tuberías de retorno al compresor, para evitar la formación de escarcha, lo cual reduce los problemas por pérdidas térmicas. En el caso de bombas de calor se recomienda aislar también la tubería baja. Estos caños aislantes están fabricados con elastómeros de baja densidad, que mantiene un coeficiente de conductividad térmica comprendido entre 0.035 a 0.040 (a temperatura media de -40°C); la temperatura de trabajo comprende desde -57°C a 125°C .

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona dos caños de aislante de cobre flexible 4m cada uno, marca AEROFLEX, para la línea de alta de 5/8", y para la de baja 3/8", cuyas características se indican en el **Anexo 17**.



Figura 3.14 Aislante térmico para tuberías.

3.5.10 Selección del manifold de carga.

La selección del manifold de carga se realiza en función principalmente del tipo de refrigerante a utilizar, en este caso es R22. Este consta de dos manómetros uno para alta y otro de baja para el control de presión y temperatura durante la carga del refrigerante.

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona un juego de manómetros, marca QUALITY, modelo QM-360, con escala en psi y en bar y útil para refrigerantes R12, R22 y R502.



Figura 3.15 Manómetros o de carga, marca QUALITY, modelo QM-360.

3.5.11 Selección del termostato electrónico.

El termostato electrónico debe seleccionarse de acuerdo a la aplicación (aire acondicionado), el rango de seteo de la temperatura (aprox. 15°C-32°C), número de ciclos a controlar (dos, calor y frío), si es que se necesita aplicaciones de programación para épocas del año y control de espacios por separado, para nuestro caso esto no es necesario.

Para nuestro sistema de aire acondicionado se selecciona Termostato electrónico Calor/Frío, marca MARS, modelo 70803.



Figura 3.16 Termostato electrónico calor/frío, MARS, modelo 70803.

El termostato seleccionado tiene las siguientes características (ver **Anexo 18**):

- Aplicación: Aire Acondicionado.
- Ciclos de control: Frío / Calor.
- Rango de Seteo: 45°F-90°F (7°C-32°C), con error de +/- 1°F (0.5°C)
- Capacidad eléctrica: 24Volt(18-30VAC), 1Amp por terminal, 3Amp. carga total.

3.6 CICLO FRIGORÍFICO DEL EQUIPO SELECCIONADO, ANÁLISIS.

Con la finalidad de tener una referencia normalizada de las condiciones de prueba de equipos de aire acondicionado, utilizaremos el estándar ARI, aprovechando además que estas son muy similares a la condición del fabricante.

Condiciones de prueba del equipo principal seleccionado es: (ver **Anexo 4** y **Anexo 5**)

Temperatura del aire exterior/ambiente: $T_m(bs)=95^{\circ}F$ (35°C).

Temperatura de evaporación: $T_{evap}=45^{\circ}F$

Temperatura de condensación: $T_{cond}=130^{\circ}F$

Temperatura de retorno del gas: $T_{gas}=T_1=65^{\circ}F$

Temperatura de líquido: $T_{liq}=115^{\circ}F$

Temperatura de salida del evaporador: T_{1a}

Altura: $h=0m.s.n.m.$

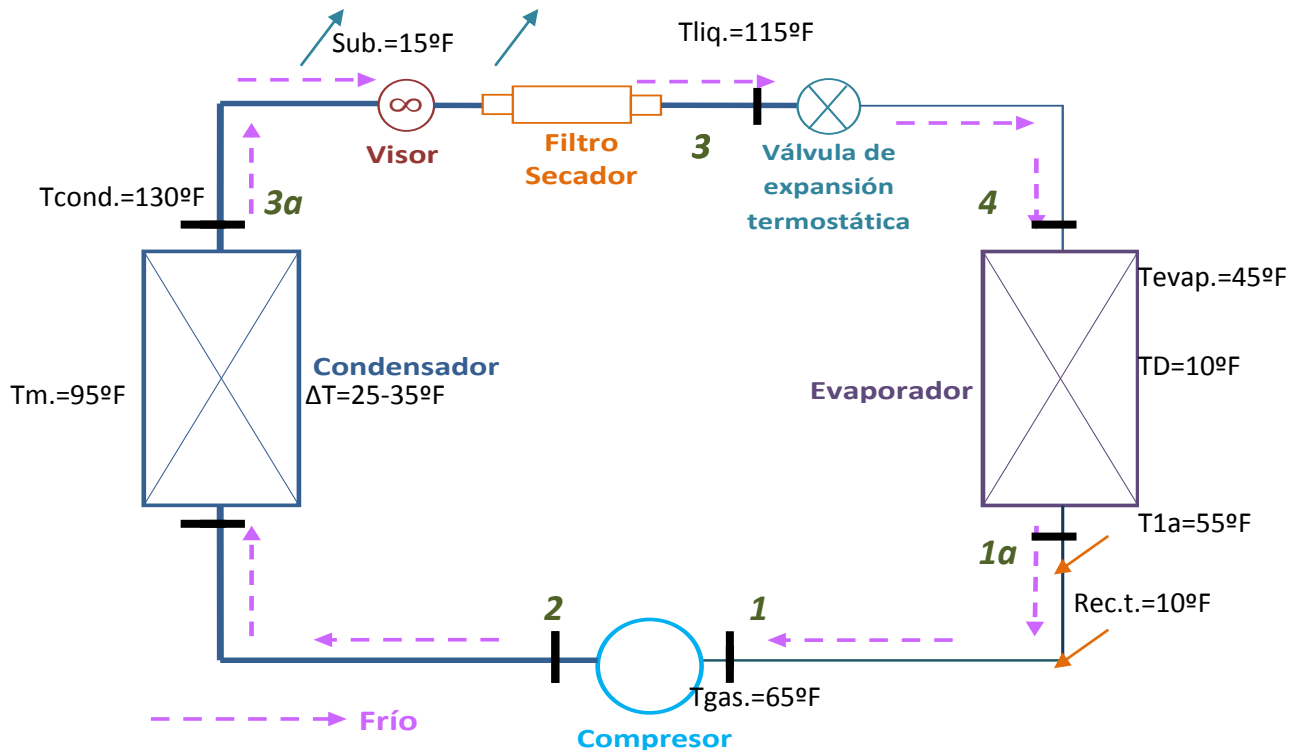


Figura 3.17 Esquema del circuito frigorífico de aire acondicionado, condiciones del fabricante.

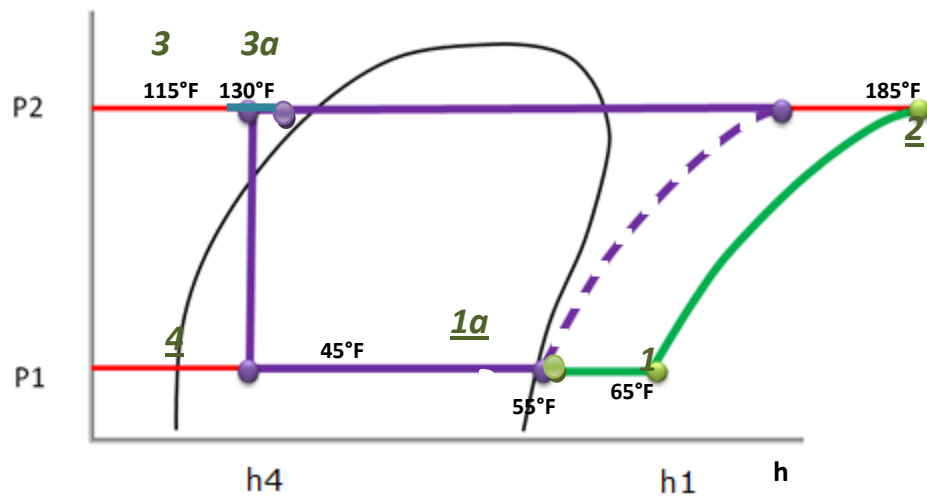


Figura 3.18 Esquema del ciclo frigorífico de aire acondicionado, condiciones dadas por el fabricante.

Donde:

ΔT : Diferencia de temperaturas entre la de condensación del refrigerante y la del exterior/ambiente, se recomienda para condensadores de aire acondicionado entre 25-35°F.

$$T_{cond} = T_m + \Delta T \quad (3.3)$$

Dt : Diferencia de temperaturas entre la del aire tratado en la manejadora y la de evaporación del refrigerante, se recomienda para evaporadores de aire acondicionado 10°F.

$$T_{evap} = T_R - DT \quad (3.2)$$

Entonces:

Recalentamiento en el evaporador:

$$Re\ c.e. = TD = 10^\circ F$$

Recalentamiento en la tubería de succión:

$$Re\ c.t. = T_{gas} - T_{1a}$$

$$Re\ c.t. = 65^\circ F - 55^\circ F$$

$$Re\ c.t. = 10^\circ F$$

Subenfriamiento:-

$$Sub. = T_{cond} - T_{liq.}$$

$$Sub. = 130^\circ F - 115^\circ F$$

$$Sub. = 15^\circ F$$

Temperatura de salida del evaporador:

$$T_{1a} = T_{evap} + TD.$$

$$T_{1a} = 45^\circ F + 10^\circ F$$

$$T_{1a} = 55^\circ F$$

3.6.1 Trazado del ciclo frigorífico real del sistema en condiciones de prueba.

Conociendo las temperaturas de evaporación y de condensación del sistema, procedemos a encontrar las temperaturas de dichos estados, en la tabla de propiedades de la línea de saturación, para el refrigerante R22(ver **Anexo 19**).

Líquido:

$$T_{evap} = 45^{\circ} F (7.22^{\circ} C)$$

$$p_{evap} = 90.761 psia (6.258 bar)$$

Vapor:

$$T_{cond} = 130^{\circ} F (54.44^{\circ} C)$$

$$p_{cond} = 311.582 psia (21.4825 bar)$$

$$h_{cond} = 115.87 btu / lb (líquido)$$

Debido al recalentamiento del refrigerante provocado en el evaporador (10°F), se produce un desplazamiento del punto de saturación del vapor hacia la derecha a la zona de vapor recalentado, hasta el punto 1a, este estado en el diagrama de Mollier (ver **Anexo 20**) tiene las siguientes propiedades:

$$T_{1a} = T_{evap} + 10^{\circ} F = 55^{\circ} F (12.778^{\circ} C)$$

$$p_{1a} = P_{evap} = 90.761 psia$$

$$h_{1a} = 177.07 btu / lb$$

$$s_{1a} = 0.4193 btu / lb^{\circ} R$$

El recalentamiento del refrigerante provocado en la línea de succión (10°F), se produce un desplazamiento del punto 1a, más hacia la zona de vapor recalentado, hasta el punto 1, este estado tiene las siguientes propiedades:

$$T_1 = 65^{\circ} F (18.33^{\circ} C)$$

$$p_1 = p_{evap} = 90.761 psia$$

$$h_1 = 178.88 btu / lb$$

$$s_1 = 0.4228 btu / lb^{\circ} R$$

En el punto de estado 1, se inicia la compresión del refrigerante, considerando que el proceso es isoentrópico y siguiendo la línea de entropía que corresponde a este punto, interceptamos con la línea de presión de condensación, determinando el punto 2 en estado de vapor sobrecalentado; en las siguientes condiciones:

$$T_2 = 185.20^{\circ} C \quad (85.11^{\circ} F)$$

$$p_2 = p_{cond} = 311.582 psia$$

$$h_2 = 192.98 KJ / Kg$$

$$s_2 = s_1 = 0.4228 btu / lb$$

Por causa del subenfriamiento del refrigerante provocado en la tubería de descarga (15°F), se produce un desplazamiento del punto de saturación del líquido hacia la izquierda a la zona de líquido subenfriado, hasta el punto 3, este estado tiene las siguientes propiedades:

$$\begin{aligned}T_3 &= T_{cond} = 15^\circ F = 115^\circ F (46.11^\circ C) \\p_3 &= P_{cond} = 311.582 \text{ psia} \\h_3 &= 110.80 \text{ btu} / \text{ lb} \\s_3 &= 0.2843 \text{ btu} / \text{ lb}^\circ R\end{aligned}$$

Inmediatamente después que el refrigerante ha alcanzado una condición de líquido subenfriado, éste es estrangulado al pasar a través de una válvula de expansión, en este punto la presión es obligada a descender a entalpía constante, hasta alcanzar la condición de mezcla líquido-vapor a la entrada del evaporador, esto nos da el punto 4, estado que tiene las siguientes propiedades:

$$\begin{aligned}T_4 &= T_{evap} = 45^\circ F \\p_4 &= P_{evap} = 90.761 \text{ psia} \\h_4 &= h_3 = 110.80 \text{ btu} / \text{ lb} \\x &= 0.25 (\text{líquido} = 75\%, \text{vapor} = 25\%)\end{aligned}$$

3.6.2 Cálculo de los principales parámetros del ciclo frigorífico real del sistema en condiciones de prueba.

*De la ec.(2.1), se determina el coeficiente de funcionamiento del ciclo de refrigeración de Carnot, se debe usar la temperaturas en $[^\circ K]$.

$$\begin{aligned}COP_{RC} &= \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1 \\COP_{RC} &= \frac{505^\circ K}{590^\circ K - 505^\circ K} > 1 \\COP_{RC} &= 5.941 > 1\end{aligned}$$

La relación de compresión del ciclo frigorífico, la podremos calcular mediante:

$$r = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} < 6 \tag{3.3}$$

$$r = \frac{311.582 \text{ psia}}{90.761 \text{ psia}}$$

$$r = 3.43$$

La ec. (2.3), nos permite determinar el trabajo de compresión:

$$W_c = h_2 - h_1$$

$$W_c = 192.98 \text{ btu/lb} - 178.88 \text{ btu/lb}$$

$$W_c = 14.1 \text{ btu/lb}$$

El calor total cedido por el refrigerante al medio condensante desde el condensador está dado por la ec.(2.4):

$$q_{cond} = h_2 - h_{cond}$$

$$q_{cond} = 192.98 \text{ btu/lb} - 115.87 \text{ btu/lb}$$

$$q_{cond} = 77.11 \text{ btu/lb}$$

Por razón de la ec. (2.5), el efecto refrigerante (ER) es igual a:

$$ER = h_{1a} - h_4$$

$$ER = 177.07 \text{ btu/lb} - 110.80 \text{ btu/lb}$$

$$ER = 66.27 \text{ btu/lb}$$

El flujo másico de la ecuación ec. (2.6) se puede calcular, de donde $Q_{tr} = 24000 \text{ Btu/h} = 25320 \text{ KJ/h} = 7.034 \text{ KW}$ (capacidad de enfriamiento total):

$$\dot{m} = \frac{Q_f}{ER}$$

$$\dot{m} = \frac{24000 \text{ Btu/h}}{66.27 \text{ Btu/lb}}$$

$$\dot{m} = 362.155 \text{ lb/h}$$

El coeficiente de funcionamiento del ciclo se obtiene mediante la ec. (2.7).

$$COP_R = \frac{ER}{W_c} > 1$$

$$COP_R = \frac{66.27 \text{ btu/lb}}{14.1 \text{ btu/lb}} > 1$$

$$COP_R = 4.7 > 1$$

La potencia teórica calculada del compresor está dada por la ec. (2.9) y es igual a:

$$P_{tc} = W_c * \dot{m}$$

$$P_{tc} = 14.1 \text{ Btu/lb} * 362.15 \text{ lb/h}$$

$$P_{tc} = 5106.315 \text{ Btu/h} = 1.496 \text{ KW}$$

La ec. (2.10), permite establecer el rendimiento del ciclo de enfriamiento:

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}}$$

$$\eta_R = \frac{4.7}{5.941}$$

$$\eta_R = 0.804 \rightarrow 80\%$$

*También calcularemos los parámetros de calentamiento que se obtienen del condensador, estos datos nos servirán de referencia para evaluar la capacidad de calefacción que entrega la bomba de calor reversible construida a partir de este equipo al momento en análisis.

La capacidad de calentamiento por parte del condensador o el evaporador en el caso sistema fuese una bomba de calor, se puede calcular con la ec. (2.12)

$$Q_C = q_{cond} * \dot{m}$$

$$P_{tc} = 170.94 \text{ KJ/kg} * 171.359 \text{ Kg/h}$$

$$P_{tc} = 29292.107 \text{ KJ/h} = 27765.031 \text{ Btu/h} = 8.137 \text{ KW}$$

La capacidad calorífica desarrollada por el sistema (condensador + disipado en el subenfriamiento), se puede calcular con la variación de la ec. (2.12)

$$Q_{CS} = (h_2 - h_3) * \dot{m}$$

$$P_{tcs} = (192.98 \text{ btu/h} - 110.80 \text{ btu/h}) * 362.137 \text{ lb/h}$$

$$P_{tcs} = 29760.435 \text{ Btu/h} = 8.722 \text{ KW}$$

De la ec. (2.2), se determina el coeficiente de funcionamiento del ciclo de calentamiento de Carnot, esta es una aproximación en el caso que el equipo funcione a ciclo invertido a las mismas condiciones, se debe usar las temperaturas en $[^{\circ} K]$.

$$COP_{CC} = \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1$$

$$COP_{CC} = \frac{590^{\circ} K}{590^{\circ} K - 505^{\circ} K} > 1$$

$$COP_{CC} = 6.94 > 1$$

El coeficiente de funcionamiento del ciclo de calentamiento se obtiene mediante la ec. (2.8).

$$COP_C = \frac{q_{cond}}{W_c} > 1$$

$$COP_C = \frac{77.11 \text{ btu/lb}}{14.1 \text{ btu/lb}} > 1$$

$$COP_C = 5.47 > 1$$

La ec. (2.11), permite establecer el rendimiento del ciclo de calentamiento:

$$\eta_c = \frac{COP_C}{COP_{CC}}$$

$$\eta_c = \frac{5.47}{6.94}$$

$$\eta_c = 0.79 \rightarrow 80\%$$

*Verificación del caculo del ciclo frigorífico real con el software Expert™, estos se muestran en la Fig. 3.19 y Tabla 3.2.

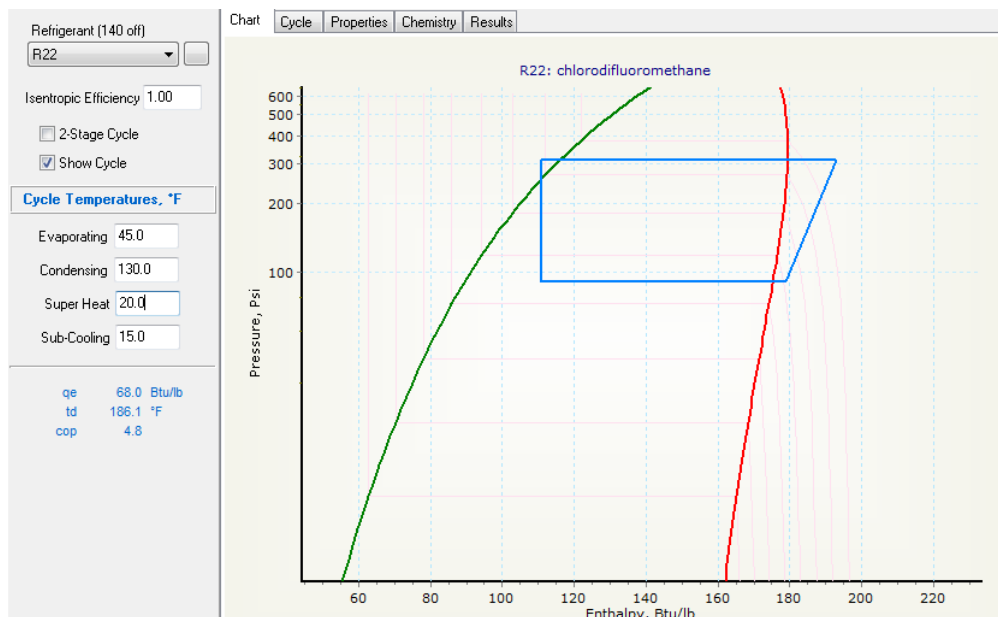


Figura 3.19 Diagrama p vs. h del ciclo frigorífico de aire acondicionado.

Tabla 3.2. PROPIEDADES DE LOS ESTADOS DEL CICLO FRIGORÍFICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

	t	p	h	s	v	x
	[°F]	[psi]	[btu/lb]	[btu/lb°R]	[ft ³ /lb]	[%]
1a	55.00	90.7614	177.07	0.4193	0.6227	
1	65.00	90.7614	178.88	0.4228	0.6409	
2	185.20	311.5819	192.98	0.4228	0.2079	
3	115.00	311.5819	110.80	0.2843	0.0145	
4	45.00	90.7614	110.80	0.2880	0.1588	24.7
1-2			14.10			
1-2s			14.10			

En el **Anexo 21**, se presenta el diagrama del ciclo frigorífico real del sistema de aire acondicionado para condiciones de prueba.

3.7 CAPACIDAD DEL EQUIPO SELECCIONADO EN CONDICIONES LOCALES.

La capacidad seleccionada del equipo, 24000Btu/h, están bajo condiciones estándar de la prueba ARI.

En este caso el equipo será instalado a condiciones que difieren con las de prueba usadas por el fabricante, para ello se debe considerar factores que disminuyen o aumentan la capacidad del equipo.

Algunos de los recomendados por los fabricantes de equipos son: de altura, de refrigerante, de diferencia de temperatura DT (evaporador), temperatura de evaporación, temperatura de condensación, temperatura ambiente, entre otros. Generalmente en los catálogos existen de diagramas en los que interviene estos factores, donde directamente se puede determinar la capacidad de funcionamiento para distintas condiciones.

3.7.1 Condiciones funcionamiento del equipo.

**Condiciones Climatológicas:* El lugar donde se ubicará el banco de pruebas de aire acondicionado será en Riobamba, en el Laboratorio de Energía, de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH.

Datos Climatológicos de Riobamba (promedio de valores extremos de los últimos 14 meses.)⁴:

- Temperatura máx. bulbo seco: 24.35 °C.
- Temperatura min. bulbo seco: 3.80 °C.
- *Temperatura promedio máx.: 21.241°C*
- Humedad máx. relativa: 95.5 %.
- Humedad min. relativa: 16.7 %.
- *Humedad promedio máx.: 64.18%*
- Temperatura máx.de rocío: 10.38°C.
- Temperatura min. de rocío: 5.92 °C.
- Radiación: solar difusa.
- Presión atmosférica: 10.62 psia=71.927kPa (altitud = 9180ft.s.n.m=2798m.s.n.m). [10]

**Diferencia de temperaturas, DT:* 20-22°F, para obtener una humedad del 50-55%.

**Refrigerante utilizado:* R22.

**Frecuencia:* 60Hz.

3.7.2 Factores de corrección de la capacidad de los equipos principales. [11]

3.7.2.1 Para unidades condensadoras y evaporadoras (manejadoras de aire):

Calcularemos las capacidades corregidas de funcionamiento para la unidad condensadora, la manejadora de aire de forma individual, para condiciones de funcionamiento en Riobamba. Usaremos para ello factores estándar que son recomendados para equipos frigoríficos.

Fta: Factor temperatura ambiente, las capacidades de la unidad condensadora fluctúa entre temperaturas ambiente de 90 a 95°F. La capacidad se reduce en un 6% por cada 10°F por encima de la temperatura ambiente del catalogo. Y, la capacidad aumenta en 6% por cada 10°F por debajo de la temperatura ambiente del catalogo.

⁴ Datos Climatológicos, de la Estación Agrometeorológica de la ESPOCH. Enero 2011-Marzo 2011.

Fh: Factor altura,(ver Tabla 3.3) un incremento en la altitud ocasiona un decremento del aire. En unidades en que los ventiladores tienen un acople directo al motor y por lo tanto entrega un caudal fijo de aire, una variación en la densidad del aire afecta su capacidad. En unidades con acoples por bandas una variación de la densidad del aire puede ser compensada por un cambio en la velocidad (RPM, alternando poleas con distintos diámetros).

Tabla 3.3. EFECTOS DE ALTITUD EN EQUIPOS ENFRIADOS POR AIRE. [11]

Altitude Feet Above Sea Level	Absolute Pressure		Standard Air Density At 70°F. lbs./Cu.Ft.	Air Dens. Ratio	Capacity Multipliers	
	In. Hg.	PSIA			Direct Drive Fans	
					Refrig. Evap.	Air Cooled Cond. Unit
6,000	23.98	11.78	.0600	0.80	0.82	0.960
7,000	23.09	11.34	.0578	0.77	0.79	0.955
8,000	22.22	10.92	.0556	0.74	0.76	0.946
9,000	21.38	10.50	.0535	0.71	0.73	0.939
10,000	20.58	10.11	.0515	0.69	0.71	0.93
12,000	19.03	9.35	.0477	0.64	0.66	0.91
14,000	17.57	8.63	.0439	0.59	0.61	0.88

Fts: Factor temperatura de succión, se debe tener cuidado en la selección de la unidad evaporadora especialmente en los modelos de congelación. No existe un criterio estándar en los fabricantes.

