SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN EN REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

LUIS ENRIQUE BERNAL

JHON JAIRO ESTÉVEZ SÁNCHEZ

MAYRA ALEJANDRA GUARÍN REYES

CLAUDIA PATRICIA TARAZONA CÁCERES

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2011

SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN EN REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

LUIS ENRIQUE BERNAL

JHON JAIRO ESTÉVEZ SÁNCHEZ

MAYRA ALEJANDRA GUARÍN REYES

CLAUDIA PATRICIA TARAZONA CÁCERES

Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director
OMAR A. GÉLVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2011

DEDICATORIA

A Dios todo poderoso por su infinito amor.

A mi madre Isabel Bernal por su amor, paciencia y compresión. Gracias por su apoyo incondicional una vez más.

A mi hermana Diana Bernal y a su esposo Adán Naranjo, por su apoyo y aliento en los momentos difíciles.

A mis dos sobrinas Diana y Sofía por ser fuentes de motivación.

A todos y cada uno de los miembros de mi familia y amigos que aportaron a este logro.

Al ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, por su gran calidad humana y excelente docente.

Luis Enrique Bernal.

DEDICATORIA

A mis padres Nancy Amparo Sánchez Ramón y José Antonio Estévez Cuevas, por su apoyo incondicional, por su infinita paciencia y por el inmenso amor que siempre me han brindado.

A mis Hermanas Ibeth y Marly, por darme fuerzas durante el camino recorrido hasta esta instancia.

A mi novia Giselle Tobo, por su compañía, su inmenso amor, así como su infinita paciencia.

A Luis Enrique Bernal, gran amigo y compañero.

Al Ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, gran maestro y amigo.

JHON JAIRO ESTÉVEZ SÁNCHEZ.

DEDICATORIA

A Dios en quien confío todos mis caminos, este logro sea exclusivamente para Gloria de su Nombre.

A mis padres, Lázaro y María Socorro, con todo mi amor,

A mis hermanos Luis Emiro, Lázaro, Francisco, Javier (Q.E.P.D), Alfonso,

A mis hermanas Rosa Liliana, María Isabel, Luz Elena,

A mis cuñados(as) Dorita, Gloria Amparo, Elvia, Pedro, Charlie

A mis queridas sobrinas Yuly, Sarita, Andreita, Milena, Malena y mis sobrinos José, Andrés, Samuel, Jairo, Javier

A mis amigos y amigas, especialmente a Jaime Enrique, Faride, Xiomara, Charrys, Edgar, Alexander por su empeño y estímulo para salir adelante.

Al Ing. Humberto Barragán y a toda la familia de Proyectos y Servicios Ltda.

Al Ing. Mario Humberto Torres, Ing. Omar Gelvez Arocha, y mis compañeros de proyecto de grado que trabajaron arduamente para alcanzar la meta y me regalaron la experiencia de compartir con ellos el trabajo en equipo.

CLAUDIA PATRICIA TARAZONA CACERES.

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, director del proyecto de grado, por su colaboración, asesoría y gran calidad humana.

A Elkin Moreno, Nomar Cárdenas y Libardo Alfonso Cadena, grandes amigos y compañeros, gracias por su ayuda incondicional.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION 54

1. GENERALIDADES DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN 58

1.1. QUE ES EL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN 58

1.2.OBJETIVO DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN 58

1.3.VENTAJAS DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN 59

1.4.CARACTERÍSTICAS 61

1.5.ORGANIZACIÓN DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN 62

1.5.1.Tema del seminario de investigación.. 63

1.5.2.Dirección del seminario de investigación en Refrigeración y Aire Acondicionado. 64

1.5.3.Descripción de los roles 64

1.6.METODOLOGÍA 65

2.PLANEACIÓN 67

2.1.ESTUDIO Y SELECCIÓN DEL MATERIAL BIBLIOGRÁFICO 68

2.2.DESCRIPCIÓN DE LOS SUBTEMAS 74

2.2.1.Fundamentos de transferencia de calor. 74

2.2.2.Psicrometría aplicada. 75

2.2.3.Confort y calidad del aire interior 75

2.2.4.Estimación de cargas de enfriamiento 76

2.2.5.Sistemas y equipos. 77

2.2.6.Subsistemas auxiliares. 78

2.2.7.Control y automatización. 79

2.2.8.Uso racional de la energía 79

2.2.9.Refrigeración (Teórica y práctica).. 80

2.2.10.Gestión de proyectos de A.A 81

2.3.PLANEACIÓN DE LAS SESIONES 82
3.EJECUCIÓN 87
3.1.DOCUMENTACION PARA LOS SUBTEMAS 87
3.2.DESARROLLO DE UNA SESIÓN 87
3.3.ACTA 89
4.FINALIZACIÓN 93
4.1.PRESENTACIONES Y DOCUMENTO 93
4.1.1.Presentaciones. 93
4.1.2.Documento. 95
5.CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 97
6.FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR 102
6.1.TRANSFERENCIA DE ENERGÍA HACIA UN CUERPO 102
6.2.ANÁLISIS EN TRANSFERENCIA DE CALOR 104
6.2.1.Conservación de la energía 104
6.2.2.Tipos de análisis en transferencia de calor. 107
6.2.3.Factores que determinan la transferencia de calor. 108
6.3.MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR 108
6.3.1.Conducción.. 109
6.3.2.Convección de calor. 120
6.3.3.Coeficiente global de transferencia de calor 127
6.3.4.Radiación. 129
6.3.5.Radiación térmica solar 132
6.4.INTERCAMBIADORES DE CALOR 139
6.4.1.Clasificación de los intercambiadores de calor por tipos de aplicación.. 139
6.4.2.Clasificación de los intercambiadores de calor según las configuraciones geométricas de flujo. 140

6.4.3.Flujo de calor transferido de acuerdo a la diferencia de temperatura a lado y lado de la pared. 143
6.4.4.Análisis de los intercambiadores de calor. 147
6.5.TORRES DE ENFRIAMIENTO 149
6.5.1.Componentes básicos de las torres de enfriamiento. 150
7.PSICROMETRÍA APLICADA 155
7.1.DEFINICIONES. 155
7.1.1.Aire atmosférico. 155
7.1.2.Aire seco.. 155
7.1.3.Vapor de agua.. 156
7.2.PARÁMETROS QUE DETERMINAN EL ESTADO TERMODINÁMICO DEL AIRE 156
7.2.1.Presión atmosférica (P). 156
7.2.2.Temperatura de bulbo seco (t_{bs}) 156
7.2.3.Contenido de humedad. 156
7.3.INSTRUMENTOS PARA MEDIR EL CONTENIDO DE HUMEDAD. 161
7.3.1.El psicrómetro. 161
7.3.2.El higrómetro. 161
7.4.HERRAMIENTAS GRÁFICAS Y ANALÍTICAS PARA EL ESTUDIO DE LOS PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE. 163
7.4.1.Herramienta grafica. 163
7.4.2.Análisis de los procesos de acondicionamiento de aire. 167
7.4.3.Análisis termodinámico de los procesos que sufre el aire 171
7.4.4.Análisis por el método del factor de calor sensible de los procesos que sufre el aire 175
7.5.SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO 177
7.5.1.Sistemas de aire acondicionado basados en la renovación del aire. 178

7.5.2.Análisis de los sistemas de aire acondicionado 179
7.5.3.Análisis de los procesos para la selección de la unidad manejadora. ... 182
7.5.4.Métodos de análisis para la selección de la unidad manejadora. 185
7.6.PSICROMÉTRIA DEL CONTROL DE CARGA PARCIAL 189
7.6.1.Sistemas de volumen constante y temperatura variable. 190
7.6.2.Sistemas de volumen de aire variable y temperatura constante 194
8.CONFORT 197
8.1.FACTORES FISIOLOGICOS 197
8.2.FACTORES SUBJETIVOS 198
8.3.FACTORES FÍSICOS 198
8.3.1.Confort térmico desde la perspectiva psicológica y subjetiva. 198
8.3.2.Confort térmico desde la perspectiva termofisiológica (Balance de calor). ……..199
8.3.3.Balance térmico alrededor del cuerpo 200
8.3.4.Factores persónales. 202
8.3.5.Variables ambientales que determinan el confort. 209
8.4.ÍNDICES DE CONFORT BÁSICOS 213
8.4.1.Temperatura operativa. 214
8.4.2.TEMPERATURA EFECTIVA. 215
8.5.NORMA 55 ASHRAE 2004. CONDICIONES TÉRMICAS DE LOS AMBIENTES PARA OCUPACIÓN HUMANA. 216
8.5.1.Propósitos 217
8.5.2.Alcances 217
8.5.3.Criterios para un clima térmicamente aceptable 218
8.6.EFECTO DE LA POSICIÓN DEL DIFUSOR 225
8.7.PREDICCION DE LA TERMICA 229