Ff: Factor frecuencia, cuando se utilicen equipos que están diseñados para una frecuencia de 60Hz. y estos estén funcionando a 50Hz. Se recomienda tomar en cuenta los siguientes factores;

- a.- Unidad Evaporadora: Capacidad*0.92.
- b.-Unidad condensadora: Capacidad*0.85.
- c.- Sistema frigorífico (unidad evaporadora y condensadora): Capacidad*0.88.

$$Q_{f\text{corregido.}} = Q_{tf} * F_{ta} * F_h * F_{ts} * F_f \quad (3.4)$$

Selección de factores:

F_{ta}= 14.86% para la u. condensadora, a temperatura del catalogo de 95°F y ambiente de 21.24°C (70.232°F)

F_h=0.7264 para la u. evaporadora y 0.93738 para u. condensadora, para 9180ft.s.n.m =2798m.s.n.m.

F_{ts}=1 para u. evaporadoras porque la aplicación del equipo coincide con la del catalogo, para un T_{ss}=45°C.

Ff=1, para 60Hz.

Entonces la capacidad de enfriamiento corregida de la manejadora de aire es ($Q_{f.ma.corregido}$):

$$Q_{f.ma.corregido} = \frac{24000Btu}{h} * 1 * 0.7264 * 1$$

$$Q_{f.ma.corregido} = 17433.6Btu/h$$

Y la capacidad de disipación de calor corregida de la unidad condensadora de aire es ($Q_{f.uc.corregido}$):

$$Q_{f.uc.corregido} = \left(\frac{24000Btu}{h} + \left(\frac{24000Btu}{h} * 0.1486 \right) \right) * 0.93738 * 1 * 1$$

$$Q_{f.uc.corregido} = 25840.19Btu/h$$

3.7.3 Corrección de la capacidad de enfriamiento del sistema.

Calcularemos la capacidad de enfriamiento total corregida del sistema (Unidad interna-externa), para las condiciones de funcionamiento en Riobamba. Interpolando datos de de la **Tabla 3.4**, encontramos capacidades del sistema para Tbs=77°F y Tbh=63°F, del aire tratado por la manejadora, siendo estas condiciones de confort. con la finalidad de marcar una referencia de la capacidad a corregir. Ver **Fig. 3.20**

Tabla 3.4. CAPACIDADES INTERPOLADAS DEL SISTEMA.

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO					
Evaporador Coil		Temperatura de aire entrando al condensador °F			
		70.234	85	95	105
CFM	Tbs °F (55%)	63	63	63	63
	Tbh °F	T	T	T	T
800	70	24.88128	23.9	22.9	22
800	73	24.88128	23.7	22.9	22
800	77	24.88128	23.7	22.9	22
800	81	24.88128	23.7	22.9	22
800	84	26.18128	25	24.2	23.2
800	88	26.82894	25.5	24.6	23.7

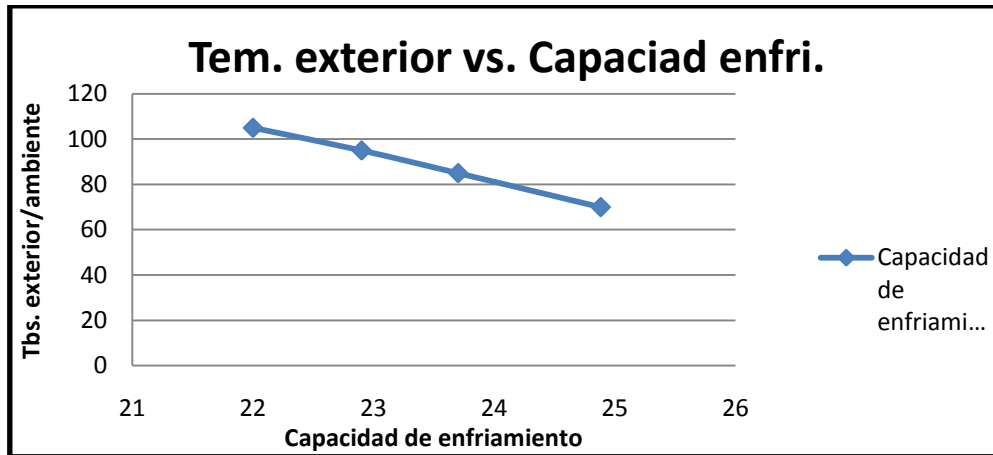


Figura 3.20 Tendencia de la capacidad de enfriamiento del sistema.

Corrección de la capacidad por efectos de altitud:

$$Q_{fsist.correg.} = Q_{t.f.i} * F_h \quad (3.5)$$

donde:

$Q_{t.f.i}$ = capacidad de enfriamiento interpolada.

$Q_{fsist.correg.}$ = capacidad de enfriamiento del sistema corregido.

Selección de factor de altura:

$F_h = 0.7264$ para la u. evaporadora/manejadora, para 9180ft.s.n.m=2798m.s.n.m.

Entonces la capacidad de enfriamiento total corregida del sistema para condiciones locales es:

$$Q_{fsist.correg.} = 24881 \text{ Btu/h} * 0.7264$$

$$Q_{fsist.correg.} = 18073.6 \text{ Btu/h}$$

3.7.4 Corrección de la capacidad de calentamiento del sistema.

Se calculará la capacidad de calentamiento total corregida del sistema (Unidad interna-externa), para las condiciones de funcionamiento en Riobamba.

Corrección de la capacidad por efectos de calor de rechazo del compresor:

$$Q_{C.sist.correg.} = Q_{fsist.correg.} * F_{cr} \quad (3.6)$$

donde:

$Q_{C.sist.correg.}$ = capacidad de calentamiento del sistema corregido.

F cr= Factor de calor de rechazo del compresor scroll.

Selección de factor de calor de rechazo:

Fcr= 1.28 para compresores scroll y para condiciones de prueba del equipo seleccionado. ver Tabla 3.5.

Tabla 3.5. FACTOR DE CALOR DE RECHAZO PARA COMPRESOR SCROLL. [12]

Temp. De Evaporación (°C)	Temperatura de condensación Temperatura de condensação (°C)						
	32	35	38	40	45	50	60
-40	1,66	1,70	1,73	1,76	1,86	*	*
-30	1,51	1,53	1,55	1,57	1,62	*	*
-25	1,44	1,46	1,48	1,50	1,54	1,60	*
-20	1,38	1,40	1,42	1,44	1,48	1,54	1,68
-15	1,33	1,35	1,37	1,39	1,43	1,47	1,59
-10	1,29	1,31	1,32	1,34	1,38	1,42	1,53
-5	1,25	1,27	1,28	1,30	1,33	1,37	1,47
0	1,21	1,23	1,24	1,25	1,28	1,32	1,41
5	1,18	1,20	1,21	1,22	1,25	1,28	1,35
10	1,14	1,16	1,17	1,18	1,21	1,24	1,29

Entonces la capacidad de calentamiento total corregida del sistema para condiciones locales es:

$$Q_{fsist.correg.} = 18073.6Btu/h * 1.28$$

$$Q_{fsist.correg.} = 23134.21Btu/h$$

3.8 DISEÑO DE DUCTOS.

El paso de aire a través de ductos en los sistemas de calefacción, ventilación o acondicionamiento de aire, en general se efectúa bajo las condiciones llamadas *flujo estacionario* o *flujo permanente*. Flujo estacionario quiere decir que el flujo del fluido en cualquier punto en una sección de tubo o ducto que hay en cualquier otro punto en el mismo tubo, independientemente de la forma o sección transversal del mismo. Esto es, *pasa la misma cantidad de fluido a través de cada sección del tubo o ducto en un momento dado.* [13]

En las instalaciones de acondicionamiento de aire de cierta importancia, la distribución del aire por el interior del local o locales se efectúa transportando el aire, desde el equipo acondicionador hasta las

bocas de salida, mediante conductos de sección rectangular, circular u oval, dependiendo su elección de la arquitectura del recinto, de las condiciones presupuestarias o de lo que más convenga.

En toda instalación de aire con distribución por conductos, es necesario mantener las ulteriores observaciones:

- Uniformidad en las velocidades de salida del aire por las bocas, registros, rejillas o difusores.
- Bajo nivel sonoro. podemos distinguir los ruidos propios de la instalación a causa de los elementos en movimiento (unidades de tratamiento, ventiladores, flujo de aire en conductos y difusores, etc).
- Evitar los cambios bruscos de dirección y de velocidad.
- La regulación por medio de registros o persianas debe hacerse cuidadosamente. Estos accesorios introducen resistencias al paso del aire, motivando su pérdida de carga suplementaria que el ventilador se ve obligado a vencer con el consiguiente aumento de energía.

3.8.1 Dimensionamiento del ducto principal.

Tomando en cuenta que la capacidad del ventilador centrífugo del serpentín evaporador es de 800CFM.

Transformando unidades, queda:

$$Q = 800 \text{ CFM} = 800 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} * \frac{(0.3048\text{m})^3}{1 \text{ pie}^3} * \frac{1\text{min}}{60\text{s}} = 0,3776 \text{ m}^3/\text{s}$$

Realizaremos el diseño de ductos para velocidades recomendadas en viviendas, iglesias y oficinas, tomada de la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 VELOCIDADES DE AIRE MÁX. RECOMENDADAS PARA DISEÑO DE DUCTOS. [14]

Aplicación	Velocidad máxima del aire en conductos (m/s)
Mansiones, salones regios	2.5 a 3
Viviendas, iglesias, oficinas	2.5 a 4
Dormitorios de hotel	2.5 a 4
Teatros	4
Cines	5
Grandes almacenes	6 a 10

Mediante la ec. (2.20) calculamos el área de los ductos:

$$S = \frac{Q}{v}$$
$$S = \frac{0,3776 \text{ m}^3/\text{s}}{3.1 \text{ m}/\text{s}}$$
$$S = 0,1218 \text{ m}^2$$
$$S = 0,1218 \text{ m}^2 * \frac{1150 \text{ in}^2}{1 \text{ m}^2}$$
$$S = 140,08 \text{ in}^2$$

El valor óptimo de la relación entre lados r es 1:1, pero para nuestro caso en particular tomamos una relación 1:1,4.

La relación entre lados viene dada por:

$$r = \frac{a \text{ (lado largo)}}{b \text{ (lado corto)}} \quad (3.7)$$

$$1.4 = \frac{a \text{ (lado largo)}}{b \text{ (lado corto)}}$$

$$\text{lado largo} = 14 \text{ in}$$

$$\text{lado corto: } 10 \text{ in}$$

El perímetro para ductos de sección rectangular viene dado por:

$$P = 2 * (a + b)m \quad (3.8)$$
$$P = 2 * (14 + 10)\text{in} * \frac{0,0254 \text{ m}}{1\text{in}}$$
$$P = 1,2192 \text{ m}$$

3.8.1.1 Caída de presión en el ducto principal.

Las dimensiones del ducto son de $14\text{in} \times 10\text{in}$, el ventilador suministra un caudal de 800 CFM y la longitud del ducto principales de 3m . Entonces se determinará la caída de presión en dicho ducto.

Lo primero que se hace es determinar el diámetro del ducto equivalente correspondiente al rectangular de $10\text{in} \times 14 \text{ in}$ en la Fig.3.21.

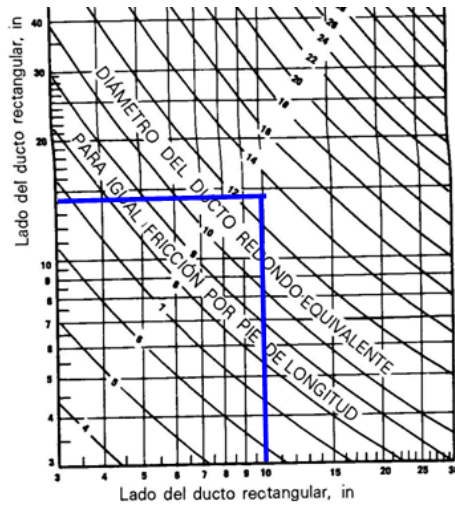


Figura 3.21 Diámetros de ductos redondos equivalentes [15]

El diámetro equivalente del ducto rectangular es **13 in.**

Con este valor y los **800 CFM** que proporciona el ventilador se halla la caída de presión en la Fig.3.22.

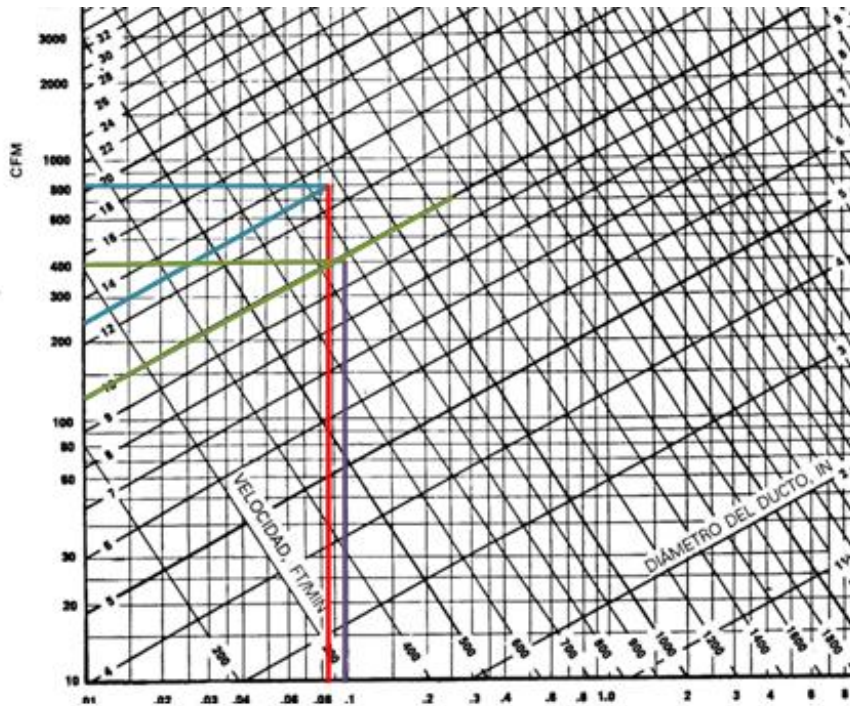


Figura 3.22 Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos redondos de lámina galvanizada. [16]

La caída de presión leída de la **Fig. 3.22** es de: 0.08 in.c.a /100ft.

La longitud del ducto principal es: 2.40m(3.87ft), entonces la caída de presión es de : 0.0063in.c.a (0.2mm.c.a) .

3.8.2 Caída de presión en la transición.

La caída de presión en este tipo de elementos se determina a través de la ecuación siguiente:

$$H_f = C \times H_V \quad (3.9)$$

$$H_f = C \times \left(\frac{V}{4005} \right)^2$$

Lo primero que debemos hacer es calcular la velocidad a la cual está el aire en esta sección (240mm*280mm):

$$v = \frac{Q}{S}$$
$$v = \frac{0,3776 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0672 \text{ m}^2}$$
$$v = 5,61 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{3,28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$
$$v = 0,30668 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Con la relación de áreas y el ángulo de la transición escogemos el factor C:

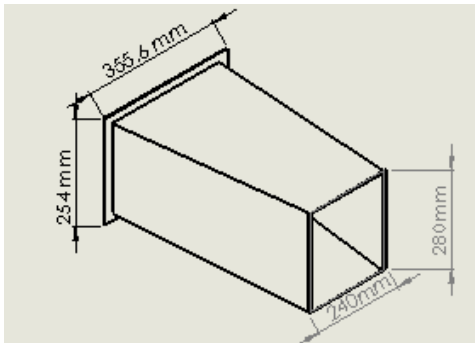


Figura 3.23 Transición manejadora de aire-ducto principal.

Entonces la relación de áreas:

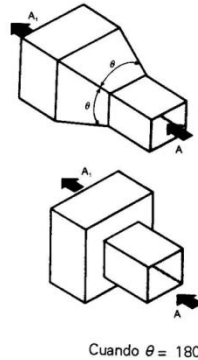
$$A_1/A = \frac{90332,4 \text{ mm}}{67200 \text{ mm}}$$

$$A_1/A = 1,34$$

El ángulo que la transición posee es de 90°.

Con el valor más cercano de la relación de áreas que es 2 y el ángulo de 90° escogemos en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 COEFICIENTE DE CAÍDA DE PRESIÓN C, EN TRANSICIONES. [17]



A ₁ /A	Coeficiente C (ver nota 1)							
	θ							
	16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
2	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.32	0.33	0.30
4	0.36	0.43	0.50	0.56	0.59	0.63	0.63	0.63
6	0.42	0.47	0.58	0.68	0.72	0.76	0.76	0.75
≥10	0.42	0.49	0.59	0.70	0.80	0.87	0.85	0.86

Nota: A = área, corriente de aire que entra, A₁ = área, corriente de aire que sale

Finalmente con estos parámetros se determina la caída de presión:

$$H_f = C \times \left(\frac{v}{4005} \right)^2 \quad (3.10)$$

$$H_f = 0,32 \times \left(\frac{0,30668 \frac{ft}{min}}{4005} \right)^2$$

$$H_f = 1,87 \times 10^{-3}$$

3.8.3 Dimensionamiento del ducto flexible de derivación.

Se pretende colocar un ducto de derivación flexible con un difusor en su extremo y una rejilla de mando en el ducto principal por ello se dividirá el caudal que brinda el ventilador en dos partes iguales, es decir, para el ducto flexible se tendrán **400 CFM (0.168m³/s)** para una velocidad de **3,5 m/s** (Tabla 3.4).

Con la misma ecuación de continuidad se hallará la sección de la manga:

$$S = \frac{Q}{v}$$

$$S = \frac{0,168 \frac{m^3}{s}}{3,5 \frac{m}{s}}$$

$$S = 0,048 \text{ m}^2 * \frac{1550 \text{ in}^2}{1\text{m}^2}$$

$$S = 74.4 \text{ in}^2$$

|

$$74.4 \text{ in}^2 = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$d = 9.733 \text{ in}$$

Entonces: Seleccionamos un ducto flexible de 10in.

3.8.3.1 Caída de presión en el ducto flexible.

El diámetro del ducto es **10 in** y un caudal de **400 CFM** y la longitud del ducto flexible es 1.5 m. Entonces se determinará la caída de presión en ducto circular de lámina galvanizada en la Fig.3.22 y esta la corregiremos por el factor Km para ductos circulares flexibles.

$$H_f / 100 \text{ ft} = 0,1 \text{ in de agua}$$

$$H_f = \frac{0,1 \text{ in agua}}{100 \text{ ft}} * 1,5\text{m} * \frac{3,28 \text{ ft}}{1\text{m}} = 0,00492 \text{ in agua}$$

Con el porcentaje de disminución de longitud de 22.5% aproximadamente, determinamos el factor Km de la Fig. 3.24.

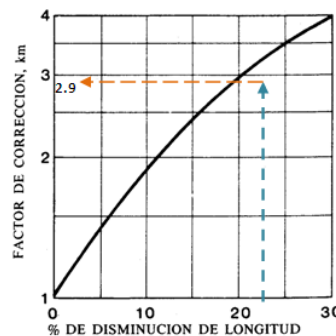


Figura 3.24 Factor de corrección para ductos flexibles. [18]

Finalmente con estos parámetros se determina la caída de presión:

$$H_f = H_f * Km$$

$$H_f = 0,00492 \text{ in agua} * 2.9$$

(3.11)

$$H_f = 0.0143 \text{ in agua}$$

3.8.4 Selección de la rejilla de mando para el ducto principal.

Se selecciona una rejilla correspondiente a un caudal de 400 CFM en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 SELECCIÓN RÁPIDA DE REJILLAS. [19]

REJILLAS DE IMPULSION					REJILLAS DE RETORNO			
Caudal aire m ³ /h	Dimensiones nominales	Δp m/m c.d.a.	Alcance m	dB (A)	Caudal aire m ³ /h	Dimensiones nominales	Δp m/m c.d.a.	dB (A)
200	200 X 100	1,5	4,8	18	200	250 X 100	2,2	27
250	250 X 100	1,5	5,6	20	250	300 X 100 200 X 150	2,2	31
300	300 X 100 200 X 150	1,4	6,4	21	300	350 X 100	2,2	31
350	350 X 100	1,3	6,8	23	350	400 X 100 250 X 150	2,2	31
400	400 X 100 250 X 150	1,3	7,2	25	400	450 X 100 300 X 150	2,2	32
450	450 X 100 300 X 150	1,2	7,6	25	500	600 X 100 400 X 150 300 X 200	1,7	32
500	500 X 100 350 X 150 250 X 200	1,1	7,6	24	600	700 X 100 450 X 150 350 X 200	2	32
550	500 X 100 350 X 150 250 X 200	1,3	8	27	700	500 X 150 400 X 200 300 X 250	2	35

*Se selecciona una rejilla de mando o impulsión de 250mm x 150 mm equivalente a **10 in x 6 in**, la cual se muestra en la Fig.3.25.



Figura 3.25 Rejilla DV- aluminio PDV - plástico.

3.8.5 Selección del difusor para el ducto flexible

Con la velocidad de 3,1 m/s y un caudal de 400 CFM o 504 m³/h seleccionamos en la Fig.3.26 el difusor cuadrado correspondiente:

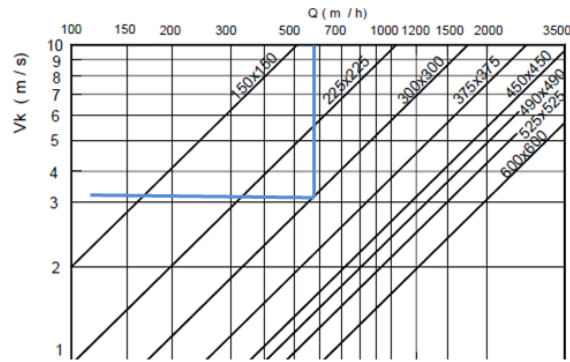


Figura 3.26 Selección de difusores cuadrados. [20]

*Se selecciona un difusor de 270mm x 270 mm equivalente a 10in x 10 in, el cual se muestra en la Fig.3.27.



Figura 3.27 Difusor de aluminio A, 3V S/C 10"x10" VR.

Finalmente se muestra el diseño final de los ductos y su ubicación:

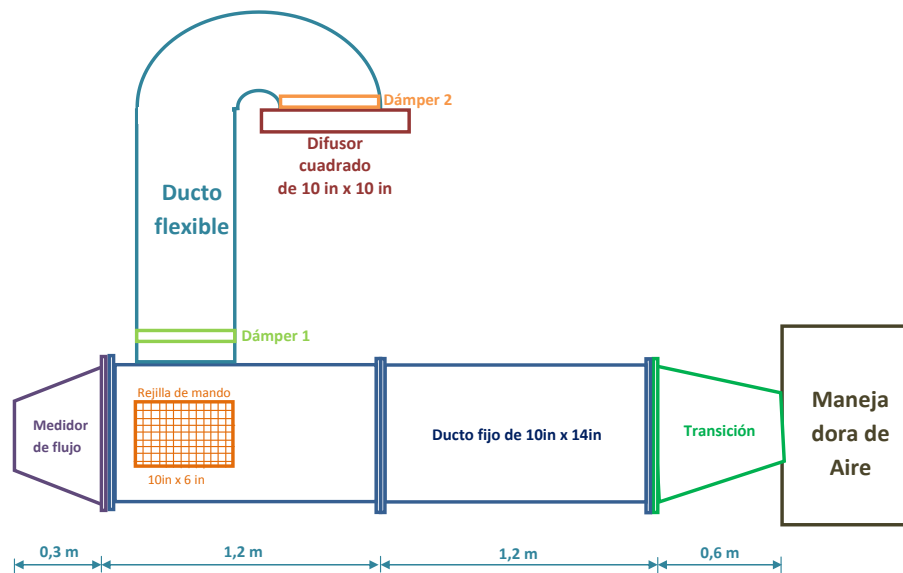


Figura 3.28 Esquema del sistema de ductos.

CAPÍTULO IV

4. MODIFICACIÓN DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO, INSTALACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA.

4.1 GENERALIDADES.

El equipo principal consta de dos unidades una interior y otra exterior. En la unidad exterior (condensadora en verano y evaporadora en invierno, bomba de calor) básicamente se alojan los siguientes componentes: Compresor, serpentín de condensación, ventilador axial, elemento de expansión, válvula de 4 vías, condensadores electrolíticos, dos válvulas de servicio, regleta para la interconexión eléctrica. En la unidad exterior (evaporadora en verano y condensadora en invierno, manejadora de aire) se alojan los siguientes componentes: serpentín de evaporación, filtro de aire, ventilador centrífugo, regleta para conexión eléctrica, termostato electrónico.

La modificación del circuito frigorífico a bomba de calor reversible, se basó en el diagrama de la Fig. 3.4, donde mayor importancia es la válvula reversible de 4 vías, y la configuración del circuito en paralelo de la válvula check y el elemento de expansión, especialmente.

El procedimiento a seguir para el montaje del equipo es:

- a) Planificación de la instalación y ubicación de la unidad interior, exterior y ductos.
- b) Interconexión frigorífica entre las dos unidades.
- c) Interconexión eléctrica entre las dos unidades
- d) Barrido, Vacío y comprobación de fugas.
- e) Carga de refrigerante y ajustes.
- f) Pruebas de funcionamiento del sistema.

4.2 MODIFICACIÓN DEL CICLO FRIGORÍFICO A BOMBA DE CALOR REVERSIBLE.

Válvula de 4 vías: [1]

La principal recomendación para la instalación de este elemento es que se ubique siempre horizontal. Para la instalación de este elemento con conexión de junta para soldadura debe ser envuelta en paños húmedos para no dañar las partes internas de la misma. Para la interconexión de la válvula de 4 vías con el compresor, serpentín condensador y la válvula de servicio de alta, se lo debe realizar como indica la Fig. 4.1

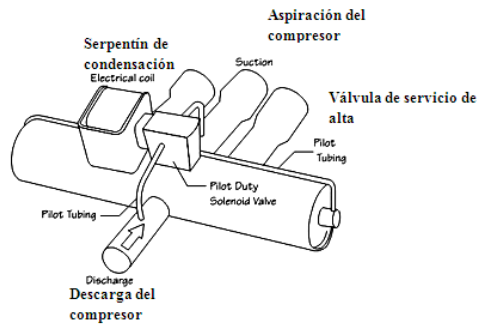


Figura 4.1 Interconexión de la válvula de 4vías con elementos.



Figura 4.2 Detalles de la ubicación de la válvula de 4 Vías.

Elementos de expansión y válvulas de retención o check: [2].

Para la interconexión con el compresor, serpentín condensador y la válvula de servicio de alta, se lo debe realizar como indica la Fig. 4.2

1.-La válvula de expansión se monta en la tubería de líquido delante del evaporador, y su bulbo se sujeta a la tubería de aspiración lo más cerca posible al evaporador.



Figura 4.3 Detalles de la ubicación de los elementos de expansión.

2.-La mejor posición de montaje del bulbo es en una tubería horizontal en una posición que corresponde a las agujas del reloj marcando entre la una y las cuatro. La ubicación depende del diámetro exterior de la tubería. El bulbo no deberá montarse nunca en la parte baja de una tubería de aspiración, ni tampoco en un colector de aspiración o en una tubería vertical después de una trampa de aceite. (ver Fig. 4.4) [3].

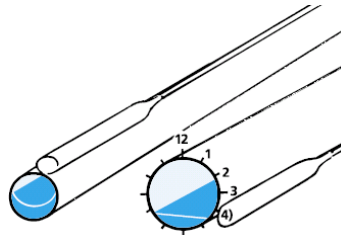


Figura 4.4 Instalación del bulbo.

3.-Debe montarse lo más cerca posible de los evaporadores, pues de lo contrario, cuanto más lejos se monte, hay que compensar la pérdida de rendimiento. Por ello se optó por aislar la tubería desde la salida de la válvula hasta el evaporador [4].

4.-Las válvulas check se deben instalar respetando el sentido de flujo de fluido, el cual viene marcado en dichas válvulas. Para la instalación de una válvula de retención con conexión de junta para soldadura debe ser envuelta en paños húmedos para no dañar las partes internas de la misma.

Compresor:

1.- Está ubicado debidamente asegurado en la misma bancada de la batería de condensación de la unidad exterior. Se utilizó unos anclajes de goma para reducir la vibración.

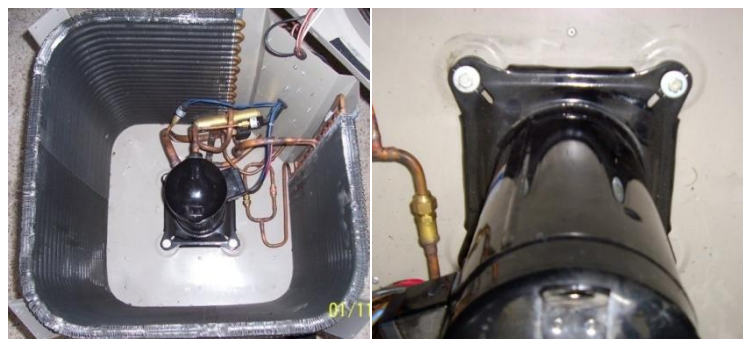


Figura 4.5 Detalles de la ubicación del compresor scroll.

Swich de alta y baja presión:

El swich de alta presión y el de baja presión se instalan a la salida y entrada del compresor respectivamente a aprox. 10cm.

Para la interconexión entre la tubería y el swich se utiliza 12cm de tubería de 1/4", en un extremo se coloca un acople mecánico que unirá al elemento y el otro extremo será soldado.

Para la instalación se recomienda que el swich este a 90° con la superficie de la tubería donde se realizó la soldadura (acople).



Figura 4.6 Detalles de la ubicación de swich de presión, alta y baja.

4.3 PLANIFICACIÓN DE INSTALACIÓN Y UBICACIÓN DE LA UNIDAD INTERIOR EXTERIOR Y ELEMENTOS ADICIONALES.

La distribución de los equipos se pueden apreciar en: láminas N° 1 y N° 2. Se tomaron en cuenta las siguientes recomendaciones para cada uno de los equipos y elementos:

Unidad interior: Manejadora de aire.

- 1.-Primeramente se verificó que el Laboratorio de Termodinámica cuente con suministro de 220V, voltaje al cual el equipo funcionará.
- 2.-La ubicación de la unidad se la realizó en base a la disponibilidad de un desagüe cercano para evacuar los condensados y la facilidad de manipulación de las partes del equipo.
- 3.- El lugar donde fue ubicada la unidad es resistente a una altura de 1.20m, siendo esta una estructura equilibrada de perfil pesado para evitar vibraciones excesivas y accidentales caídas, dejando los espacios mínimos (más de 5cm en todas las direcciones). [5]

- 4.-La distancia entre unidades no sobrepasa los 5m⁵, para evitar caídas de presión elevadas.
- 5.-La superficie interna de la manejadora está cubierta por una lámina de aislante acústico de 1cm.

6.-Precauciones consideradas:

- *Está instalado alejado de fuentes de calor o vapor.
- *Las entradas y salidas de aire están provistos de buena circulación del aire.



Figura 4.7 Detalles de la manejadora de aire.

Unidad exterior: Unidad Condensadora (Bomba de Calor).

1.-La unidad se ubicó a unos 4m del piso al exterior del laboratorio, dejando los espacios mínimos (más de 10cm en todas las direcciones) recomendados para una buena circulación de aire [6], y optando por una fácil evacuación de condensados, para cuando el equipo funcione como bomba de calor.

2.-Se construyó un soporte de perfil pesado lo suficientemente resistente, asegurado en la pared con pernos.

3.-Precaucion considerada:

- *El calor emitido por la unidad no afecta a ningún animal, planta o proceso.



Figura 4.8 Detalles de la ubicación de la unidad condensadora.

⁵ Recomendación Técnicos de Megafrió SA.

Filtros deshidratadores y visor de humedad: [7]

El filtro secador se coloca normalmente en la línea de líquido, donde su función principal consiste en proteger la válvula de expansión. También se puede instalar un filtro secador en la tubería de aspiración para proteger el compresor contra suciedad y secar el refrigerante, el flujo o caudal debe ir en el sentido de la flecha que aparece en su etiqueta. Se debe considerar si la tubería soportará el peso del filtro secador y tolerará la vibración. Si no es así, el filtro secador deberá instalarse mediante una abrazadera u otro método similar, y asegurarse a una parte rígida del sistema. Se debe instalar un visor después del filtro secador el mismo que indicará el cambio del filtro. Si se desea una indicación precisa tanto del contenido total de humedad en el sistema de refrigeración, como del estado del refrigerante por delante de la válvula de expansión, se deberá instalar un visor de líquido a ambos lados del filtro secador.



Figura 4.9 Detalles de la ubicación del filtro deshidratador y visor de humedad.

Válvulas de servicio y óbus:

Se instaló una válvula óbus a la salida del evaporador (en ciclo frío) y otra a la entrada del compresor. La válvula de servicio de 3/8 se instaló luego de la restricción para calor (Shiglor), la de 5/8 se encuentra a una toma inferior de la válvula de 4 vías.



Figura 4.10 Detalles de la ubicación de la válvula de servicio y óbus.

Sifones: [8]

A la salida del evaporador (en referencia al ciclo de frío) se colocó un sifón y a 1m aprox. en la misma línea se ubicó dos sifones en serie, en ambos casos con conexiones soldables.



Figura 4.11 Detalles de la ubicación de Sifones.

Válvulas de paso:

Para garantizar una buena instalación de estas válvulas se deben instalar respetando el sentido de flujo de fluido, que viene marcado en las mismas, aunque hay que tomar en cuenta que en nuestro sistema habrá flujo en ambos sentidos dependiendo del ciclo.



Figura 4.12 Detalles de la ubicación de la válvulas de paso.

Juego de manómetros:

Los manómetros de alta (manguera roja) y de baja (manguera azul) se conectaron en la válvulas de servicio respectivas que están ubicadas en la unidad exterior y la toma que usa una manguera color amarillo es útil para cargar refrigerante.

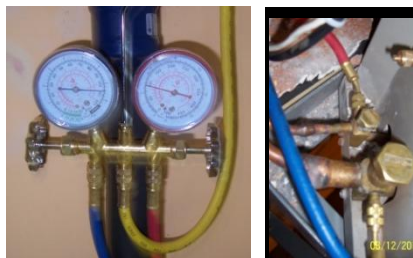


Figura 4.13 Detalles de la ubicación de juego de manómetros.

Ductos rígido y flexible:

El ducto rígido está elaborado de Planchas de Tool, ASTM A653 espesor = 0,9mm, se utilizaron remaches para su unión y aseguramiento. También cabe indicar que está aislado con fibra de vidrio y en su extremo se colocó una rejilla de mando.

Al sistema además se le acopló un ducto flexible que se lo puede aislar con un dámper ubicado en la transición con el ducto flexible, al extremo superior del ducto se colocó un difusor.



Figura 4.14 Detalles de la ubicación de ductos rígidos y flexibles



Figura 4.15 Detalles del acople del ducto flexible al principal.

4.4 INTERCONEXIÓN FRIGORÍFICA ENTRE LAS DOS UNIDADES. [9]

Cabe indicar que en el sistema se uso tubería de diámetro para la succión de 5/8" y para la descarga de 3/8".

Unión de tuberías abocardadas.

Las conexiones abocardadas ó abocinadas se utilizan en las conexiones entre tubería de cobre blando y componentes de latón.

Trabajando con cobre viejo que puede volverse duro y quebradizo, se hace necesario templar el extremo calentándolo hasta el rojo sombra y sumergiéndolo rápidamente en agua, con lo que previene que el extremo del tubo se abra durante la operación. Es importante la aplicación poster de calor suave, para evaporar la humedad que pudiese permanecer en el extremo del tubo.

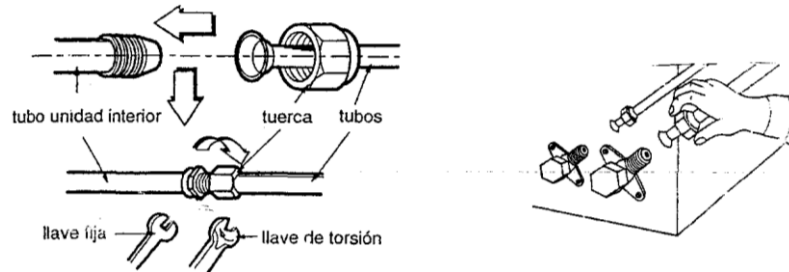


Fig. 4.16 Proceso de unión de tubería abocardada.

El procedimiento adecuado para abocardar la tubería de cobre es el siguiente:

1. Cortar el trozo de tubo necesario que nos asegure poder realizar la unión a la distancia prevista a través de un cortador de tubos, y a ser posible no utilizar una sierra de metales.
2. Eliminar las irregularidades interiores y exteriores con un escariador, evitando la entrada de viruta en el interior del mismo.
3. Introducir la tuerca de conexión a la tubería antes de proceder al abocardado.
4. Sujetar la tubería con la pinza del abocardador hasta que el tubo sobresalga unos milímetros de la herramienta.

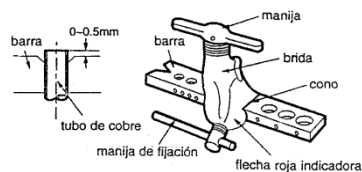


Fig.4.17 Prensa de expansión.

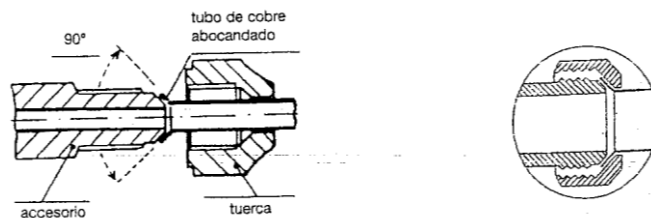


Fig. 4.18 Detalle de una unión de tubería abocardada.

Sea cual sea el diámetro de la tubería, siempre nos debemos asegurar antes de finalizar operación, que la bocina efectuada cubra perfectamente las paredes interiores de la tuerca de unión y que no existen rugosidades ni defectos en el abocardado.

Unión de tuberías fijas con soldadura.

La soldadura consiste en unir sólidamente dos piezas metálicas o dos partes de una misma pieza, elevando la temperatura de las superficies a soldar y poniéndolas en contacto íntimo, con aportación de una sustancia semejante o no a los materiales a soldar.



Fig. 4.19 Soldadura oxiacetilénica.

Para aplicaciones de refrigeración se utiliza la soldadura fuerte. Esta se realiza con aleación de cobre y sus aleaciones con estaño, níquel, plata, cinc ó fosforo, pero a una temperatura que en refrigeración oscila entre los 600 y 750°C (menor a 350°C para soldadura blanda) dependiendo del tipo de varilla utilizado. La aleación se calienta hasta su temperatura de fusión a la cual fluye y se aparece por acción de capilaridad entre las superficies metálicas calientes que se van a unir.

Corte, limpieza y ajuste correctos entre uniones.

- 1.-El corte de los tubos se debe realizar como se ha indicado anteriormente, con un cortatubos adecuado según su diámetro y no es aconsejable cortarlos con sierra debido a los residuos de limaduras que se forman, ya que al circular con el refrigerante podrían perjudicar el funcionamiento de la instalación en algún punto.
- 2.-Las superficies exterior e interior de los tubos en contacto, deben estar perfectamente limpias, desengrasadas y sin óxido inmediatamente antes de soldar, ya que si se deja pasar un tiempo se corre el riesgo que se vuelvan a oxidar.

3.-Al efectuar el ajuste de los tubos debe cuidarse que el extremo del tubo "macho", debe limpiarse en longitud algo mayor que la que se introduce en el tubo "hembra". En algunas ocasiones y debido a los residuos de soldadura ya existentes en los tubos, será preciso un calentamiento previo antes de encajar a fondo los tubos a soldar.

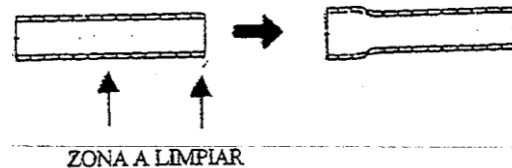


Fig. 4.20 Limpieza del extremo de tubo "macho".

La tolerancia habitual entre tubos o accesorios es de 0.04mm. Si el ajuste es más hermético, el material fundente no fluye por capilaridad. Si el ajuste es muy holgado, el flujo no será capilar y se formaran burbujas con el peligro de taponar el paso de material fundente.

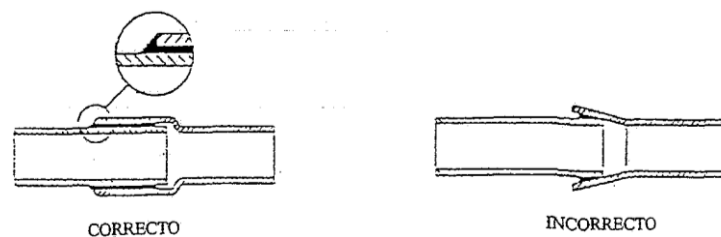


Fig. 4.21 Ajuste correcto en uniones de tubería fijas con soldadura.

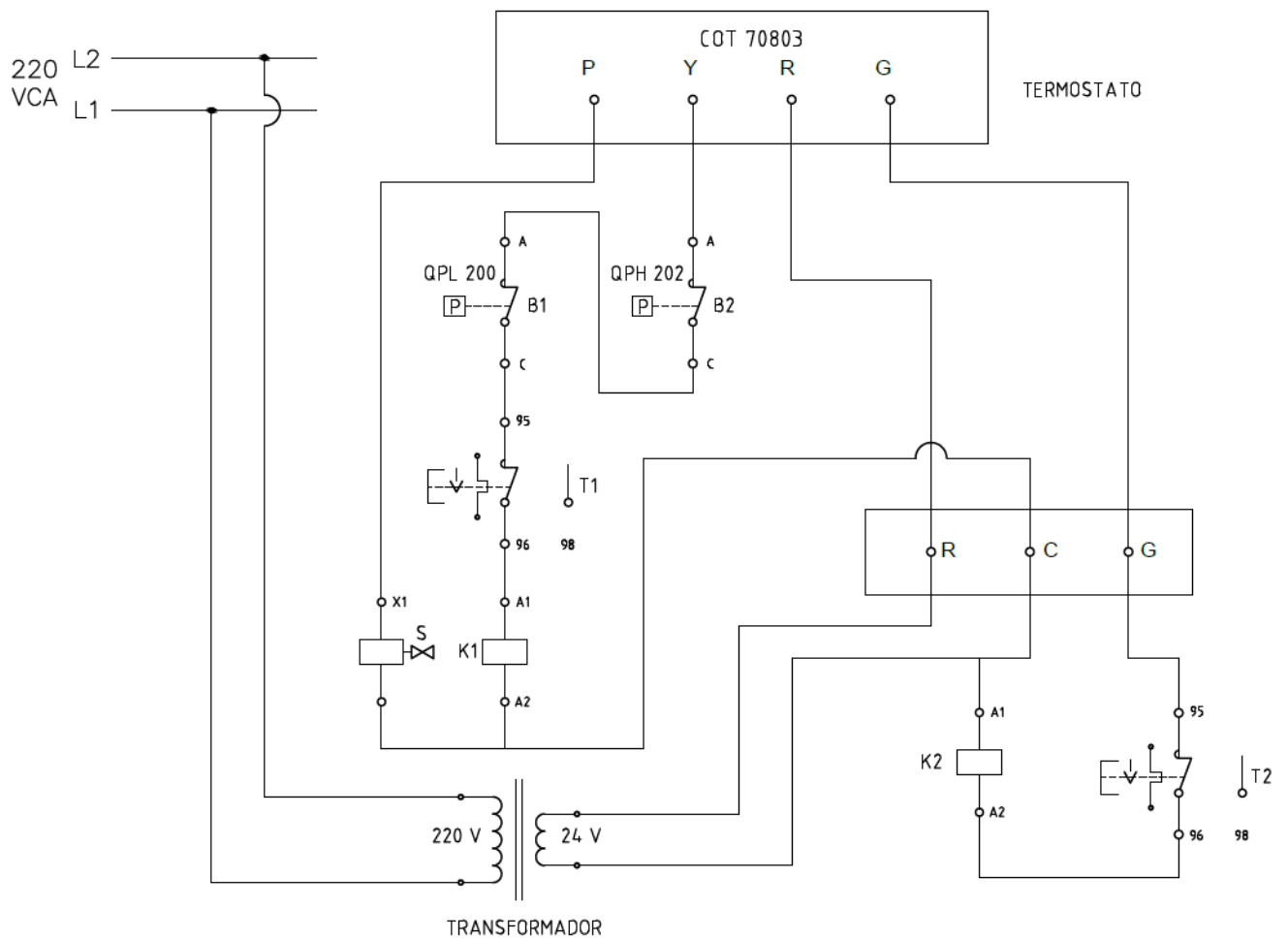
4.5 INTERCONEXIÓN ELÉCTRICA ENTRE LAS DOS UNIDADES. [10]

4.5.1 Instalación del sistema eléctrico.

La instalación eléctrica de un sistema de refrigeración se divide en dos circuitos que son:

- **Circuito de control.**

En este esquema se representa solamente los elementos electromagnéticos y contactos auxiliares de los contactores, así como, todo tipo de aparato auxiliar que intervenga en la maniobra (ver Fig. 4.22).



C3	Condensador del ventilador centrifugo	2909 - 5 MFD 370 VAC
C2	Condensador del ventilador axial/helicoidal	2909 - 5 MFD 370 VAC
C1	Condensador del compresor	2108 - 35 MFD 320 VAC
ltm	Interruptor termomagnético	2 polos 35 A
S	Solenoides de la válvula de 4 vías	CQC
B2	Presóstato de alta (switch)	QUALITY QPH 202
B1	Presóstato de baja (switch)	QUALITY QPL - 200
CDT	Control de temperatura	MARS 70803
T2	Protección térmica de K2.	LG - GTK - 40
T1	Protección térmica de K1.	LG - GTK - 40
K2	Contactores de la manejadora.	P282 - 0221
K1	Contactores de la bomba de calor.	P282 - 0321
Desig.	Denominación.	Característica

Figura 4.22 Circuito de control.

- **Circuito de potencia.**

En este esquema se muestran todos los elementos y conductores por los que pasa la corriente eléctrica que alimenta al circuito objeto de la maniobra. El diagrama mostrado en la figura 86, representa el circuito de potencia instalado en el presente proyecto.

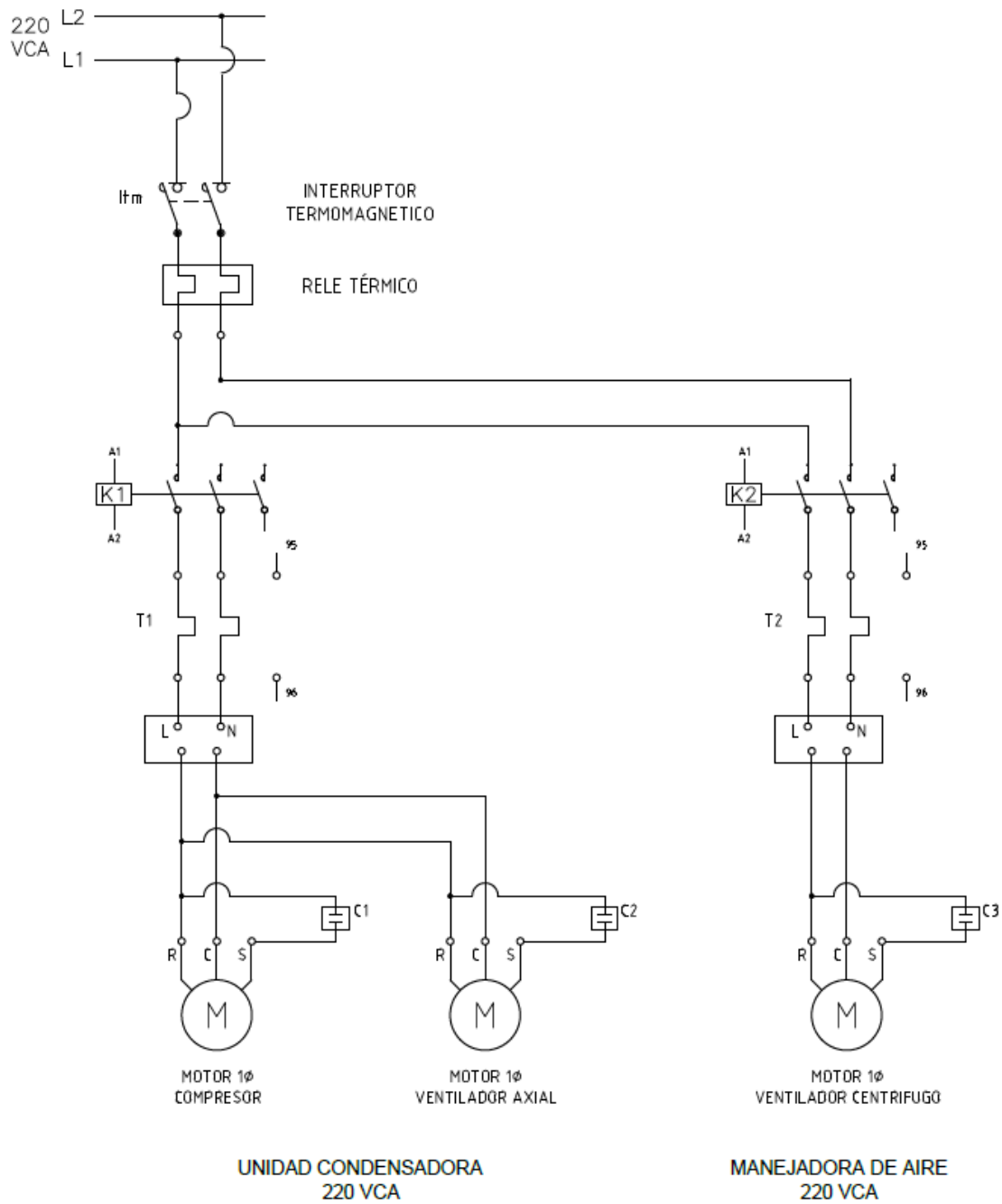


Figura 4.24 Circuito de potencia.

- **Circuito de conexión.**

Este esquema facilitará la instalación eléctrica, tanto como circuito de control y de potencia.

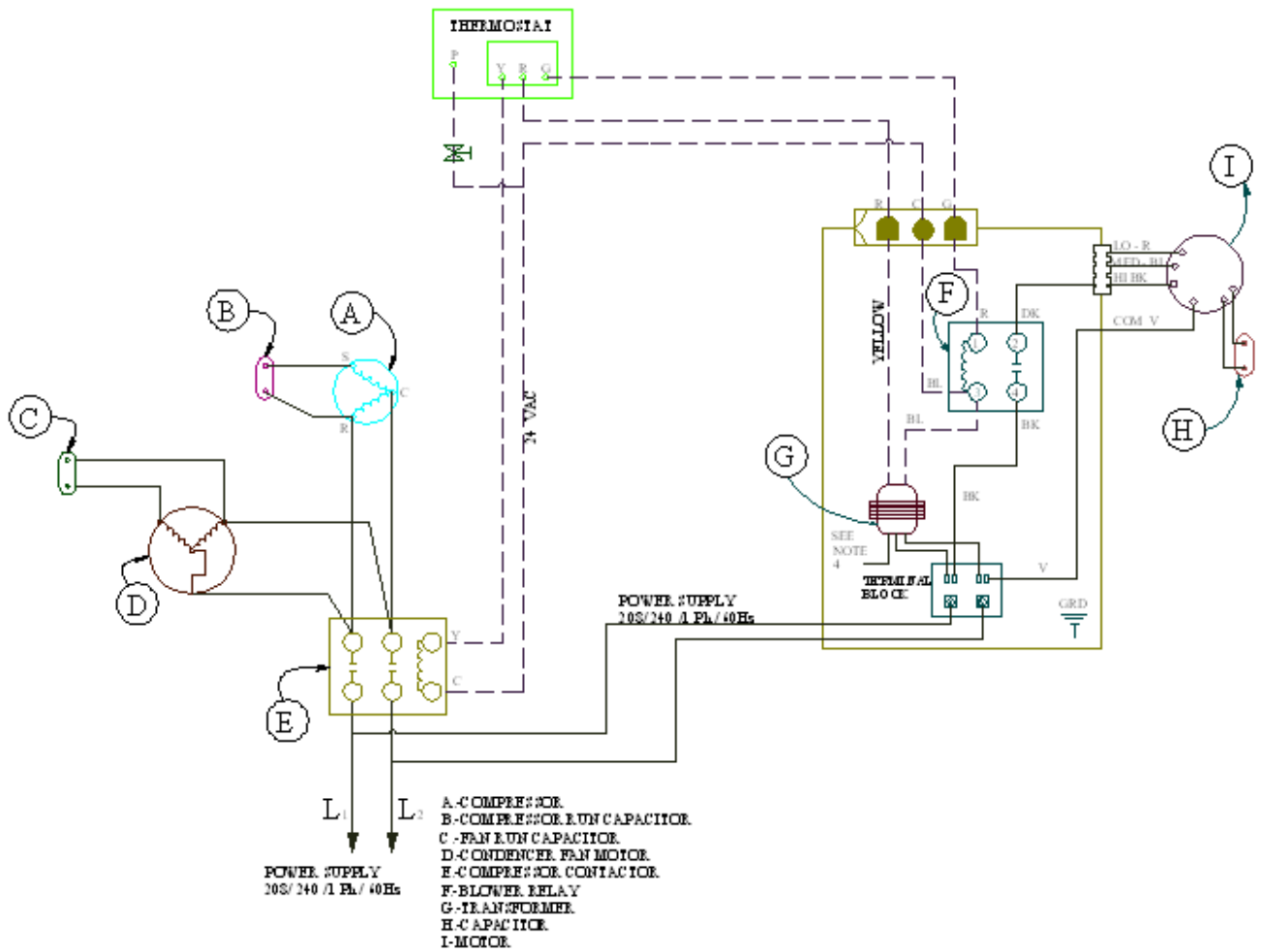


Figura 4.24 Circuito de conexión.

4.6 VACIO Y COMPROBACIÓN DE FUGAS. [11]

Vacio.

El mantener la ausencia de humedad en el interior del circuito es de suma importancia utilizando los nuevos refrigerantes R407c y R410a, ya que la propiedad higroscópica del aceite del compresor hace que con la entrada de humedad se formen hidratos que posiblemente tapan el capilar de la instalación, por lo que la bomba de vacío va a ser un elemento de vital importancia a la hora de trabajar con los nuevos refrigerantes.

Con el R-22 las bombas de vacío tenían en el cárter aceites minerales, y al ser totalmente perjudicial su mezcla con los aceites sintéticos de los nuevos refrigerantes, se han de tomar precauciones para que se pueda evitar que las gotas de aceite que hay en las mangueras de los manómetros se mezclen con los de la bomba. Por todo esto y aunque se puede trabajar con la misma bomba que se trabaja con R-22, hay que añadirle un accesorio que nos impida en la medida de lo posible este problema el cual consiste en colocar una válvula solenoide y una válvula antirretorno en la boca de aspiración de la propia bomba, de tal manera que la bomba aspire pero no admita nada de aceite siendo también muy eficaz cuando por ejemplo ante un corte de fluido eléctrico (pérdida de vacío), la solenoide corta e impide que se pierda el vacío realizado.

Otra opción sería tener una bomba cargada con aceite sintético, para trabajar tranquilamente con los nuevos refrigerantes.

Para realizar el vacío es recomendable utilizar una bomba de doble efecto, y es conveniente que una vez realizado el vacío este se mantenga en 0,3 mbar.

Procedimiento realizado en este sistema: [12]

Vacío por la toma de alta:

- 1.-Con todas las llaves cerradas.
- 2.-Conectamos la manguera amarilla a la bomba de vacío.
- 3.-Conectamos la manguera roja en la toma de alta presión (HIGH), del sistema.
- 4.-Abrimos el mando de alta del puente de manómetros. En caso de tener mangueras de alta y baja instaladas, abríamos los dos grifos, para efectuar el vacío por alta y por baja a la vez.
- 5.-Ponemos en marcha la bomba de vacío.

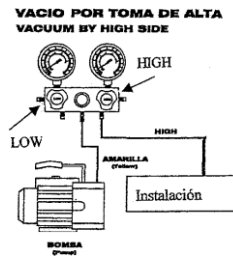


Figura 4.25 Proceso de vacío profundo.

Comprobación de fugas.

Uno de los métodos que mejor resultado da cuando la fuga no se encuentra en las uniones mecánicas entre los tubos y accesorios, es la presurización del sistema por zonas, a través de Nitrógeno.

El R410-a igual que el R-22 es combustible bajo presión cuando se mezcla con aire, por lo tanto, la detección de fugas no debe realizarse nunca con una mezcla de refrigerante y aire, siendo mucho más conveniente utilizar una mezcla de refrigerante y Nitrógeno, y siempre con la máquina parada.

La botella de Nitrógeno deberá incorporar un manorreductor desde la presión de la botella que estará alrededor de unos 200 bar, a las presiones a las que normalmente se van a presurizar las instalaciones, las cuales estarán comprendidas entre 0 y 60 bar.

Para la detección de fugas se pueden utilizar detectores electrónicos, spray, agua jabonosa o lámparas ultravioleta para HFC, ya que los detectores de llama solamente son sensibles a los refrigerantes clorados (R-22, R-12, etc.).

Hay que tener presente que algunos tipos de detectores (los de ionización no específicos), no son tan sensibles a los refrigerantes HFC como a los HCFC y los CFC. Para este tipo de refrigerante se utiliza un detector de alta sensibilidad exclusivo para refrigerante HFC.

4.7 CARGA DE REFRIGERANTE Y AJUSTES DE INSTALACIONES. [13]



Figura 4.26 Carga de refrigerante al sistema de aire acondicionado, en estado gaseoso.

La temperatura de evaporación recomendada para instalaciones de aire acondicionado estará alrededor de + 1 °C para todos los tipos de refrigerante, para evitar de esta forma la congelación de la humedad que contiene el aire tratado en la superficie del evaporador. Las presiones de trabajo serán diferentes para cada refrigerante.

Opción 1: Carga por baja, en estado gaseoso y con la máquina en marcha.

La forma de realizar la carga con refrigerante en estado gaseoso utilizando los refrigerantes mezcla, es instalando varias mangueras acopladas por medio de uniones roscadas, entre la salida del manómetro y la instalación.

Entre la botella y el manómetro, el refrigerante estará en el interior de la manguera en estado líquido, pero cuando se abra y se cierre la válvula del manómetro para realizar la carga, el refrigerante en estado líquido encontrará la baja presión de la instalación, entrando seguidamente en evaporación en el interior de las mangueras. Para más seguridad en cuanto a la posibilidad de entrar refrigerante en estado líquido a la instalación, se puede instalar un visor en la última manguera. En caso de no alargar las mangueras, y para evitar la entrada de líquido al compresor el proceso debe ser lento y realizarse antes del depósito antigolpe, para evitar de esta forma los posibles golpes de líquido en el compresor (que provocarían rotura de válvulas en compresores alternativos y arrastre de aceite hacia la instalación)

Opción 2: Carga por alta y/o baja, en estado líquido y con la máquina parada.

En este caso se empieza la carga con máquina parada, inundando condensadora y evaporadora, con refrigerante en estado líquido, hasta comprobar un subenfriamiento con respecto a la temperatura ambiente de 3°C aproximadamente. Una vez dejado pasar un tiempo prudencial y con el fin de permitir la igualación de presiones entre los circuitos de alta y baja, se pone en marcha la instalación y se ajusta la carga por baja siguiendo los pasos de la primera opción.

Carga de refrigerante con R- 22

- Indistintamente opción 1 ó 2
- Control de las diferentes mediciones, (en el catalogo del aparato indica la cantidad de fluido refrigerante, en nuestro caso 2kg.)
- En caso de sobrecarga de refrigerante, puede descargarse tanto en estado líquido como gaseoso.

Carga de refrigerante en el ciclo de calefacción

Cuando un acondicionador split "doméstico" se encuentra trabajando en el ciclo de calor, la toma de servicio que instala en el tubo de gas de la unidad exterior corresponde a la toma de alta presión de la instalación, por lo que con la máquina en marcha es imposible la entrada de refrigerante, al ser esta presión mucho más alta que la disponible en el envase.

En el caso de disponer de toma de baja presión al exterior, la carga puede realizarse siguiendo los pasos del próximo apartado, controlando que la temperatura de condensación se sitúe aproximadamente sobre los + 50 °C, y que tengamos en la salida de la unidad interior un subenfriamiento de aproximadamente 3°C.

Si la toma de servicio corresponde a la zona de alta de la instalación, y lo que se pretende es la recarga de refrigerante, tendremos que parar la máquina y esperar a que se igualen presiones, cargar refrigerante (en el caso de que no entre, introduciremos el envase en agua caliente cuidando que esta no supere los + 40 °C), a continuación pondremos en marcha la instalación y se irá controlando que la temperatura de condensación y el subenfriamiento estén dentro de los valores estimados anteriormente como correctos. Esta operación se deberá repetir tantas veces como sea necesario.

Otra opción sería engañar el sensor de temperatura de la unidad interior (en el termostato electrónico) dándole calor, para que la máquina funcione en refrigeración, y de esta forma poder realizar la carga de refrigerante por baja con la instalación en marcha controlando el recalentamiento de la unidad interior, pero con la precaución de que debido a la baja temperatura exterior, tendremos que tapar parcialmente la entrada de aire al condensador hasta conseguir una temperatura de evaporación que esté dentro de unos márgenes correctos, y que tengamos al final del evaporador un recalentamiento de aproximadamente 5 °C.

Procedimiento realizado en este sistema: [14]

Carga por la toma de alta:

- 1.-Con todas las llaves cerradas.
- 2.-Conectaremos la manguera amarilla a la botella del refrigerante.
- 3.-Nos aseguraremos de que del envase salga el refrigerante en estado líquido.
- 4.-Purgaremos el aire de la manguera amarilla.
- 5.-Iniciaremos la carga del refrigerante, abriendo la válvula HIGH del puente.

**CARGA POR TOMA DE ALTA
CHARGING BY HIGH SIDE**

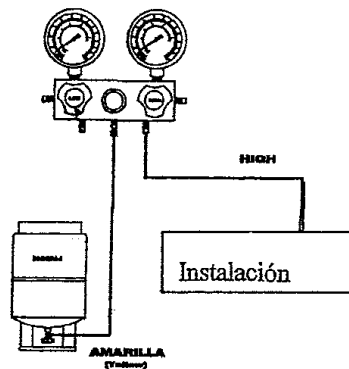


Figura 4.27 Métodos de carga del refrigerante en el sistema, forma gaseosa.

4.8 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.

Luego de haber instalado el sistema y puesto a punto para su funcionamiento, procederemos a realizar las siguientes pruebas: Funcionamiento del sistema, Ciclo de refrigeración y Tratamiento de aire. Para realizar las pruebas de funcionamiento del banco de refrigeración, se utilizó los siguientes instrumentos: termo-higrómetro, anemómetro, pirómetro y multímetro.

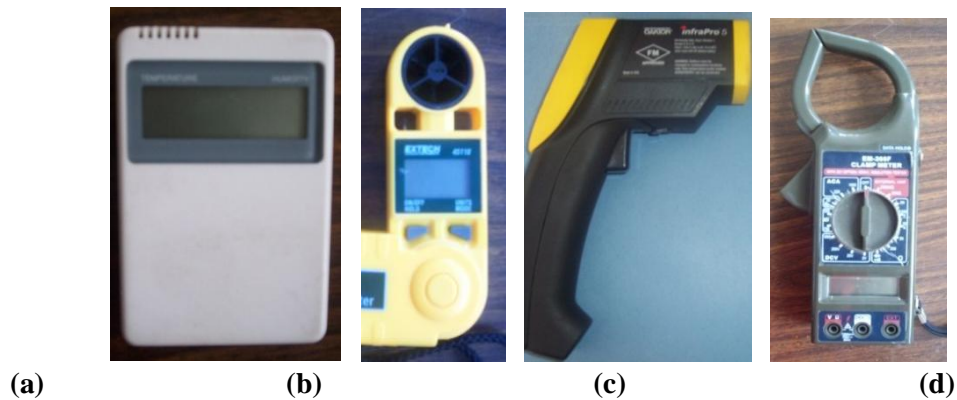


Figura 4.28 Equipos utilizados para realizar las pruebas de funcionamiento
(a) termo-higrómetro, (b) anemómetro, (c) pirómetro y (d) multímetro.

4.8.1 Funcionamiento del sistema en ciclo frío y calor.

Ciclo frío:

Lugar donde se realizó la prueba: Riobamba - Ecuador.

Fecha de la prueba: 8 de Junio del 2011

Hora de inicio de prueba: 16h15

Temperatura del ambiente: 21.83 °C

Humedad del ambiente: 50%

En la Fig. 4.29, se indica el comportamiento de temperatura y humedad en función del tiempo del funcionamiento del equipo en ciclo frío; necesitando de un tiempo de 19 minutos aprox., para obtener una temperatura de 15.71°C y una humedad relativa de 45%, a la salida de la rejilla de mando. Los datos de la prueba se pueden observar en la Tabla 4.1

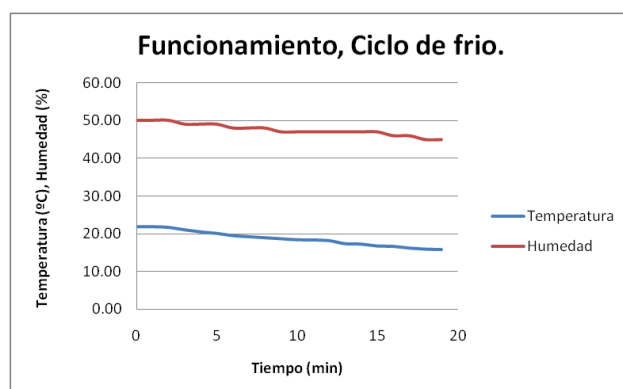


Figura 4.29 Gráfica temperatura de aire de entrega vs. tiempo, ciclo de frío

Tabla 4.1 DATOS DE PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN CICLO DE FRÍO.

Tiempo	Temperatura	Humedad
Min	°C	%
0	21.83	50
1	21.83	50
2	21.67	50
3	21.00	49
4	20.44	49
5	20.06	49
6	19.44	48
7	19.17	48
8	18.89	48
9	18.61	47
10	18.33	47
11	18.28	47
12	18.11	47
13	17.28	47
14	17.17	47
15	16.67	47
16	16.56	46
17	16.11	46
18	15.83	45
19	15.71	45

Ciclo calor:

Lugar donde se realizó la prueba: Riobamba - Ecuador

Fecha de la prueba: 08 de Junio del 2011

Hora de inicio de prueba: 17h15

Temperatura del ambiente: 38.35 °C

Humedad del ambiente: 48%

En la Fig. 4.30, se indica el comportamiento de temperatura y humedad en función del tiempo del funcionamiento del equipo en ciclo calor; necesitando de un tiempo de 20 minutos aprox., para obtener una temperatura de 38.35°C y humedad relativa de 20%, a la salida de la rejilla de mando. Los datos de la prueba se pueden observar en la Tabla 4.2.

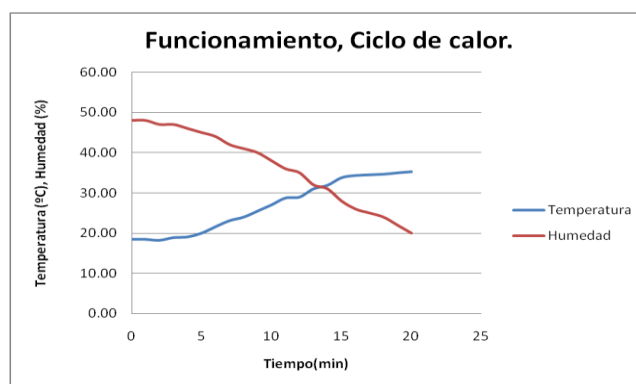


Figura 4.30 Gráfica temperatura de aire de entrega vs. tiempo, ciclo de calor.

Tabla 4.2 DATOS DE PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN CICLO DE CALOR.

Tiempo	Temperatura	Humedad
Min	°C	%
0	18.39	48
1	18.39	48
2	18.17	47
3	18.83	47
4	19.00	46
5	19.94	45
6	21.56	44
7	23.06	42
8	23.94	41
9	25.44	40
10	27.00	38
11	28.72	36
12	29.81	35
13	30.43	32
14	32.52	31
15	33.72	28
16	35.10	26
17	36.12	25
18	37.62	24
19	38.01	22
20	38.35	20

4.8.2 Trazado del ciclo frigorífico para el ciclo frío.

Ciclo frío:

Lugar donde se realizó la prueba:	Riobamba - Ecuador
Fecha de la prueba:	26 de Mayo del 2011
Hora de inicio de prueba:	16h45
Temperatura del ambiente:	21.83 °C
Humedad del ambiente:	52%

Para dibujar el ciclo de refrigeración del sistema de aire acondicionado en el diagrama presión – entalpía, se tomaron los siguientes datos de temperatura y presión, en los siguientes puntos (Tabla 4.3 y Fig.4.31):

Tabla 4.3 DATOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DEL CICLO DE FRÍO.

Punto estado	Ubicación	Denomi.	Temp. °F	Presión Man. (psig)	Presión Abs. ⁶ (psia)
1a	Salida del evaporador	T1a	43		
1	Entrada del compresor	T1	51.6	61	71.62
2	Salida del compresor	T2	-	-	
3a	Salida del condensador	T3a (Tcond)	39.63	← 210	220.62
3	Entrada de la valv. expans. term.	T3	33.2		
4	Entrada al evaporador	T4 (Tevap)	31.50	←	

Los valores de temperatura tomados con los instrumentos van a presentar una pequeña variación en comparación con los valores determinados en la con el Diagrama de Mollier del R22, debido al margen de error de la instrumentación utilizada, transferencia de calor en la tubería y a exposición de parte de esta al ambiente.

⁶ $P_{absoluta} = P_{manometrica} + P_{atmosferica}$; $P_{atmosferica} = 10.62psia(Riobamba)$, Estación Agrometereológica de la ESPOCH. Enero 2011-Marzo 2011.

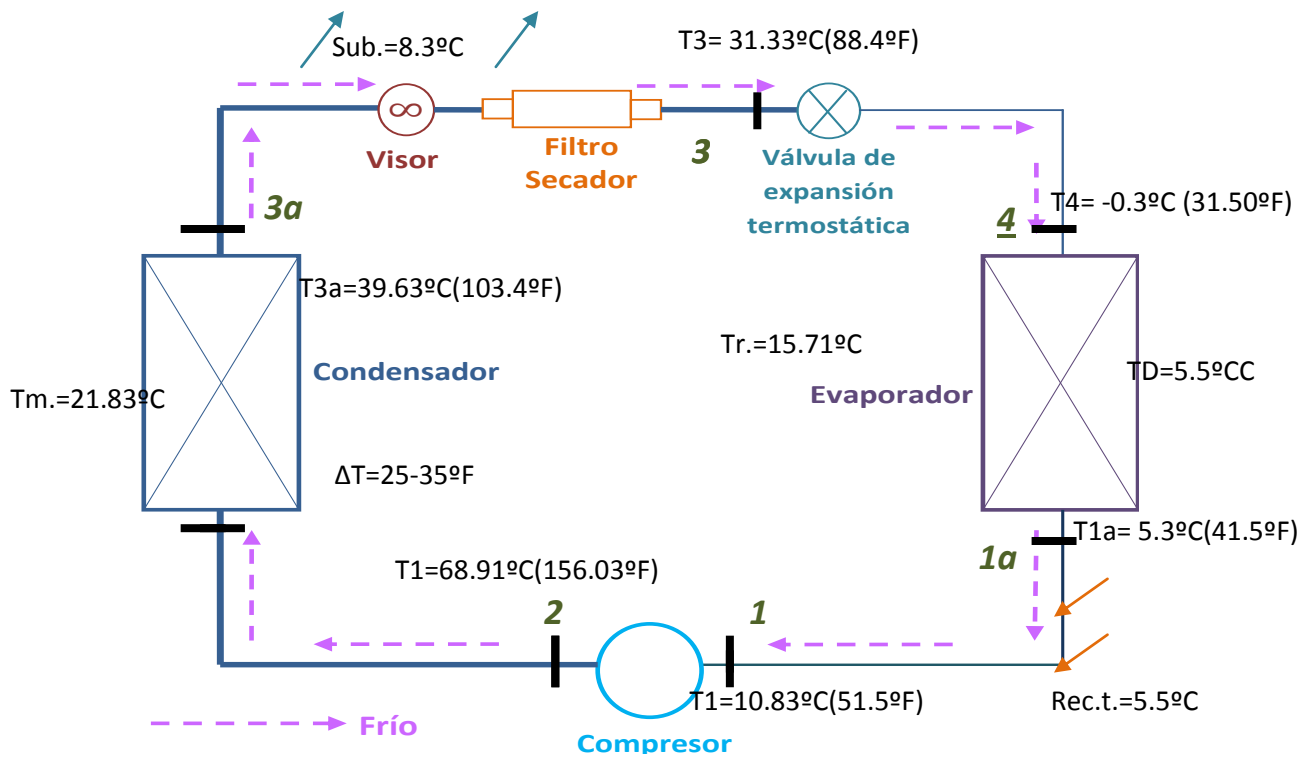


Figura 4.31 Esquema del circuito frigorífico de aire acondicionado, condiciones de prueba.

Entonces:

Recalentamiento en el evaporador:

$$Rec.e. = T1a - T4$$

$$Rec.e. = 41.5^\circ F - 31.50^\circ F$$

$$Rec.e. = 10^\circ F = 5.6^\circ C$$

Recalentamiento en la tubería de baja:

$$Rec.t. = T1 - T1a$$

$$Rec.t. = 51.5^\circ F - 41.5^\circ F$$

$$Rec.t. = 10^\circ F = 5.6^\circ F$$

Subenfriamiento en la tubería de alta:-

$$Sub. = T3a - T3.$$

$$Sub. = 103.4^\circ C - 88.4^\circ C$$

$$Sub. = 15^\circ F^\circ C = 8.3^\circ F$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Presión de evaporación } (p_{evap}) = 71.62 \text{ psia} = 4.935 \text{ bar} \\ \text{Temperatura de evaporación } (T_{evap}) = -0.26^\circ C = 31.53^\circ F \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Presión de condensación } (p_{cond}) = 220.62 \text{ psia} = 15.20 \text{ bar} \\ \text{Temperatura de condensación } (T_{cond}) = 39.66^\circ\text{C} = 103.4^\circ\text{F} \\ \text{Entalpía en la línea de líquido } (h_{cond}) = 107.14 \text{ btu/lb} \end{array} \right.$$

Usando el software ExpertTM, calculo las propiedades de cada uno de los estados del ciclo de refrigeración, estos se muestran en la Tabla 4.4 y Fig. 4.32.

Tabla 4.4 PROPIEDADES DE LOS ESTADOS DEL CICLO DE FRIGORÍFICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

	t	p	h	s	v	x
	[°F]	[psi]	[btu/lb]	[btu/lb°R]	[ft ³ /lb]	[%]
1a	41.50	71.5764	175.85	0.4218	0.7838	
1	51.50	71.5764	177.59	0.4252	0.8059	
2	156.03	220.6236	190.36	0.4252	0.2929	
3	88.40	220.6236	102.45	0.2698	0.0137	
4	31.50	71.5764	102.45	0.2724	0.1534	18.8
1-2			12.78			
1-2s			12.78			

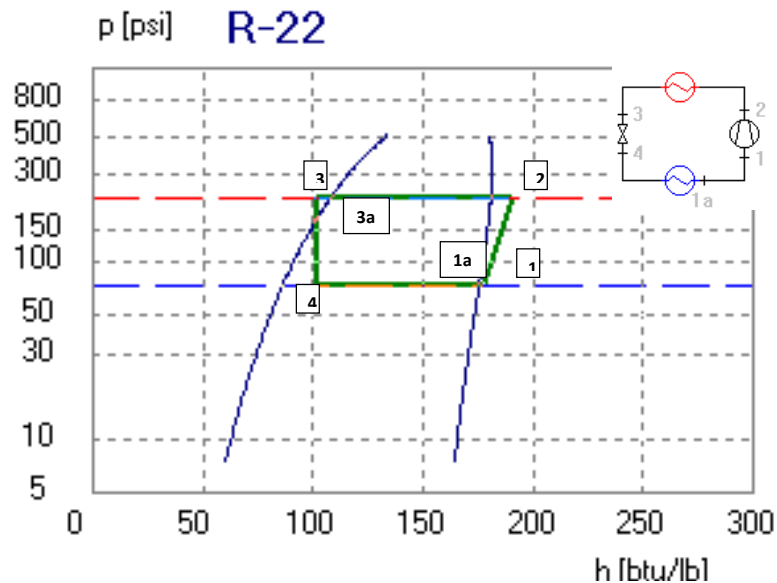


Figura 4.32 Diagrama p vs. h del ciclo frigorífico de aire acondicionado.(Anexo 22)

De la ec. (2.1), se determina el coeficiente de funcionamiento del Refrigerador de Carnot:

$$COP_{RC} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} > 1$$

$$COP_{RC} = \frac{272.89^\circ K}{312.81^\circ K - 272.89^\circ K} > 1$$

$$COP_{RC} = 6.8 > 1$$

Mediante la ec. (2.3), se calcula el trabajo de compresión:

$$W_c = h_2 - h_1$$

$$W_c = 190.36 \text{ btu/lb} - 177.59 \text{ btu/lb}$$

$$W_c = 12.77 \text{ btu/lb}$$

Con la ec.(2.4) se calcula calor total cedido desde el condensador:

$$q_{cond} = h_2 - h_{cond}$$

$$q_{cond} = 190.36 \text{ btu/lb} - 107.14 \text{ btu/lb}$$

$$q_{cond} = 83.22 \text{ btu/lb}$$

Por razón de la ec. (2.5), el efecto refrigerante es igual a:

$$ER = h_{1a} - h_4$$

$$ER = 175.85 \text{ btu/lb} - 102.45 \text{ btu/lb}$$

$$ER = 73.4 \text{ btu/lb}$$

El coeficiente de funcionamiento se obtiene mediante la ec. (2.7):

$$COP_R = \frac{ER}{W_c} > 1$$

$$COP_R = \frac{73.4 \text{ btu/lb}}{12.77 \text{ btu/lb}} > 1$$

$$COP_R = 5.74 > 1$$

La ec. (2.10) permite establecer el rendimiento del ciclo de refrigeración:

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}}$$

$$\eta_R = \frac{6.8}{5.74}$$

$$\eta_R = 0.8 \rightarrow 80\%$$

4.8.3 Proceso psicrométrico de tratamiento del aire, enfriamiento y calefacción.

4.8.3.1 Enfriamiento sensible y deshumidificación.

Lugar donde se realizó la prueba:	Riobamba - Ecuador
Fecha de la prueba:	26 de Mayo del 2011
Hora de inicio de prueba:	16h40
Temperatura del ambiente:	22.67 °C
Humedad del ambiente:	52%
Densidad del aire⁷:	0.053lb/ft ³
Altura:	6180 f.s.n.m

Para analizar el proceso psicrométrico del tratamiento de aire, para enfriamiento, producido en la manejadora de aire, se tomaron los siguientes datos de temperatura y humedad, en los siguientes puntos (Fig. 4.33 y Tabla 4.5):

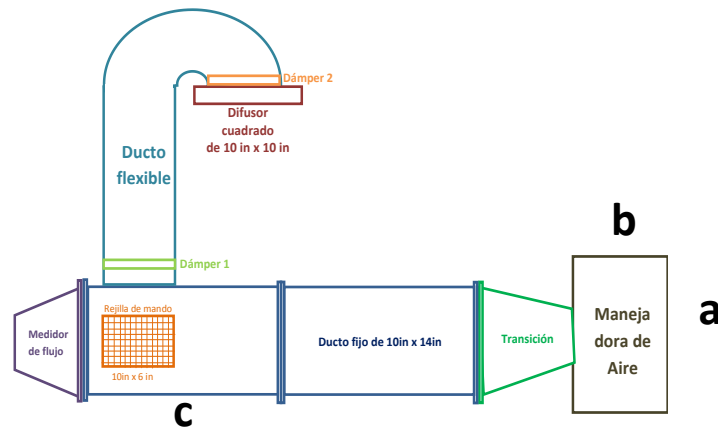


Figura 4.33 Esquema del equipo de tratamiento del aire.

Tabla 4.5 DATOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DEL TRATAMIENTO DEL AIRE, ENFRIAMIENTO.

Punto estado	Ubicación	Temp. (°C)	Humedad relativa (%)
a	Aire exterior	22.67	52
b	Aire en proceso	-	-
c	Aire de entrega	17.0	48

⁷ De la ecuación general de los gases $PV=RT$, sabiendo que la densidad es el inverso del volumen específico. $R=C_p-C_v= 287[J/kg..K]$, $Patm=71927Pa$, $Tamb=22.67^{\circ}C=295.82K$.

Usando el software PsyPlot 2.4.0, procedemos a graficar sobre la carta Psicrométrica el proceso de tratamiento de aire, enfriamiento (Fig. 4.34, Tabla 4.6). Para condiciones de la ciudad de Riobamba (9180 f.s.n.m), en donde se encuentra instalado el equipo.

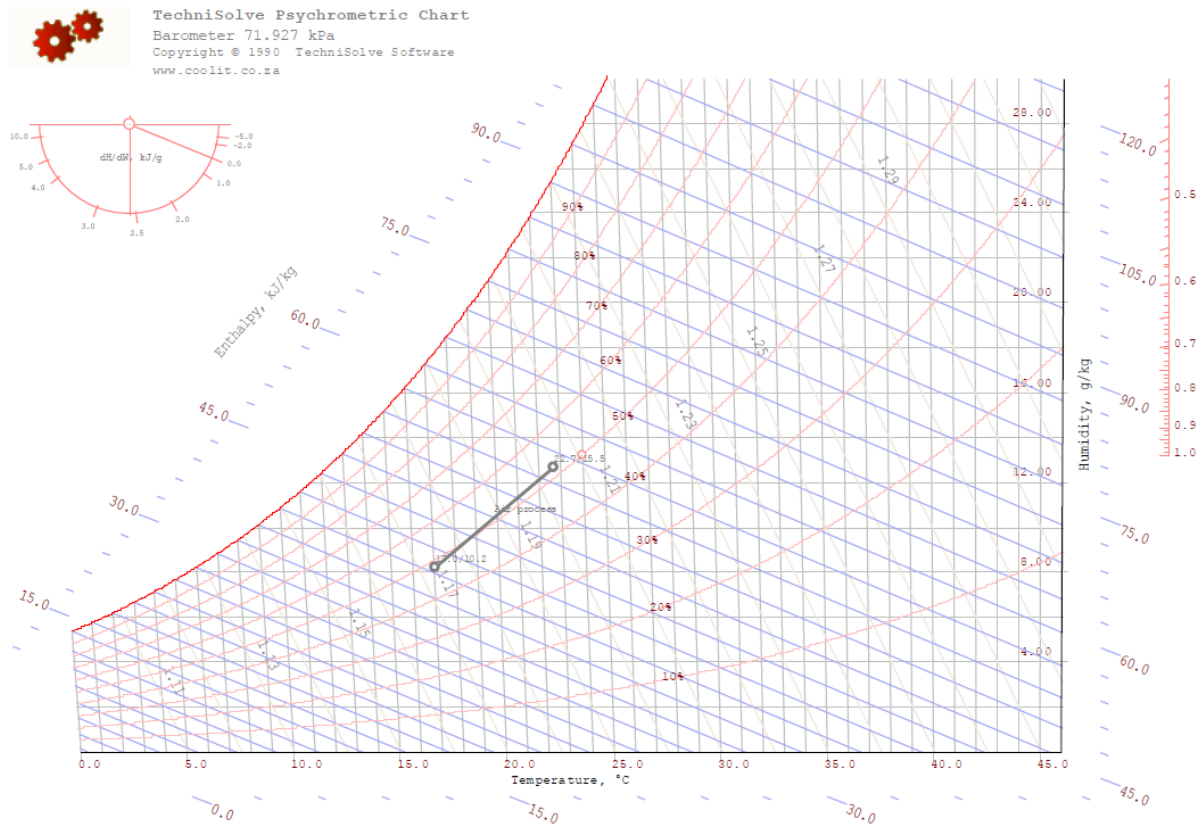


Figura 4.34 Proceso psicrométrico, enfriamiento sensible y deshumidificación.

Tabla 4.6 PROPIEDADES DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE.

Property	Value	Units	Property	Value	Units	Property	Value	Units
Name	Node1		Name	Node2		Name	Process1	
Pressure	71.927	kPa	Pressure	71.927	kPa	In: Node1	22.7/15.5	°C
Dry Bulb	22.7	°C	Dry Bulb	17.0	°C	Out: Node2	17.0/10.2	°C
Wet Bulb	15.5	°C	Wet Bulb	10.2	°C	Mass Flow	0.317	kg/s
Enthalpy	23.7	Btu/lb	Enthalpy	16.3	Btu/lb	Inlet Volume	800.00	cfm
Abs Humidity	12.71	g/kg	Abs Humidity	8.18	g/kg	Outlet Volume	782.47	cfm
Rel Humidity	52.0	%	Rel Humidity	48.0	%	Humidification	-1.438	g/s
Dew Point	12.3	°C	Dew Point	5.9	°C	Sensible Heat	-6354	Btu/hr
Vap Pressure	1.435	kPa	Vap Pressure	0.930	kPa	Total Heat	-18777	Btu/hr
Sat Pressure	2.760	kPa	Sat Pressure	1.938	kPa	SHR	0.338	
Density	0.05249	lb/ft³	Density	0.05366	lb/ft³	dh/dw	3826.0	kJ/kg
Specific Heat	1.029	kJ/kgK	Specific Heat	1.021	kJ/kgK			

4.8.3.3.1 Análisis del proceso psicrométrico enfriamiento y deshumidificación.

4.8.3.3.1.1 Enfriamiento sensible.

Es el proceso por el cual variamos la temperatura de una corriente de aire húmedo sin modificar la humedad específica. El proceso de calentamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el intercambiador al aire.

La Fig. 4.35 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

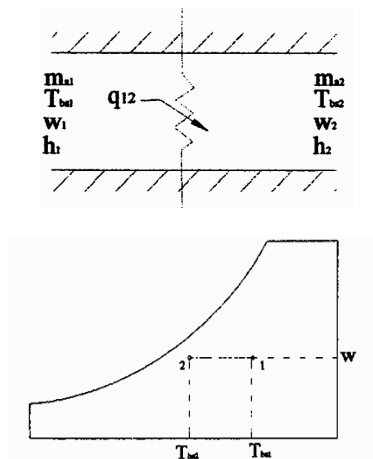


Figura 4.35 Proceso de enfriamiento sensible.

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (4.1)$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_a \cdot \omega_1 = m_a \cdot \omega_2 \quad (4.2)$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable,

$$m_a \cdot h_1 = q_{1-2} + m_a \cdot h_2 \quad (4.3)$$

$$q_T = m_a(h_1 - h_2) \quad (4.4)$$

4.8.3.3.1.2 Enfriamiento sensible y deshumidificación.

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. Este fenómeno ocurre en los evaporadores cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de la temperatura del punto de rocío del aire, igual ocurre en los ductos de aire acondicionado mal aislados, cuando una corriente fría con temperatura por debajo del punto de rocío de la temperatura del área aclimatada circula por estos. En la práctica se logra poniendo el aire en contacto con un intercambiador de calor de tubería aletada cuya superficie este a una temperatura inferior a la del punto de rocío del aire. La Fig. 4.36 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

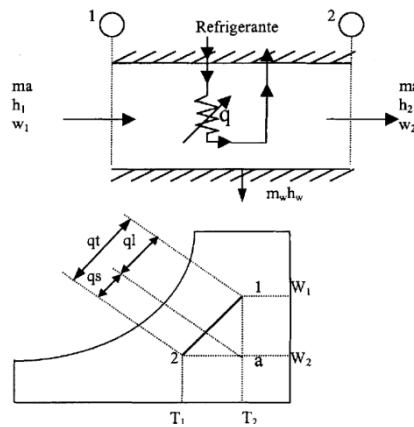


Figura 4.36 Proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

Calor Total:

$$q_T = q_s + q_L \quad (4.5)$$

Flujo másico de aire:

$$\dot{m} = \rho * \dot{V} \quad (4.6)$$

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (4.7)$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$\dot{m}_a \cdot \omega_1 = m_w + \dot{m}_a \cdot \omega_2 \quad (4.8)$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_a \cdot h_1 = q_s + \dot{m}_w \cdot h_w + \dot{m}_a \cdot h_2 \quad (4.9)$$

Como:

$$q_T = q_s + \dot{m}_w \cdot h_w$$

$$\dot{m}_a \cdot h_1 = q_T + \dot{m}_a \cdot h_2$$

Entonces: $q_T = \dot{m}_{a1}(h_1 - h_2)$ (4.10)

También se podría calcular:

$$q_T = q_{1-2} = q_{s2} + q_{sw} + q_l \quad (4.11)$$

Del diagrama se deduce:

Aire tratado: $q_{s2} = h_a - h_2$

$$q_l = h_1 - h_a$$

Agua condensada: $q_{sw} = (h_{f2} - h_{fw}) \cdot \omega_2$ (4.12)

de la tabla de vapor: h_{f2}, h_{fw}

$$q_T = q_w + m_w \cdot h_w \quad (4.13)$$

Donde:

$q_T =$ Calor total empleado para el proceso

$q_S =$ Calor sensible empleado para el proceso

$q_L =$ Calor latente empleado para el proceso

$\dot{m} =$ Flujo másico

$m_w =$ Masa de condensado

$h =$ Entalpía

$\dot{V} =$ Flujo de aire

$\rho =$ Densidad

****Calculo de la capacidad del equipo para enfriamiento de aire:**

De la ec. 4.6, determinamos el flujo másico de aire.

$$\dot{m} = \rho * \dot{V}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = 0.053 \frac{lb}{ft^3} * 800 \frac{ft^3}{min} * \frac{60min}{1h}$$

$$\dot{m} = 2544 \frac{lb}{h}$$

Con la ec. 4.10 encontramos el q_T :

$$q_T = \dot{m}_{a1}(h_1 - h_2)$$

$$q_T = 2544 \frac{lb}{h} \left(23.7 \frac{Btu}{lb} - 16.3 \frac{Btu}{lb} \right)$$

$$q_T = 18825.6 \frac{Btu}{lb}$$

4.8.3.2 Calentamiento.

Lugar donde se realizó la prueba:	Riobamba - Ecuador
Fecha de la prueba:	08 de Junio del 2011
Hora de inicio de prueba:	18h15
Temperatura del ambiente:	16.5 °C
Humedad del ambiente:	44%
Densidad del aire⁸:	0.054b/ft3
Altura:	6180 f.s.n.m

Para analizar el proceso psicrométrico del tratamiento de aire, para calentamiento, producido en la manejadora de aire, se tomaron los siguientes datos de temperatura y humedad, en los siguientes puntos (Tabla 4.7):

Tabla 4.7 DATOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DEL TRATAMIENTO DEL AIRE, CALENTAMIENTO.

Punto estado	Ubicación	Temp. (°C)	Humedad relativa (%)
a	Aire exterior	16.5	45
b	Aire en proceso	-	-
c	Aire de entrega	35.5	15

Usando el software PsyPlot 2.4.0, se procede a graficar sobre la carta Psicrometrica el proceso de tratamiento de aire, calentamiento(Fig. 4.37, Tabla 4.8). Para condiciones de la ciudad de Riobamba (9180 f.s.n.m), en donde se encuentra instalado el equipo.

⁸ De la ecuación general de los gases $PV=RT$, sabiendo que la densidad es el inverso del volumen específico. $R=C_p-C_v= 287[J/kg..K]$, $Patm=71927Pa$, $Tamb=22.67^\circ C=289.65K$.



TechniSolve Psychrometric Chart
 Barometer 71.927 kPa
 Copyright © 1990 TechniSolve Software
 www.coolit.co.za

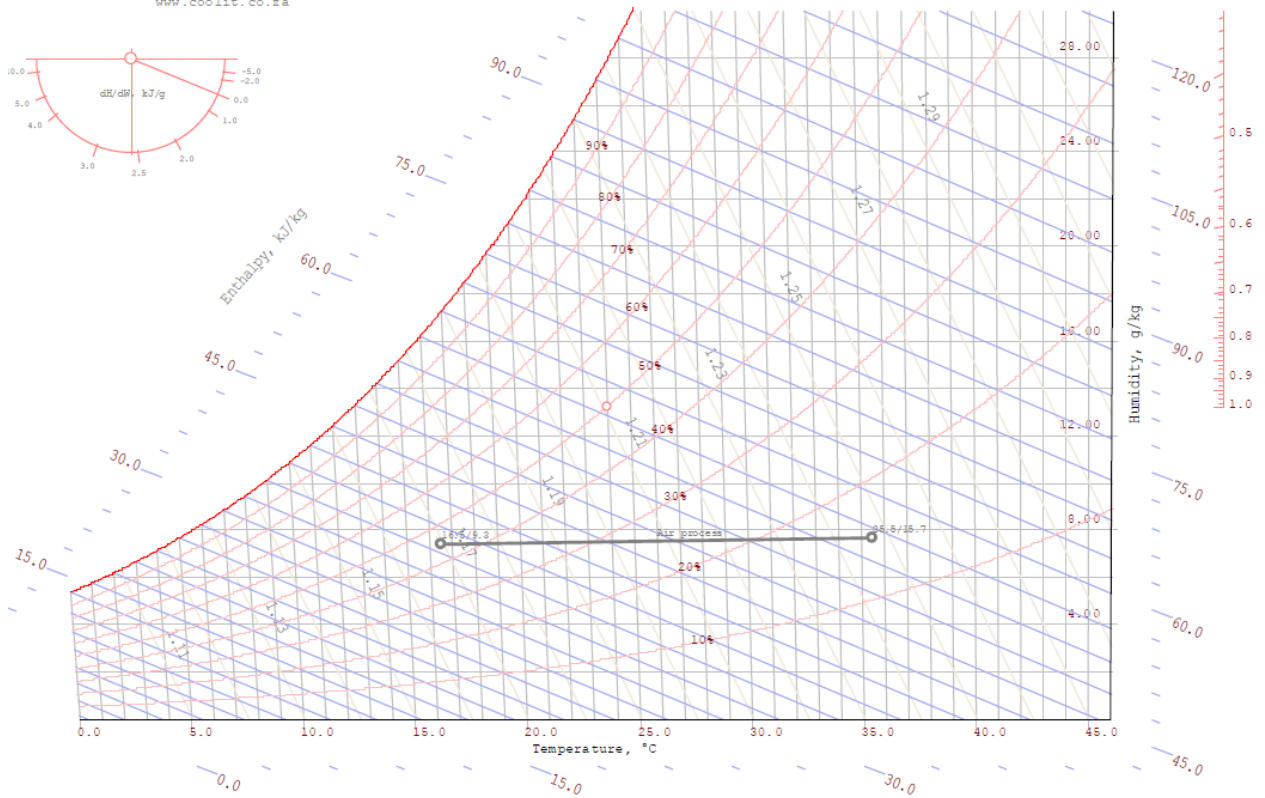


Figura 4.37 Proceso psicrometrico, calentamiento.

Tabla 4.8 PROPIEDADES DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO.

Property	Value	Units	Property	Value	Units	Property	Value	Units
Name	Node1		Name	Node2		Name	Process1	
Pressure	71.927	kPa	Pressure	71.927	kPa	In: Node1	16.5/9.3	°C
Dry Bulb	16.5	°C	Dry Bulb	35.5	°C	Out: Node2	35.5/15.7	°C
Wet Bulb	9.3	°C	Wet Bulb	15.7	°C	Mass Flow	0.305	kg/s
Enthalpy	15.2	Btu/lb	Enthalpy	23.8	Btu/lb	Inlet Volume	750.54	cfm
Abs Humidity	7.42	g/kg	Abs Humidity	7.63	g/kg	Outlet Volume	800.00	cfm
Rel Humidity	45.0	%	Rel Humidity	15.0	%	Humidification	0.0620	g/s
Dew Point	4.5	°C	Dew Point	4.9	°C	Sensible Heat	20169	Btu/hr
Vap Pressure	0.845	kPa	Vap Pressure	0.868	kPa	Total Heat	20711	Btu/hr
Sat Pressure	1.878	kPa	Sat Pressure	5.785	kPa	SHR	0.974	
Density	0.05378	lb/ft³	Density	0.05045	lb/ft³	dh/dw	97837.7	kJ/kg
Specific Heat	1.02	kJ/kg·K	Specific Heat	1.02	kJ/kg·K			

4.8.3.2.1 Análisis del proceso psicrométrico de calentamiento.

4.8.3.2.1.1 Calentamiento sensible.

Es el calor que al añadirse provoca un aumento de temperatura sin cambio de humedad. Este proceso se da generalmente en los intercambiadores de calor. El proceso de enfriamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el aire al intercambiador.

La Fig. 4.38 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación grafica en la Carta Psicrométrica.

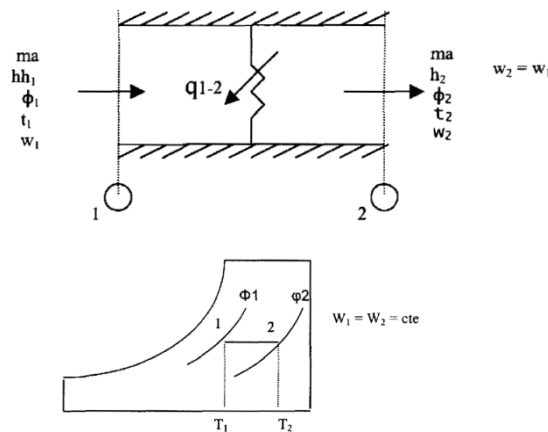


Figura 4.38 Calor sensible y representación gráfica del proceso.

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (4.14)$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_a \cdot \omega_1 = m_a \cdot \omega_2 \quad (4.15)$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable,

$$m_a \cdot h_1 + q_{1-2} = m_a \cdot h_2 \quad (4.16)$$

$$q_T = q_{1-2} = m_a(h_2 - h_1) \quad (4.17)$$

Se puede obtener h_1 y h_2 directamente de la carta psicrométrica.

****Calculo de la capacidad del equipo para calentamiento de aire:**

De la ec. 4.6, determinamos el flujo másico de aire.

$$\dot{m} = \rho * \dot{V}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = 0.054 \frac{lb}{ft^3} * 800 \frac{ft^3}{min} * \frac{60min}{1h}$$

$$\dot{m} = 2592 \frac{lb}{h}$$

Con la ec. 4.17 encontramos el q_T :

$$q_T = \dot{m}_{a1}(h_1 - h_2)$$

$$q_T = 2592 \frac{lb}{h} \left(23.8 \frac{Btu}{lb} - 15.2 \frac{Btu}{lb} \right)$$

$$q_T = 22291.2 \frac{Btu}{lb}$$

4.8.3.2.2 Presión estática y dinámica experimental en los ductos.

Cuando fluye el aire por un conducto, es la **presión estática (p_e)** (despreciando el peso propio), la que provoca una fuerza o presión sobre sus paredes perpendicular a ellas. Puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene, ejerciéndose por igual en todas las direcciones.

La presión estática realizada por un fluido sobre una superficie (y viceversa) es el cociente entre el valor de esa fuerza y la superficie que realiza su acción.

La presión es positiva cuando es mayor que la presión atmosférica, existiendo una sobrepresión. Por el contrario, la presión estática es negativa cuando es menor que la atmosférica, diciéndose entonces que hay depresión. Se mide siempre mediante un manómetro colocado en el seno de la corriente de aire o por un tubo en U, formando un ángulo recto con la dirección del flujo.

Presión dinámica (p_d). La presión dinámica es la porción de la presión del aire debida solamente al movimiento del aire. También podemos decir que la presión dinámica de una corriente de aire es la fuerza por unidad de superficie que equivale a la transformación íntegra de la energía cinética en energía de presión. La presión dinámica es siempre positiva y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad.

El movimiento del aire es debido a la diferencia de presiones que existen entre dos puntos. Por lo tanto, la velocidad del flujo depende de la resistencia que encuentre la corriente de aire. Al igual que cualquier otra cosa que se mueve, el aire ejerce una presión contra los obstáculos que encuentra a su paso y es proporcional a su velocidad.

Viene expresada por:

$$p_d = \frac{\gamma v^2}{2g} \left(\frac{kg}{m^2} \right) \quad (4.18)$$

siendo:

γ = densidad del aire en kg/m^3 ($\gamma=1,2$)

g = aceleración de la gravedad ($g=9,8 \text{ m/s}^2$)

v = velocidad del aire en m/s

Presión total es la suma de las presiones estática y dinámica, pudiendo escribirse:

$$P_{Total} = p_{dinámica} + p_{estática} \quad (4.19)$$

Esta medición se efectúa con un tubo diferencial que indica la suma de la presión dinámica o presión de velocidad y la presión estática.

Respecto al ambiente, la presión total puede ser positiva o negativa. Como es lógico, se tendrán presiones negativas en el punto de aspiración y positivas a la salida del mismo. A continuación se muestra la Figura 4.39 en la cual se representa la medición de las presiones estática, dinámica y total.

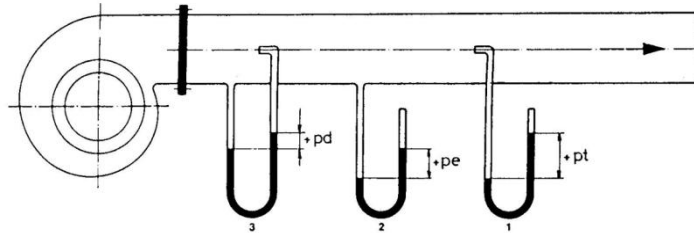


Figura 4.39: Medida de presiones en el circuito de aspiración.

Mediante el tubo en U se determinó una presión estática p_e de 7 mm.c.a, asimismo mediante el anemómetro ubicado en el cono de medición de caudal se mide la velocidad del aire en los ductos, cuyo valor obtenido es 6,11 mph.

La presión dinámica es:

$$p_d = \frac{\gamma v^2}{2g} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right)$$

$$v = 2,73 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$p_d = \frac{0,42 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} * \frac{(3,28 \text{ ft})^3}{1 \text{ m}^3} (2,73 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)}$$

$$p_d = 5,63 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

Entonces la presión total es :

$$P_{Total} = p_{dinámica} + p_{estática}$$

$$P_{Total} = 5,63 \frac{lb}{ft^2} + 1.43 \frac{lb}{ft^2}$$

$$P_{Total} = 7.06 \frac{lb}{ft^2}$$

Con el valor de la velocidad obtenida mediante el anemómetro y con el área del cono de medición se puede mediante la ecuación de continuidad hallar el caudal o flujo de aire:

$$Q = v * A$$

$$Q = 2,73 \frac{m}{s} * 0,12m^2$$

$$Q = 693,61 \text{ CFM}$$

4.9. Análisis de resultados

El tiempo para estabilización del equipo en ciclo de frío tarda 19min. aprox. y en el ciclo de calor un tiempo de 20min. aprox. Para las condiciones de funcionamiento del equipo, Bomba de calor, para enfriamiento se produjo un proceso psicrométrico de enfriamiento y deshumidificación, y para calentamiento se presentó un proceso psicrométrico de calentamiento sensible.

El equipo de aire acondicionado tiene un rango de enfriamiento del $\Delta_{frío}=5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ aprox., con una capacidad de 18826 Btu/h y de calentamiento del $\Delta_{calor}=19 \text{ }^{\circ}\text{C}$ aprox. con una capacidad de 22291Btu/h.

Para una velocidad equivalente a 2,73 m/s se obtiene una presión estática de $1.43 \frac{lb}{ft^2}$, dinámica de $5,63 \frac{lb}{ft^2}$ y total de $7.06 \frac{lb}{ft^2}$ y un caudal correspondiente de 693,61 CFM.

4.10 ELABORACIÓN DE LAS GUÍAS DE LABORATORIO.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO

Práctica N°: 01

Tema: Enfriamiento sensible y deshumidificación.

Resumen:

Objetivos:

- Determinar la capacidad de enfriamiento requerida para variar un rango de temperatura del aire. (basado en condiciones estándar)
- Graficar el proceso de Enfriamiento sensible y/o Deshumidificación del aire tratado en el banco de pruebas de aire acondicionado.
- Graficar la curva de funcionamiento del banco de pruebas de aire acondicionado.
- Trazar el ciclo teórico y real del sistema de refrigeración (modo frío) del banco de pruebas de aire acondicionado.

Equipo y materiales:

- Banco de pruebas de aire acondicionado.
- Termómetro digital, pirómetro.
- Higrómetro.
- Anemómetro.

Marco teórico:

Condiciones de confort térmico

La Norma RITE basado en mejores condiciones de confort para el diseño de sistemas de aire acondicionado recomienda:

Tabla I. CONDICIONES DE CONFORT, SEGÚN RITE.

Estación	Temperatura de Confort	
	min. °C/°F	max. °C/°F
Verano	23/73.4	25/77

Procesos psicrométricos clásicos.

Tendremos la oportunidad de demostrar los cambios en las propiedades termodinámicas del aire, así como también la transferencia de energía y masa entre el aire y un medio, que puede ser: refrigerante, agua o humedad del aire. El balance de energía y conservación de masa son leyes básicas para el análisis y cálculos de los cambios de las propiedades termodinámicas en los procesos básicos de acondicionamiento de aire.

1.- Enfriamiento sensible.

Es el proceso por el cual variamos la temperatura de una corriente de aire húmedo sin modificar la humedad específica.

El proceso de calentamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el intercambiador al aire.

La Fig. 2 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

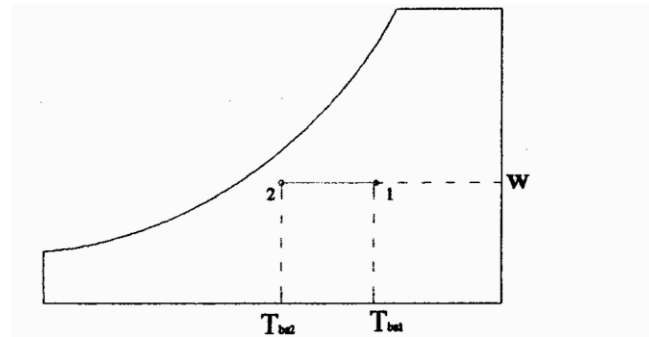
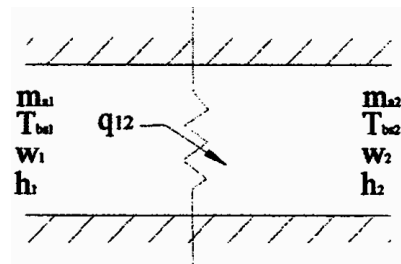


Figura 1 Proceso de enfriamiento sensible.

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (\text{Ec. 1})$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_a \cdot \omega_1 = m_a \cdot \omega_2 \quad (\text{Ec.2})$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable,

$$m_a \cdot h_1 = q_{1-2} + m_a \cdot h_2 \quad (\text{Ec. 3})$$

$$q_T = m_a (h_1 - h_2) \quad (\text{Ec.4})$$

2.- Enfriamiento sensible y deshumidificación.

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. Este fenómeno ocurre en los evaporadores cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de la

temperatura del punto de rocío del aire, igual ocurre en los ductos de aire acondicionado mal aislados, cuando una corriente fría con temperatura por debajo del punto de rocío de la temperatura del área aclimatada circula por estos. En la práctica se logra poniendo el aire en contacto con un intercambiador de calor de tubería aletada cuya superficie este a una temperatura inferior a la del punto de rocío del aire. Este proceso involucra la transferencia de calor sensible y latente, el primero es asociado con la disminución de la temperatura de bulbo seco y el segundo con la disminución de la relación de humedad.

La Fig. 2 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.

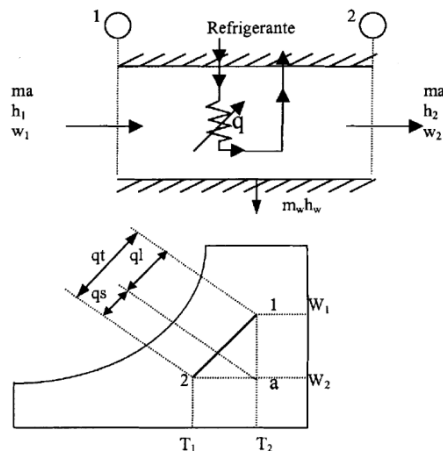


Figura 2 Proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (\text{Ec. 5})$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_a \cdot \omega_1 = m_w + m_a \cdot \omega_2 \quad (\text{Ec. 6})$$

Balance de energía:

$$m_a \cdot h_1 = q_w + m_a \cdot h_2 + m_w \cdot h_w \quad (\text{Ec. 7})$$

donde: la expresión $m_w \cdot h_w$ se la podría despreciar.

Combinando las Ec. 6 y 7, tenemos:

$$q_w = q = m_a(h_1 - h_2) - m_a(\omega_1 - \omega_2) \cdot h_w \quad (\text{Ec. 8})$$

del diagrama se deduce:

$$q_{s2} = h_a - h_2$$

$$q_l = h_1 - h_a$$

$$q_T = q_w + m_w \cdot h_w \quad (\text{Ec. 9})$$

$$q_T = q_{1-2} = q_{s2} + q_{sw} + q_l$$

donde energía del condensado: $q_{sw} = (h_{f2} - h_{fw}) \cdot \omega_2$ (Ec. 10)

de la tabla de vapor:

$$h_{f2}, h_{fw}$$

Cuando el enfriamiento sensible es combinado con deshumidificación, el aire sigue la pendiente hacia la izquierda la misma que depende de la cantidad de calor sensible y calor latente. Esta pendiente ha sido llamada SFH (The Sensible Heat Factor) ó Factor de Calor Sensible.

Si no existe cambio en la relación de humedad, entonces el SFH es igual a uno (SFH = 1 .0) y su grafica es una línea horizontal.

El SFH se expresa como: $SFH = \frac{q_s}{q_s + q_l}$

siendo: $q_s = 1.08 * CFM * \Delta T$, $q_l = 4.5 * CFM * \Delta h$

Solo una parte del aire húmedo tiene contacto directo con las paredes del serpentín de enfriamiento alcanzando la temperatura de la superficie con la consecuente condensación, la otra parte del aire no sufre ninguna transformación provocándose una mezcla (punto 3). Ver Fig. 3. La fracción de aire que no tiene contacto con la superficie toma el nombre de *aire by pasado*. El factor de *by pass* es definido como la relación que existe entre el aire by pasado y el aire que entra en contacto con la superficie del intercambiador de calor.

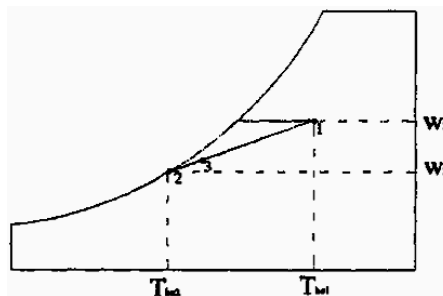


Figura 3 Factor de by-pass en proceso de enfriamiento sensible y deshumidificación.

Procedimiento:

1.-Encender el equipo.

- a) Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.
- b) En el Termostato seleccionar el ciclo Frío (Cool). Setear la temperatura deseada. Verificar que la condición del Ventilador (Fan) se encuentre en automático. Las temperaturas a utilizar para los ensayos serán las de la Tabla I.
- c) Verificar por el visor de líquido este pasando refrigerante líquido.
- d) Cerrar el dámper A, dejando abierto totalmente la rejilla (Punto 2) .

2.-Una vez encendido el equipo tomar datos de la temperatura cada 30seg. ó 20seg. (Punto 2) hasta obtener la temperatura seteada en el termostato digital. Usar Tabla II.

Tabla II.

FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO.

<i>N°</i>	<i>Tiempo</i>	<i>Tibs</i>
	<i>Seg.</i>	<i>°C</i>
1	0	
2	30	
3	60	
4		
5		
6		

3.- Aún encendido el equipo leer los datos de los manómetros de alta (Punto b) y baja (Punto a) tanto temperatura y presión, y con la termocupla digital tomar la temperatura a la entrada (Punto b´) y salida (Punto a´)del evaporador . Usar tabla III.

Tabla III
CICLO DE REFRIGERACIÓN, MODO FRÍO.

<i>Punto</i>	<i>Ubicación</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>
		<i>psi</i>	<i>°F</i>
a	Manómetro baja presión		
b	Manómetro alta presión		
á	Salida del evaporador		
b´	Entrada del evaporador		

4.- Con la termocupla digital tomar la temperatura de la superficie del evaporador (Punto 2). Usar tabla IV.

Tabla IV
TOMA DE DATOS DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO.

Punto	Ubicación	Parámetro	Valor
1	Entrada a la Manejadora (exterior)	Tebs (°C)	
		ϕ_e (%)	
2	Salida del Evaporador	Tvbs (°C)	
		ϕ_v (%)	
3	Salida de la Rejilla	Fi (CFM)	
		Tibh (°C)	
		ϕ_i (%)	
4	A 1m de la Rejilla	F1 (CFM)	
		T1bh (°C)	
		ϕ_e (%)	

5.-Encendido el equipo. Con el termómetro digital y el higrómetro tomar medidas de temperatura, humedad y velocidad del aire tratado en el Punto 3. Usar la Tabla IV.

6.- Encendido el equipo. Con el higrómetro y el anemómetro tomar medidas de la humedad y velocidad del aire en el Punto 4 (a de 1m aprox. perpendicular al Punto 3) . Usar la Tabla IV.

7.- Con el termómetro digital, el higrómetro y anemómetro tomar medidas de temperatura, humedad del ambiente y velocidad del aire en el Punto 1. Usar Tabla IV.

8.-Usando los datos de la Tabla IV y a través de la Carta Psicrométrica procedemos a determinar las otras propiedades del aire a tratar (Punto 1) y tratado (Punto 3). Usar la Tabla V.

Tabla V DETERMINACIÓN DE DATOS DEL PROCEDIMIENTO DE ENFRIAMIENTO EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.

Punto	Mágnitud						
	1	T_{ebs}	T_{ebh}	φ_e	h_e	v_e	W_e
(°F)		(°F)	(%)	Btu/h	ft ³ /lbm	lbma/lbmagua	(°F)
2	T_{ebs}	T_{ebh}	φ_e	h_e	v_e	W_e	P_{Re}
	(°F)	(°F)	(%)	Btu/h	ft ³ /lbm	lbma/lbmagua	(°F)
3	T_{ibs}	T_{ibh}	φ_i	h_i	v_i	W_i	P_{Ri}
	(°F)	(°F)	(%)	Btu/h	ft ³ /lbm	lbma/lbmagua	(°F)
4	T_{1bs}	T_{1bh}	φ₁	h₁	v₁	W₁	P_{R1}
	(°F)	(°F)	(%)	Btu/h	ft ³ /lbm	lbma/lbmagua	(°F)

Resultados:

- Graficar la curva de comportamiento del sistema de enfriamiento (Temperatura vs. Tiempo). Usar Tabla II.
- Graficar el proceso psicrométrico que se ha obtenido con el ensayo en una carta Psicométrica y ubicar el factor de by-pass.
- Calcular el calor sensible y/o latente y total que se transfiere entre el aire y el serpentín producido durante el proceso ensayado.
- Trazar el ciclo teórico y real del sistema de refrigeración (modo frío) del banco de pruebas de aire acondicionado con los siguientes datos:

Lugar de ubicación: Chimborazo – Riobamba.

Presión atmosférica: 525 mmHg - 10.2 psia (altitud = 3000 msnm)⁹.

Temperatura de confort: 23-25°C. (RITE)

Humedad relativa de confort: 40-60%. (RITE)

Ciclo de simple etapa por compresión mecánica, compresor scroll.

- ¿Calcular el COP real para el ciclo de frío?

⁹ Presión atmosférica medida en el Laboratorio de Termodinámica EIM

Conclusiones:

- Según la curva de comportamiento del sistema, ¿el equipo cumple con el rango de tiempo para enfriamiento normalizado para equipos de aire acondicionado?
- ¿Qué capacidad frigorífica se requirió para el tratamiento del aire en el ensayo?
- ¿Qué proceso psicrométrico se obtuvo en el ensayo: Enfriamiento sensible ó Enfriamiento sensible y humidificación?. Justifique su respuesta.
- ¿Según el COP calculado para el ciclo de frío el sistema de refrigeración para aire acondicionado es eficiente?. ¿Por que?
- Usando la Tabla V, los datos del Punto 4, corroborar si se cumple con las condiciones de confort, para verano; en cuanto a la humedad y velocidad del aire entregado. (Consultar condiciones de confort normalizados para verano).
- Considerando que con un equipo de rango comercial se está acondicionando un ambiente y este al momento tiene una humedad relativa por debajo de la de confort, y en el evaporador se está produciendo escarcha. ¿Qué solución inmediata daría usted, para mejorar el sistema?. Explique su propuesta y dibuje un diagrama.

Observaciones:**Bibliografía:**



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO

Práctica N°: 02.

Tema: Calentamiento sensible y humidificación.

Resumen:

Objetivos:

- Determinar la capacidad de calentamiento requerida para variar un rango de temperaturas del aire. (basado en condiciones estándar)
- Graficar el proceso de Calentamiento sensible y/o Humidificación del aire tratado en el banco de pruebas de aire acondicionado.
- Graficar la curva de funcionamiento del banco de pruebas de aire acondicionado.
- Trazar el ciclo teórico y real del refrigeración (modo calor) del banco de pruebas de aire acondicionado.

Equipo y materiales:

- Banco de aire acondicionado.
- Termómetro digital, pirómetro.
- Higrómetro.
- Anemómetro.

Marco teórico:

Condiciones de confort térmico

La Norma RITE basado en mejores condiciones de confort para el diseño de sistemas de aire acondicionado recomienda:

Tabla I. CONDICIONES DE CONFORT, SEGÚN RITE.

Estación	Temperatura de Confort	
	min. °C/°F	max. °C/°F
Invierno	20/68	23/73.4

Procesos psicrométricos clásicos.

Tendremos la oportunidad de demostrar los cambios en las propiedades termodinámicas del aire, así como también la transferencia de energía y masa entre el aire y un medio, que puede ser: refrigerante, agua o humedad del aire. El balance de energía y conservación de masa son leyes básicas para el análisis y cálculos de los cambios de las propiedades termodinámicas en los procesos básicos de acondicionamiento de aire.

1.- Calentamiento sensible.

Es el calor que al añadirse provoca un aumento de temperatura sin cambio de humedad. Este proceso se da generalmente en los intercambiadores de calor.

El proceso de enfriamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el aire al intercambiador.

La Fig. 1 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación grafica en la Carta Psicrométrica.

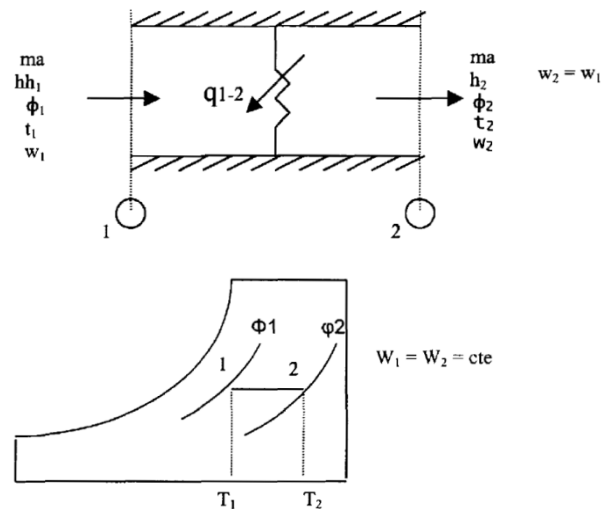


Figura 1 Calor sensible y representación gráfica del proceso.

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (\text{Ec. 1})$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_a \cdot \omega_1 = m_a \cdot \omega_2 \quad (\text{Ec. 2})$$

Balance de energía: bajo condiciones de flujo en estado estable,

$$m_a \cdot h_1 + q_{1-2} = m_a \cdot h_2 \quad (\text{Ec. 3})$$

$$q_{1-2} = m_a (h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 4})$$

Se puede obtener h_1 y h_2 directamente de la carta psicrométrica.

Como el aire ha sido asumido como un gas perfecto, la Ec. 4 puede expresarse como:

$$q_s = m_a \cdot Cp(T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 5})$$

siendo:

$$Cp = Cp_a + \omega Cp_v$$

$$Cp = 0.24$$

$$m = \rho \cdot Q$$

$$m = \left(\frac{1}{V}\right) \cdot Q$$

$$m = Q/V \left(\frac{lbm_a}{min}\right)$$

2.- Calentamiento sensible con humidificación.

El proceso de calentamiento y humidificación consiste en añadir vapor de agua al aire, el cual incrementa su humedad. Esta operación puede realizarse inyectando vapor, por spray o algún dispositivo atomizador o cualquier otro método.

La Fig. 2 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación grafica en la Carta Psicrométrica.

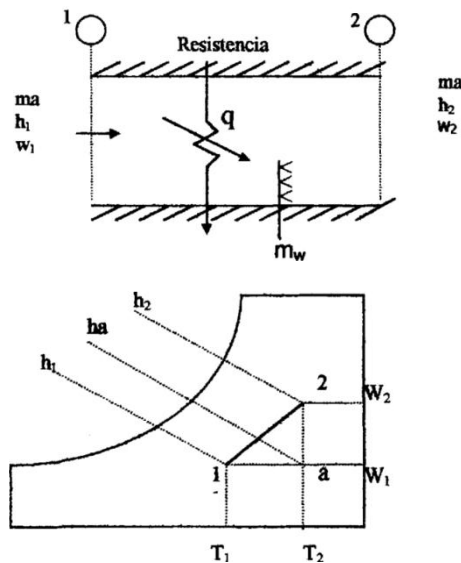


Figura 2 Proceso de calentamiento y humidificación.

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (\text{Ec. 6})$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_a \cdot \omega_1 + m_w = m_a \cdot \omega_2 \quad (\text{Ec.7})$$

Balance de energía:

$$m_a \cdot h_1 + q_{1-2} + m_w \cdot h_w = m_a \cdot h_2 \quad (\text{Ec. 8})$$

Combinando las Ec. 7 y 8, tenemos:

$$q_{1-2} = m_a \cdot h_2 - m_a \cdot h_1 - m_a (\omega_1 - \omega_2) \cdot h_w \quad (\text{Ec. 9})$$

$$q_{1-2} = m_a [(h_2 - h_1) - (\omega_1 - \omega_2) \cdot h_w] \quad (\text{Ec. 10})$$

Procedimiento:

1.-Encender el equipo.

- e) Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.
- f) En el Termostato seleccionar el ciclo Calor (Heat). Setear la temperatura deseada. Verificar que la condición del Ventilador (Fan) se encuentre en automático. Las temperaturas a utilizar para los ensayos serán las de la Tabla I.
- g) Verificar por el visor de líquido este pasando refrigerante líquido.
- h) Cerrar el dámper A, dejando abierto totalmente la rejilla (Punto 2) .

2.-Una vez encendido el equipo tomar datos de la temperatura cada 30seg. (Punto 2) hasta obtener la temperatura seteada en el termostato digital. Usar TablaII.

Tabla II
FUNCIONAMIENTO
DEL EQUIPO.

<i>N°</i>	<i>Tiempo</i>	<i>Tibs</i>
	<i>Seg.</i>	<i>°C</i>
1	0	
2	30	
3	60	
4		
5		
6		

3.- Aún encendido el equipo leer los datos de los manómetros de alta (Punto b) y baja (Punto a) tanto temperatura y presión, y con la termocúpla digital tomar la temperatura a la entrada (Punto b´) y salida (Punto a´) del evaporador . Usar tabla III.

Tabla III.
CICLO DE REFRIGERACIÓN, MODO FRÍO.

<i>Punto</i>	<i>Ubicación</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>
		<i>psi</i>	<i>°F</i>
a	Manómetro baja presión		
b	Manómetro alta presión		
á	Salida del evaporador		
b´	Entrada del evaporador		

4.- Con la termocúpla digital tomar la temperatura de la superficie del evaporador (Punto 2). Usar tabla IV.

Tabla IV.
TOMA DE DATOS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO.

Punto	Ubicación	Parámetro	Valor
1	Entrada a la Manejadora (exterior)	T _{eb} s (°C)	
		φ _e (%)	
2	Salida del Evaporador	T _{vb} s (°C)	
		φ _v (%)	
3	Salida de la Rejilla	F _i (CFM)	
		T _{ib} h (°C)	
		φ _i (%)	
4	A 1m de la Rejilla	F ₁ (CFM)	
		T _{1b} h (°C)	
		φ _e (%)	

5.-Encendido el equipo. Con el termómetro digital y el higrómetro tomar medidas de temperatura, humedad y velocidad del aire tratado en el Punto 3. Usar la Tabla IV.

6.- Encendido el equipo. Con el higrómetro y el anemómetro tomar medidas de la humedad y velocidad del aire en el Punto 4 (a de 1m aprox. perpendicular al Punto 3) . Usar la Tabla IV.

7.- Con el termómetro digital, el higrómetro y anemómetro tomar medidas de temperatura, humedad del ambiente y velocidad del aire en el Punto 1. Usar Tabla IV.

8.-Usando los datos de la Tabla IV y a través de la Carta Psicrométrica procedemos a determinar las otras propiedades del aire a tratar (Punto 1) y tratado (Punto 3). Usar la Tabla V.

Tabla V. DETERMINACIÓN DE DATOS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.

Punto	Mágnitud						
	1	Tebs	Tebh	ϕ_e	he	ve	We
(°F)		(°F)	(%)	Btu/h	ft3/lbm	lbma/lbmagua	(°F)
2	Tebs	Tebh	ϕ_e	he	ve	We	PRe
	(°F)	(°F)	(%)	Btu/h	ft3/lbm	lbma/lbmagua	(°F)
3	Tibs	Tibh	ϕ_i	hi	vi	Wi	PRi
	(°F)	(°F)	(%)	Btu/h	ft3/lbm	lbma/lbmagua	(°F)
4	T1bs	T1bh	ϕ_1	h1	v1	W1	PR1
	(°F)	(°F)	(%)	Btu/h	ft3/lbm	lbma/lbmagua	(°F)

Resultados:

- Graficar la curva de comportamiento del sistema de calefacción (Temperatura vs. Tiempo). Usar Tabla II.
- Graficar el proceso psicométrico que se ha obtenido con el ensayo en una carta Psicométrica y ubicar el factor de by-pass.
- Calcular el calor sensible y/o latente y total que se transfiere entre el aire y el serpentín producido durante el proceso ensayado.
- Trazar el ciclo teórico y real del sistema de refrigeración (modo calor)del banco de pruebas de aire acondicionado con los siguientes datos:

Lugar de ubicación: Chimborazo – Riobamba.

Presión atmosférica: 525 mmHg - 10.2 psia (altitud = 3000 msnm)¹⁰.

Temperatura de confort: 20-23°C. (RITE)

Humedad relativa de confort: 40-60%. (RITE)

Ciclo de simple etapa por compresión mecánica, compresor scroll.

- ¿Calcular el COP real para el ciclo de frío?

Conclusiones:

- Según la curva de comportamiento del sistema, ¿el equipo cumple con el rango de tiempo para calentamiento normalizado para equipos de aire acondicionado?
- ¿Que capacidad frigorífica se requirió para el tratamiento del aire en el ensayo?
- ¿Qué proceso psicrométrico se obtuvo en el ensayo: Calentamiento sensible ó Calentamiento sensible y humidificación? Justifique su respuesta.
- ¿Según el COP calculado para el ciclo de calor el sistema de refrigeración para aire acondicionado es eficiente? ¿Por que?
- Usando la Tabla V, los datos del Punto 4, corroborar si se cumple con las condiciones de confort, para invierno; en cuanto a la humedad y velocidad del aire entregado. (Consultar condiciones de confort normalizados para invierno).
- Usted tiene la tarea de diseñar una bomba de calor, donde existe la necesidad de refrigeración y calefacción del ambiente. Conociendo de antemano que el COP para el ciclo de frío es de 2.5 y el ciclo de calor de 4. a) ¿basaría su diseño en el ciclo de frío o calor? b) según su criterio, si para el diseño de la bomba de calor, usted tendría que sacrificar una capacidad ya sea la de enfriamiento o la de calefacción, ¿cual optaría, pero con la condición que esta sea compensada?, sabiendo que los equipos de calefacción por resistencias eléctricas tienen una eficiencia de 90-100% y de refrigeración del 65-85%. Explique sus respuestas y dibuje un diagrama.

Observaciones:

Bibliografía:

¹⁰ Presión atmosférica medida en el Laboratorio de Termodinámica EIM



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO

Práctica N°: 03

Tema: Movimiento de aire en ductos.

Resumen:

Objetivos:

- Medir la presión estática del aire que pasa a través de los ductos de aire acondicionado.
- Medir la velocidad a la cual fluye el aire a través de los ductos de aire acondicionado
- Determinar la presión dinámica del aire que atraviesa el sistema de conductos
- Medir la velocidad a la cual sale el aire a través del difusor y la rejilla de mando y el alcance que posee.

Equipo y materiales:

- Banco de pruebas de aire acondicionado.
- Tubo en U.
- Anemómetro.
- Transición para medición de velocidad del aire.
- Flexómetro.

Marco teórico:

Presión estática, dinámica y total.

Cuando fluye el aire por un conducto, es la **presión estática (p_e)** (despreciando el peso propio), la que provoca una fuerza o presión sobre sus paredes perpendicular a ellas. Puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene, ejerciéndose por igual en todas las direcciones.

La presión estática realizada por un fluido sobre una superficie (y viceversa) es el cociente entre el valor de esa fuerza y la superficie que realiza su acción.

La presión es positiva cuando es mayor que la presión atmosférica, existiendo una sobrepresión. Por el contrario, la presión estática es negativa cuando es menor que la atmosférica, diciéndose entonces que hay depresión.

Se mide siempre mediante un manómetro colocado en el seno de la corriente de aire o por un tubo en U, formando un ángulo recto con la dirección del flujo.

Presión dinámica (p_d). La presión dinámica es la porción de la presión del aire debida solamente al movimiento del aire. También podemos decir que la presión dinámica de una corriente de aire es la fuerza por unidad de superficie que equivale a la transformación íntegra de la energía cinética en energía de presión.

La presión dinámica es siempre positiva y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad.

El movimiento del aire es debido a la diferencia de presiones que existen entre dos puntos. Por lo tanto, la velocidad del flujo depende de la resistencia que encuentre la corriente de aire. Al igual que cualquier otra cosa que se mueve, el aire ejerce una presión contra los obstáculos que encuentra a su paso y es proporcional a su velocidad.

Viene expresada por:

$$p_d = \frac{\gamma v^2}{2g} \left(\frac{kg}{m^2} \right) \quad (\text{Ec. 1})$$

siendo:

γ = densidad del aire en kg/m^3 ($d=1,2$)

g = aceleración de la gravedad ($g=9,8 \text{ m/s}^2$)

v = velocidad del aire en m/s

Presión total es la suma de las presiones estática y dinámica, pudiendo escribirse:

$$P_{Total} = p_{dinámica} + p_{estática} \quad (\text{Ec. 2})$$

permitiéndonos medir la energía total de la masa de aire. Esta medición se efectúa con un tubo diferencial que indica la suma de la presión dinámica o presión de velocidad y la presión estática.

Respecto al ambiente, la presión total puede ser positiva o negativa.

Como es lógico, se tendrán presiones negativas en el punto de aspiración y positivas a la salida del mismo.

A continuación se muestra la Figura 1 en la cual se representa la medición de las presiones estática, dinámica y total.

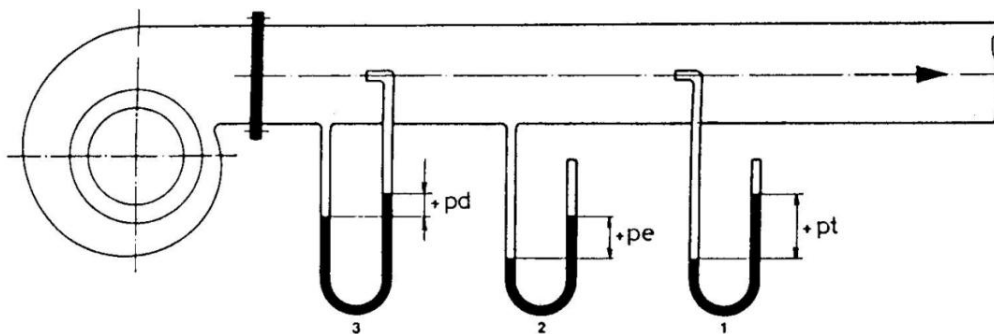


Figura 1 Medida de presiones en el circuito de aspiración.

Movimiento de aire, velocidad.

Se debe considerar que el aire de un recinto cerrado nunca se mantiene totalmente estático, debido al ir y venir de las personas y a las que permanecen en reposo, ya que por su desplazamiento y por el efecto térmico (es imposible que una habitación convencional tenga la misma temperatura en todos sus puntos), no se puede asegurar que el aire esté en situación de reposo en el sentido estricto de la palabra. Por lo común, se juzga como aire en reposo cuando su velocidad es inferior a tres metros por minuto (0,05 metros por segundo). Como resultado, se produce un movimiento en las masas de aire que está dentro del local dando lugar a que se adviertan variaciones de cierta importancia en la sensación física de calor y frío.

Como regla general, se puede establecer que la velocidad del aire no tendría que superar el valor de 0,25 m/s en sitios de normal ocupación sedentaria y a una altura del suelo inferior a 2m, conforme a la norma IT.IC.02.4. Desde luego, hay que desechar totalmente en lugares habitados velocidades residuales superiores a 0,5 m/s por un período prolongado de tiempo.

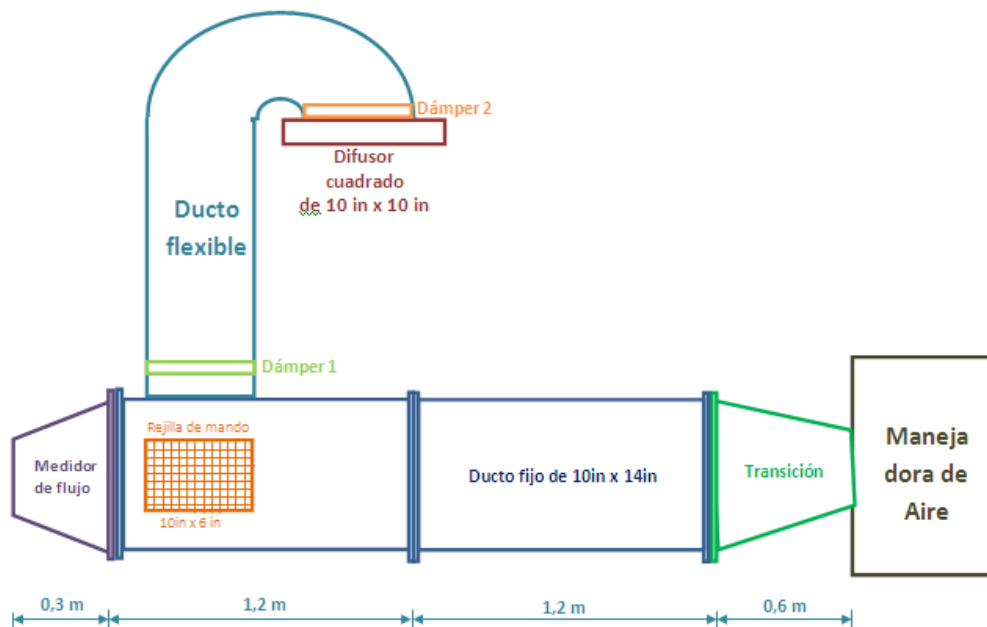
Una velocidad por encima de los 0,25 m/s produce un efecto desagradable, que se hace difícil de soportar, tanto más cuánto más frío sea el aire. Por el contrario, una velocidad por debajo de 0,1 m/s puede dar una sensación de ahogo, de falta de aire, que ocasiona incomodidades.

En términos globales, es válida la siguiente regla: Seleccionar las rejillas con un alcance equivalente a $\frac{3}{4}$ de la distancia a la pared opuesta y una caída que garantice para dicho alcance una altura sobre el suelo de 1,8 m.

Alcance: Es la distancia recorrida por el aire desde la rejilla o difusor de impulsión hasta donde el aire alcanza una velocidad residual de 0,2 a 0,25 m/s.

Procedimiento:

El sistema de ductos es el siguiente:



Procedimiento 1: Determinación de presiones en los ductos

1. Encender el equipo.
 - i) Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.
 - j) Seleccionar en el termostato Cool o Heat. Setear la temperatura deseada. Verificar que la condición del Ventilador (Fan) se encuentre en automático.
2. Medir la diferencia de presiones en el tubo en U adaptado al ducto, la cual es la presión estática.

$$p_e = \underline{\hspace{2cm}}$$

3. Cerrar el los dámper 1 y 2 y cubrir totalmente la salida de aire por la rejilla
4. Abrir la compuerta que se encuentra al final del ducto fijo y mediante el anemómetro medir la velocidad del flujo.

$$v = \underline{\hspace{2cm}}$$

5. Mediante las ecuaciones expuestas en el marco teórico determinar las presiones dinámica y total del fluido.

Procedimiento 2: Medición de velocidades en los elementos de distribución de aire

1. Encender el equipo.
 - k) Conectar el enchufe en el suministro de energía eléctrica de 220V, con el que se abastecerá a nuestro sistema.
 - l) Seleccionar en el termostato Cool o Heat. Setear la temperatura deseada. Verificar que la condición del Ventilador (Fan) se encuentre en automático.
2. Medir a través del anemómetro la velocidad del aire a la salida tanto del difusor como de la rejilla de mando, cuando los dámper 1 y 2 estén abierto y cuando el dámper 1 esté cerrado.

Elemento	Condición	Velocidad
Difusor	Dámper 1 y 2 abiertos	
	Dámper 1 y 2 cerrados	
Rejilla	Dámper 1 y 2 abiertos	
	Dámper 1 y 2 cerrados	

3. Calcular el caudal de aire que proporcionan la rejilla y el difusor por separado para ambas condiciones.
4. Medir el alcance de la rejilla y del difusor en la distribución del aire tomar medidas de velocidad cada 50 cm de longitud.

Distancia	Velocidad
	150 fpm
	100 fpm
	50 fpm

Resultados:

Procedimiento 1:

Como se midió la presión estática y en el marco teórico se dan valores de densidad del aire y aceleración de la gravedad se procede a determinar la presión dinámica.

$$p_d = \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

$$p_d = \text{---}$$

$$p_d = \text{_____}$$

Una vez hallada la presión dinámica se halla la presión total:

$$P_{Total} = p_{dinámica} + p_{estática}$$

$$P_{Total} = \text{_____} \pm \text{_____}$$

$$P_{Total} = \text{_____}$$

Procedimiento 2:

Una vez medidas las velocidades y obteniendo el área o sección del difusor y la rejilla se determina el flujo de aire que proporciona cada uno de estos elementos de distribución de aire.

➤ Dámpers 1 y 2 abiertos

$$v_{difusor} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$v_{rejilla} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$S_{difusor} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$S_{rejilla} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$Q_{difusor} = v_{difusor} * S_{difusor}$$

$$Q_{rejilla} = v_{rejilla} * S_{rejilla}$$

$$Q_{difusor} = \underline{\hspace{1cm}} * \underline{\hspace{1cm}}$$

$$Q_{rejilla} = \underline{\hspace{1cm}} * \underline{\hspace{1cm}}$$

$$Q_{difusor} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$Q_{rejilla} = \underline{\hspace{2cm}}$$

➤ Dámper 1 y 2 cerrados

$$v_{difusor} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$v_{rejilla} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$S_{difusor} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$S_{rejilla} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$Q_{difusor} = v_{difusor} * S_{difusor}$$

$$Q_{rejilla} = v_{rejilla} * S_{rejilla}$$

$$Q_{difusor} = \underline{\hspace{1cm}} * \underline{\hspace{1cm}}$$

$$Q_{rejilla} = \underline{\hspace{1cm}} * \underline{\hspace{1cm}}$$

$$Q_{difusor} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$Q_{rejilla} = \underline{\hspace{2cm}}$$

Conclusiones:

- La rejilla y el difusor cumplen con la norma de alcance establecida en el marco teórico, de no ser así ¿que tipo de elementos de distribución de aire recomendaría?
- ¿Cuando ambos dámper están abiertos el flujo de aire a la salida del difusor es de 400 CFM en cada uno? De no ser así ¿qué ocurrió?
- ¿Cuando los dámper 1 y 2 están cerrados el flujo de aire a la salida de la rejilla es de 800 CFM que es el caudal que proporciona el ventilador?. Si la respuesta es negativa, explique el por qué de la variación.
- ¿Para la variación entre el caudal teórico y el medido, cree usted que intervenga la longitud del ducto?

Observaciones:**Bibliografía:**

CAPÍTULO V

5. COSTOS Y MANTENIMIENTO.

5.1 GENERALIDADES.

Cualquier proyecto de tesis requiere de gastos, los cuales van desde el momento de la adquisición de cada implemento o accesorio hasta el ensamblaje de los mismos para llegar al equipo final instalado, el estudio de costos ayudará a comprobar cuan factible es el proyecto realizado.

5.2 COSTOS DIRECTOS.

En este punto se consideran los gastos de materiales, mano de obra, transporte y herramientas:

Tabla 5.1 COSTO DE SOPORTES Y PROTECCIÓN DE LA MANEJADORA, UNIDAD CONDENSADORA Y DUCTOS.

Denominación	Descripción	Cantidad	V. unitario	V. total
Perfil estructural L	ASTM A36-(1x1/4)	4	20	80,00
Perfil estructural L	ASTM A36 - (1x1/8)	3	15	45,00
Electrodos	Aga 6011	1 lb.	2,0	2,00
Pintura y tinher	Anticorrosivo Color bronce	1	12	12,00
Disco de corte	d=4 in.	1	8	8,00
Tacos fischer	F 10	20	0,15	3,00
Spray	Color aluminio	2	4,60	9,20
Varios				15,00
SUBTOTAL				174,20
12 % IVA				20,91
TOTAL (+IVA)				\$195,11

Tabla 5.2 COSTO DE LA MANEJADORA DE AIRE, UNIDAD CONDENSADORA Y ACCESORIOS DE CONEXIÓN.

Denominación	Costo de la cámara de conservación descripción	Cantidad	V. unitario	V. total
Manejadora y unidad condensadora	Aire Forzado ½ HP 220V	1	1556,00	1556,00
Válvula de expansión termostática	Danfoss R22A Eq-int TS-2	1	65,00	65,00
Termostato digital		1	65,00	65,00
Válvula check	Danfoss	2	33,00	66,00
Visor	Danfoss 5/8	1	22,00	22,00
Filtro	Danfoss 5/8	2	21,00	42,00
Válvula de succión	Diámetro 5/8	2	45,00	90,00
Válvula de descarga	Diámetro 3/8	1	30,00	60,00
Kit de manómetros	Quality	1	50,00	50,00
Tubería de cobre 3/8	Quality	6	4,00	24,00

Tubería de cobre 5/8	Quality	5	8,00	40,00
Tuerca reforzada 3/8		10	1,10	11,00
Tuerca reforzada 5/8		10	1,25	12,50
Codo reforzado 3/8		4	1,25	5,00
Codo reforzado 5/8		4	1,40	5,60
Unión rosca 3/8		2	1,00	2,00
T de cobre 3/8	soldable	2	2,00	4,00
T de cobre 5/8	soldable	2	2,50	5,00
Trampa sifón 5/8		3	6,00	18,00
Aislante	Rubatex 3/8	3	1,50	4,50
Aislante	Rubatex 5/8	3	2,00	6,00
SUBTOTAL				2.153,60
12 % IVA				258,43
TOTAL (+IVA)				\$2.412,03

Tabla 5.3 COSTO DE DUCTOS.

Denominación	Descripción	Cantidad	V. unitario	V. total
Planchas de Tool	ASTM A653 espesor = 0,9mm	3	32,00	96,00
Perfil estructural L	ASTM A36 - (1 x1/8)	3	15,00	45,00
Difusor de aire	10 X 10 in	1	75,00	75,00
Dámper	10 x10 in	1	30,00	30,00
Rejilla de mando	10 x 6 in	1	53,00	53,00
Ducto flexible	1,20 m	1	10,00	10,00
Transición de rectángulo a círculo	De 12 x 10 in a D=10 in	1	15,00	15,00
Transición piramidal		1	30,00	45,00
Ducto de toma de aire	Tool de 0,9 mm	1	30,00	30,00
Aislante para ductos	Fibra de vidrio ½ rollo	1	45,00	45,00
Cinta de aluminio	Rollo Fiber Glass	1 1/2	20,00	30,00
Cuellos para ducto flexible	10 in	2	15,00	30,00
Dámper para ducto flexible	10 in	1	10,00	10,00
Cemento de contacto		1	4,50	4,50
Electrodos	Aga 6011	1 lb.	2,0	2,00
Spray	Anticorrosivo color aluminio	1	4,60	4,60
Remaches	5/32 x 1/2 in	100	0,03	3,00
Pernos, tuercas y rodela	acero inoxidable 1/4 x1 in	60	0,15	9,00
Silicón	Transparente	6	5,00	30,00
Tríplex	50 x 50 cm	1	3,00	3,00
Tacos Hilty	1 in	6	1,50	9,00
Alambre		4	0,15	0,60
Broca	¼ in	2	2,25	4,50
Broca	5/32 in	2	1,50	3,00
Broca de concreto		1	3,00	3,00
Varilla	¼ in	2	4,00	8,00
SUBTOTAL				598,20
12 % IVA				71,78
TOTAL (+IVA)				\$669,99

Tabla 5.4 COSTO DE MATERIALES.

Costo	Valor
Soportes	195,11
Manejadora de aire, unidad condensadora	2.412,03
Ductos	669,99
Costos de materiales	\$ 3.277,13

Tabla 5.5 COSTO DE MANO DE OBRA.

Operario	Tiempo(hora/hombre)	Sal. Real /Hora	V. total
Maestro Soldador	10	10,00	100,00
Maestro Pintor	1	15,00	15,00
Maestro Doblador	10	10,00	100,00
Ingeniero Electricista			50,00
Técnico frigorista			50,00
Técnico instalación ductos	15	10,00	150,00
Maestro albañil			30,00
Otros			25,00
	Costos de mano de obra		\$ 490,00

Tabla 5.6 COSTOS DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

Denominación	Tiempo(h)	V. unitario	V. total
Dobladora de tol	8	5	40,00
Cortadora de acero estructural	3	5	15,00
Suelda eléctrica	10	5	50,00
Suelda oxiacetilénica	12	5	60,00
Bomba de vacío	5	5	25,00
Otros	20	3	60,00
	Costos de equipos y herramientas		\$ 250,00

Tabla 5.7 COSTO POR TRANSPORTE.

Denominación	V. transporte
Transporte del equipo de aire acondicionado	100,00
Envío de elementos circuito A.A	20,00
Transporte de ductos	5,00
Costos por transporte	\$ 125,00

Tabla 5.8 TOTAL DE COSTOS DIRECTOS.

Denominación	USD [\\$]
Costos por materiales	3.277,13
Costos por mano de obra	490,00
Costos por transporte	125,00
Costos de equipos y herramientas	250,00
Total de costos directos	\$ 4142,13

5.3 COSTOS INDIRECTOS.

5.3.1 Criterio de ingeniería.

El valor de criterio de ingeniería se considera entre el 10% y 15% del costo del equipo.

Tabla 5.8 CRITERIO DE INGENIERÍA.

Costo	Valor
Criterio de ingeniería	\$ 389,21

5.3.2 Costos por Imprevistos.

Tabla 5.9 COSTOS POR IMPREVISTOS.

Costo por imprevistos	\$50
------------------------------	-------------

5.3.3 Costos por utilidades.

Se considera el 0% del costo del equipo, debido a que es un proyecto de Tesis de Grado. En caso de ser un trabajo particular debe tomarse en cuenta la asignación del valor correspondiente.

Tabla 5.10 TOTAL DE COSTOS INDIRECTOS.

Denominación	USD [\\$]
Costos por ingeniería	389,21
Costos por imprevistos	50,00
Costos por utilidades	0
Total de costos Indirectos	\$ 439,21

5.4 COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN.

Tabla 5.11 COSTO TOTAL DEL EQUIPO.

Denominación	USD [\\$]
Costos directos	4142,13
Costos indirectos	439,21
Costo total del equipo	\$4.581,34

El costo total del equipo es de \$ 4.581,34 (cuatro mil quinientos ochenta y un dólares americanos con 34/100).

5.5 MANTENIMIENTO DEL SISTEMA.

Por mantenimiento se entiende la serie de operaciones periódicas sobre los equipos e instalaciones, para mantenerlos en perfecto estado, con el máximo de rendimiento, y evitando su progresivo deterioro, y averías costosas. Las siguientes indicaciones comprenden un programa de mantenimiento recomendado:

Tabla 5.12 OPERACIONES DE MANTENIMIENTO. [1]

	DESCRIPCIÓN DEL SERVICIO	Frecuencia		
		A	M	S
	Manejadora de aire y Unidad condensadora.			
1	Limpieza exterior general de las unidades.		X	
2	Revisión y corrección del aislamiento interior en la manejadora.		X	
3	Inspeccione el filtro de la manejadora. Limpie o reemplace el elemento obstruido del filtro.		X	
4	Inspección eléctrica del motor y sentido de giro del ventiladores de las unidades.		X	
5	Medir los consumos de corriente y comparar con los parámetros normales.		X	
6	Limpieza del sistema de distribución de aire (rejillas, persianas y en general sistema de ductos).		X	
7	Inspeccione el compartimiento de las unidades en busca de señales de corrosión. Limpie o repare si fuera necesario.	X		
8	Revise la turbina y hélice del ventilador y la carcasa en busca de daños de las unidades. Gire la rueda del ventilador manualmente para asegurar que no existen obstrucciones bloqueando su movimiento.	X		
9	Inspeccione las aletas del serpentín en busca de suciedad o daños. Límpielas.	X		
	Elementos.			
1	Verificar que no exista fugas de refrigerante			X
2	Comprobar la temperatura que detecta el termostato sea correcta.		X	
3	Inspección de manómetros, válvulas, visor.			X
4	Reemplazo de filtro deshidratador	X		

M - mensual	A - Anual	S - Semestral
-------------	-----------	---------------

Nota: Se dirá que el banco de aire acondicionado está funcionando de una manera correcta cuando tiene un registro de amperaje dentro de 13 a 14 A.

5.6 REPARACIÓN DE AVERÍAS EN CLIMATIZADORES AUTÓNOMOS.

Las averías en equipos autónomos suelen ser provocadas por:

*Equipo eléctrico y de control.

*Equipo frigorífico.

*Equipo de ventilación.

*Equipo auxiliar.

5.6.1 Relación entre las condiciones del equipo, presiones y consumo.

Tabla 5.13 CONDICIONES DEL SISTEMA VERSUS POSIBLES AVERÍAS.[3]

	Refrigeración.			Calfacción		
	Baja presión.	Alta presión.	Consumo.	Baja presión.	Alta presión.	Consumo.
Falta refrigerante	↘	↘	↘	↘	↘	↘
Obstrucción del capilar o filtro	↘	↘	↘	↗	↗	↘
By-pas en unidad interior	↘	↘	↘	↗	↗	↗
Deficiente radiación unidad exterior.	↗	↗	↗	↘	↘	↘
Falta de compresión.	↗	↘	↘	↗	↘	↘

Realizar medidas de presión y temperatura transcurridos 15 minutos.

5.6.2 Comprobación del compresor y válvula de inversora.

Tabla 5.14 AVERÍAS EN EL COMPRESOR Y VÁLVULA INVERSORA. [4]

Fallo	Síntoma
Falta de compresión.	<ul style="list-style-type: none"> El consumo está un 20% por debajo del nominal. El tubo de descarga del compresor está anormalmente caliente. (La temperatura normal son de 70 a 90 ° C) La diferencia entre alta y baja presión tiende a cero.
Compresor bloqueado.	<ul style="list-style-type: none"> El consumo aumente anormalmente. En algunos casos salta el limitador. El compresor hace un zumbido.
Válvula de 4 vías mal.	<ul style="list-style-type: none"> El consumo de funcionamiento es menor del 80% del nominal. La diferencia de temperatura entre los tubos de aspiración y descarga de la válvula tiende a 0° C.

5.6.3 Comprobación del ventilador.

Las principales averías en los sistemas de ventilación son producidas por:

*Suciedad.

*Desequilibrado y vibraciones.

*Averías eléctricas.

Tabla 5.15 AVERÍAS EN EL VENTILADOR. [5]

Avería	Posible causa
El ventilador no arranca	Falta corriente. Ha saltado el interruptor automático o el relé térmico del contactor. El condensador de arranque está cortado. Cambiar. El bobinado del motor esta cortado.
Salta el interruptor magnetotérmico.	Motor agarrotado. Rotor trabado. Motor quemado.
Salta el interruptor diferencial	Motor derivado a tierra. Condensador quemado. Motor o caja de conexiones mojadas. Se ha confundido el neutro por la tierra.
El ventilador hace ruido pero no gira.	Correa de transmisión floja o rota. Chaveta de la polea rota. Cojinetes agarrotados por falta de engrase. Chaveta del rotor o pasadores rotos.
El ventilador va lento	Correa de transmisión floja. Cojinetes agarrotados.
El ventilador hace ruido	Rodete desequilibrado. Rodamientos gastados. Chapas o rejillas sueltas. Antivibradores rotos.
Los cojinetes están calientes	Ejes del ventilador desalineados. Poleas desalineadas. Falta engrase en los cojinetes.
El ventilador sopla poco caudal	Filtro muy sucio. Rodete muy sucio o liso por suciedad o pelusa. Correa de transmisión floja, tensar. Puede estar girando al revés, por haber invertido dos fases de la alimentación eléctrica. Abertura en el conducto que provoca by-pass. Obstrucción interior del conducto (trozo de panel, tabica desprendida, etc.). Palas rotas o dobladas.
El ventilador va pero sopla poco	Polea del motor demasiado pequeña. El motor no puede con el ventilador.
El motor eléctrico se calienta	Motor pequeño, cambiar o cambiar polea por otra menor. Poca pérdida de carga y excesivo caudal. Estrangular el conducto.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 CONCLUSIONES.

1. En el presente proyecto de tesis de grado se ha diseñado, construido, instalado y probado un banco de pruebas para Laboratorio de un Sistema de Climatización Calor/Frío (Bomba de Calor) lo cual cumple con uno de los objetivos planteados.
2. El diseño de este Sistema de Climatización (Bomba de Calor), está basado en los principios de compresión mecánica, y se rige a consideraciones de la Asociación Americana de Aire Acondicionado y Refrigeración ASHRAE, Air Conditioning and Refrigeration Institute ARI, Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios RITE (Principios de Refrigeración y Aire Acondicionado y Diagrama Eléctrico de Control y Potencia), Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association SMACNA (Diseño de Ductos).
3. Las Guías y Prácticas de Laboratorio de Climatización permitirán al estudiante familiarizarse con el sistema de refrigeración aplicado para aire acondicionado, análisis psicrométrico del tratamiento del aire, y principio básicos en diseño de ductos y con esto corroborar el conocimiento adquirido en las aulas con la experimentación.
4. La instalación del equipo se hizo de acuerdo a la disponibilidad de espacio existente, y se hizo la distribución de cada elemento tomando en cuenta la facilidad de toma de datos y manipulación del sistema en conjunto.
5. El banco de pruebas instalado ayudará al estudiante que tome la cátedra de aire acondicionado a identificar y manipular cada uno de los elementos que conforman el sistema.
6. La Bomba de calor reversible diseñada y construida en el presente proyecto tiene una capacidad de enfriamiento de 18826 Btu/h (con un rango de enfriamiento de 5°C), y de calentamiento de 22291Btu/h (con un rango de calentamiento de 19°C), lo cual se ajusta a las capacidades calculadas en el diseño preliminar cuyos valores son: para enfriamiento 18073 Btu/h, para calentamiento 23134.2 Btu/h.

6.2 RECOMENDACIONES.

- 1.** Al momento de poner en funcionamiento el equipo se debe tener cuidado con no manipular exageradamente las funciones de cambio de ciclo del termostato ya que podría averiarse y dejar de funcionar correctamente.
- 2.** Cualquier falla producida en el sistema de climatización se debe analizar adecuadamente según los planos ya sea en el circuito de control o de mando para el caso que sea eléctrico.
- 3.** Se debe observar con frecuencia mediante el visor si la carga de refrigerante es la correcta, caso contrario se debe realizar la carga pertinente.
- 4.** En caso de que exista fuga de refrigerante por daños en alguno de los elementos de la instalación o en la tubería de conexión se debe realizar la prueba de vacío siguiendo el respectivo procedimiento antes de cargar refrigerante nuevamente.
- 5.** Para realizar las pruebas de laboratorio correspondientes el estudiante deberá seguir a cabalidad el procedimiento que se indica en las guías de laboratorio, de manera que no cometa errores que puedan averiar el sistema.
- 6.** Es recomendable exteriorizar la invitación de complementar el presente proyecto de tesis con otro afín que permita adquirir datos de Temperatura, humedad relativa, velocidad para el caso del aire y presión y temperatura para el caso del refrigerante, variables que pueden ser medidas mediante sensores y mostradas en un computador a través del programa denominado LabView.
- 7.** Cubrir la unidad condensadora que se encuentra externamente con un cobertor impermeable adecuado, el cual debe ser retirado únicamente cuando el equipo esté a punto de ser utilizado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp.2
- [2] PITA, E. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 1991. Pp. 14
- [3] PITA, E. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 1991 Pp. 15
- [4] JUTGLAR, L. Técnica de Refrigeración. España: Marcombo, 2008. Pp. 22,47
- [5] FERNANDEZ, D. Termodinámica Técnica. 2da.ed. España: Irwin, 2003. Pp. 222
- [6] ESPARZA, M. Diseño y Construcción de un Sistema de refrigeración de Conservación para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2010. (tesis). Pp. 4
- [7] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 6-8
- [8] VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración. Ecuador: Docucentro, 2010. (doc). Pp. 16-17
- [9] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 8-10
- [10] JUTGLAR, L. Técnica de Refrigeración. España: Marcombo, 2008. Pp. 47-48
- [11] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp. 123
- [12] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 8-10
- [13] JUTGLAR, L. Técnica de Refrigeración. España: Marcombo, 2008. Pp. 48-51
- [14] en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump, www.soliclima.com/Bomba_de_calor.htm,
www.bombacalor.com/
- [15] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 302

- [16] DOSSAT, R. Principios de Refrigeración. 2da. ed. México: Continental, 2001. Pp. 137
- [17] VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración. Ecuador: Docucentro, 2010. (doc). Pp. 16
- [18] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp. 2
- [19] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 13
- [20] CARNICER, E. Aire Acondicionado. 5ta. ed. España: Paraninfo, 2001. Pp. 35-37
- [21] www.climatizacion.pdf.com
- [22] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR- CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Fundamentals Handbook. Atlanta: Tullie, 2001. Pp. 8.1
- [23] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 10
- [24] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 160
- [25] QUADRI, N. Sistemas de Aire Acondicionado. Argentina: Alsina, 2001. pp. 130
- [26] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 203
- [27] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 178-181
- [28] TORRES, F. Control Automático de Sistemas de Aire Acondicionado con PLCs, Ecuador-Quito, 2008. (tesis). Pp. 5
- [29] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 181-185
- [30] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie, 2000. Pp. 2.4-2.6

- [31] TORRES, F. Control Automático de Sistemas de Aire Acondicionado con PLCs, Ecuador-Quito, 2008. (tesis). Pp. 20-24
- [32] TORRES, F. Control Automático de Sistemas de Aire Acondicionado con PLCs. Ecuador-Quito. 2008. (tesis). Pp. 25-48
- [33] CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Manual de Aire Acondicionado. 5ta. ed. USA: Thonsom, 2004. Pp. 81
- [34] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 340-344
- [35] CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Manual de Aire Acondicionado. 5ta. ed. USA: Thonsom, 2004. Pp. 83
- [36] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie, 2000. Pp. 2.9-2.11
- [37] CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Manual de Aire Acondicionado. 5ta. ed. USA: Thonsom, 2004. Pp. 84
- [38] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 323-324
- [39] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie, 2000. Pp. 8.4-8.6
- [40] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp. 3-4
- [41] BUQUÉ F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 135
- [42] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp. 2,33
- [43] [www.cc.danfoss.com/ SM-SZ Scroll Kompresorler.pdf](http://www.cc.danfoss.com/SM-SZ_Scroll_Kompresorler.pdf) (Pp.4), 7compresores
- [44] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia:

Alfaomega, 2007. Pp. 157-166

- [45] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia:
Alfaomega, 2007. Pp. 195-201
- [46] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp.103-107
- [47] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria
de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 333
- [48] VALENZUELA, R. Apuntes de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial. Ecuador:
Docucentro, 2003. (doc). Pp. 21
- [49] BUQUÉ F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia:
Alfaomega, 2007. Pp. 167-1192
- [50] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING
ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Refrigeration Handbook. Atlanta: Tullie,
2006. Pp. 44.30-44.32
- [51] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING
ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie,
2000. Pp. 30.8-30.9
- [52] BUQUÉ F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia:
Alfaomega, 2007. Pp. 174-188
- [53] BUQUÉ F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia:
Alfaomega, 2007. Pp. 253-254
- [54] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio.
Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 34
- [55] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio.
Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 35
- [56] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio.
Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp.36
- [57] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio.

Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp.37

- [58] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 37
- [59] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 38
- [60] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. pp. 5-6
- [61] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 42-43
- [62] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 43
- [63] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 45
- [64] COPELAND. Manual de Refrigeracion. España, 1999 (doc). Pp. 18
- [65] AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE. Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado. México: Prince-Hall Hispana, 1987. Pp. 239
- [66] AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE. Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado. México: Prince-Hall Hispana, 1987. Pp. 240
- [67] COPELAND. Manual de Refrigeracion. España, 1999. (doc). Pp. 18-19
- [68] AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE. Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado. México: Prince-Hall Hispana, 1987. Pp. 238
- [69] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie, 2000. Pp. 18.1-18.4
- [70] VALENZUELA, R. Apuntes de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial. Ecuador: Docucentro, 2003. (doc). Pp. 24
- [71] RAPIN, P. Formulario del Frío. Mexico: Alfaomega, 2001. Pp. 27-36

- [72] JUTGLAR, L. Técnica de Refrigeración. España:Marcombo, 2008. Pp. 37-38
- [73] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp.50
- [74] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp.53
- [75] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 317-318
- [76] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 56
- [77] www.thermocoil.com/ma002.html
- [78] www.thermocoil.com/cr002.html
- [79] www.thermocoil.com/FCD024.pdf, www.thermocoil.com/SLCV024.pdf
- [80] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 381-382
- [81] PITA, E. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 1991. Pp. 191
- [82] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp. 139
- [83] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 323-333
- [84] FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006. Pp. 146
- [85] BUQUÉ F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 170
- [86] LÓPEZ, I. Diseño de un sistema de climatización para el Hotel Zeus. Ecuador-Riobamba, 2009. (tesis). Pp. 90-91
- [87] VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración. Ecuador: Docucentro, 2010. (doc). Pp. 90-91

- [88] www.heatcraftbrasil.com.br/bohn/paginas_es/Download/catalogo/outros_produtos
- [89] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 215-216
- [90] CARNICER, E. Aire Acondicionado. 5ta. ed. España: Paraninfo, 2001. Pp. 69-77
- [91] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 220
- [92] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 219
- [93] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003. Pp. 234
- [94] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie, 2000. Pp. 33.7
- [95] CARNICER, E. Aire Acondicionado. 5ta. ed. España: Paraninfo, 2001. Pp. 141
- [96] SALVADOR-ESCODA. Selección de Difusores. España: S&E, 2010. (doc). Pp. B13
- [97] 4wayreversing_valve.cqc.com
- [98] PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da, ed. México: Limusa, 2003 Pp. 229
- [99] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador: Riobamba, 2008. (tesis) Pp. 86
- [100] www.danfoss.com/sp/ve
- [101] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador: Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 86
- [102] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia:

Alfaomega, 2007. Pp. 223

- [103] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 126
- [104] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 105
- [105] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 105-109
- [106] RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador: Riobamba, 2008. (tesis). Pp. 97
- [107] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 233, 234
- [108] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 341
- [109] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 238-242
- [110] BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007. Pp. 341
- [111] [www.thermotar.com/Manual de Usuario Manejadora.pdf](http://www.thermotar.com/Manual%20de%20Usuario%20Manejadora.pdf), (doc). Pp. 6
- [112] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 431
- [113] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 432
- [114] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 442-433
- [115] GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006. Pp. 91

BIBLIOGRAFÍA

- PITA, E. Acondicionamiento de Aire-Principios y Sistemas. 2da. ed. México: Limusa, 2003.
- PITA, E. Principios y Sistemas de Refrigeración. México: Limusa, 1991.
- JUTGLAR, L. Técnica de Refrigeración. España: Marcombo, 2008.
- RAMÍREZ, D. Diseño, construcción y pruebas de un banco de refrigeración para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2008. (tesis).
- VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración. Ecuador: Docucentro, 2010. (doc).
- FRANCO, J. Manual de Refrigeración. España: Reverté, 2006.
- GONZÁLEZ, C. Instalaciones de Climatización y Ventilación. España-Valencia: Conselleria de Cultura, Educación y Deporte, 2006.
- FERNANDEZ D. Termodinámica Técnica. 2da. ed. España: Irwin, 2003.
- ESPARZA, M. Diseño y Construcción de un Sistema de Refrigeración de Conservación para Laboratorio. Ecuador-Riobamba, 2010. (tesis).
- DOSSAT, R. Principios de Refrigeración. 2da. ed. México: Continental, 2001.
- CARNICER, E. Aire Acondicionado. 5ta. ed. España: Paraninfo, 2001.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR- CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Fundamentals Handbook. Atlanta: Tullie, 2001.
- QUADRI, N. Sistemas de Aire Acondicionado. Argentina: Alsina, 2001.
- BUQUÉ, F. Manual Práctico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Colombia: Alfaomega, 2007.
- TORRES, F. Control Automático de Sistemas de Aire Acondicionado con PLCs. Ecuador-Quito, 2008. (tesis).

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Manual de Aire Acondicionado. 5ta. ed.
USA: Thonsom, 2004.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING
ENGINEERS–ASHRAE. HVAC Systems and Equipment Handbook. Atlanta: Tullie,
2000.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING
ENGINEERS–ASHRAE. HVAC Refrigeration Handbook. Atlanta: Tullie, 2006.

COPELAND. Manual de Refrigeracion. España, 1999. (doc).

AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE. Manual de Refrigeración y
Aire Acondicionado. México: Prince-Hall Hispana, 1987.

VALENZUELA, R. Apuntes de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial. Ecuador:
Docucentro, 2003. (doc).

RAPIN, P. Formulario del Frío. Mexico: Alfaomega, 2001.

LÓPEZ, I. Diseño de un Sistema de Climatización para el Hotel Zeus. Ecuador-Riobamba, 2009.
(tesis).

SALVADOR-ESCODA. Selección de Difusores. España: S&E, 2010. (doc)

LINKOGRAFÍA

Artículos Técnicos de Refrigeración/Aire Acondicionado.

www.wikipedia.org/wiki/Archivo:Diagrama_Bomba_de_Calor.jpg

2010 – 03 – 21

www.Climatizacion.pdf.com

2010 – 03 – 21

www.infofred.com

2010 – 08 – 05

en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump

2010 – 08 – 05

www.soliclima.com/Bomba_de_calor.htm

2010 – 08 – 05

www.bombacalor.com

2010 – 08 – 05

www.frigorista.com

2010 – 08 – 10

www.caloryfrio.com

2010 – 08 – 10

Termostato Electrónico Heat/Cool.

www.mars.com

2010 – 01 – 15

Unidad Condensadora Thermotar.

www.thermotar.com

2010 – 08 – 10

www.tehermotar.com/SLCV024-1.pdf

2010 – 08 – 10

www.tehermotar.com/ManualInstalaciónCondensadoras.pdf

2011 – 03 – 18

Compresor Scroll.

www.copeland_corp.com

2010 – 01 – 15

www.heatcraftbrasil.com.br/bohn/paginas_es/Download/catalogo/outros_produtos/ACC2

2011 – 03 – 18

Manejadora de Aire Thermotar.

www.thermotar.com

2010 – 08 – 10

www.tehermotar.com/FCD024.pdf

2011 – 03 – 18

www.tehermotar.com/ManualdeUsuarioManejadora.pdf

2011 – 03 – 18

Accesorios Danfoss.

www.danfoss.com

2010 – 01 – 15

Accesorios de Refrigeración.

www.antartic.com

2010 – 01 – 20

Aislamiento Térmico.

www.aerplus.com

2010 – 12 – 10