8.7.1.Zona de confort para un PPD=10% (PMV=±0.5). 231
8.8.CALIDAD DEL AIRE INTERIOR 231
8.8.1.Riesgos generados por la contaminación del ambiente interior en la salud de los ocupantes..... 232
8.8.2.Métodos para el control de contaminantes..... 234
8.8.3.REMOCION DE PARTICULAS (FILTRACIÓN)..... 236
8.8.4.NORMA ASHRAE 62 Ventilación para una calidad aceptable del aire interior. 241
9.CARGAS DE ENFRIAMIENTO..... 250
9.1.MÉTODOS PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO... 252
9.1.1.Método diferencial de temperatura equivalente (TEDT). 253
9.1.2.Método función transferencia (TFM). 253
9.1.3.Método diferencial de carga de enfriamiento (CLTD / CLF) 254
9.2.Calculo de cargas de enfriamiento (método CLTD/CLF)..... 255
9.2.1.Datos generales para estimar la carga de enfriamiento. 258
9.2.2.Entradas adicionales para estimar la carga de enfriamiento. 260
9.2.3.Cargas externas. 261
9.2.4.Cargas internas.. 270
9.2.5.Infiltración a través de ventanas y puertas. 276
10.SISTEMAS Y EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN..... 280
10.1.SUBSISTEMA PRIMARIO 295
10.1.1.Clasificación del subsistema primario de acuerdo a su misión. 295
10.1.2.Clasificación del subsistema primario de acuerdo a su principio de funcionamiento y componentes. 296
10.1.3.Clasificación según si el refrigerante en el subsistema primario enfría directamente el aire o a un segundo fluido de refrigeración. 369
10.2.SUBSISTEMA SECUNDARIO 387

10.2.1.Concepto de zona. 390
10.2.2.Clasificación de los sistemas de aire acondicionado. 391
11.SUBSISTEMAS AUXILIARES. 434
11.1.PRINCIPIOS BÁSICOS DEL FLUJO DE FLUIDOS 434
11.1.1.Principio de conservación de masa. 434
11.1.2.Principio de conservación del flujo de energía 435
11.1.3.Recuperación estática 439
11.2.Sistemas de distribución de aire 439
11.2.1.Ductos. 440
11.2.2.Difusores y rejillas. 456
11.2.3.VENTILADORES. 462
11.3.SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE REFRIGERANTES 470
11.3.1.Tubería 471
11.3.2.Bombas 481
11.3.3.Válvulas 486
12.CONTROL Y AUTOMATIZACION 489
12.1.CONTROL ANÁLOGO Y DIGITAL 490
12.2.LAZOS DE CONTROL 491
12.3.MODOS DE CONTROL 494
12.3.1.Control de dos posiciones. 496
12.3.2.Control paso a paso. 499
12.3.3.Control flotante 499
12.3.4.Control proporcional. 501
12.3.5.Control proporcional integral (PI) 503
12.3.6.Control proporcional integral derivativo (PID) 504
12.4.METODOS DE CONTROL 505

12.4.1.Control digital directo (DDC). 506
12.4.2.Control neumático 514
12.4.3.Control eléctrico o electrónico. 514
12.5.ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE CONTROL 515
12.5.1.Dispositivos de entrada (sensores) 516
12.5.2.Unidad De control (controladores) 529
12.5.3.Hardware. 535
12.5.4.Software. 537
12.5.5.Dispositivos de salida (actuadores).. 542
12.5.6.La red de control.. 547
13.Uso racional de la energía (URE) 568
13.1.CONCEPTOS PRELIMINARES. 568
13.1.1.Crecimiento de la demanda energética mundial 568
13.1.2.Combinación de soluciones de eficiencia energética para reducir costo e impacto ambiental. 569
13.1.3.Beneficios de mejorar la eficiencia energética. 569
13.2.CONTROL Y CONSUMO DE ENERGÍA EN SISTEMAS CVAR. 570
13.2.1.Variación en el consumo de energía de un sistema CVAR. 571
13.2.2.Diseño y construcción ecológicos. 574
13.2.3.Impacto ambiental del diseño y construcción de las edificaciones. 574
13.3.PROGRAMA LEED ENFOCADO A LA INDUSTRIA CVAR. 575
13.3.1.Definiciones preliminares 575
13.3.2.Beneficio de la certificación LEED. 576
13.3.3.Rangos de certificación LEED. 577
13.3.4.Campos de acción. 577
13.3.5.Proceso de certificación. 578

13.3.6.Créditos LEED que afectan el diseño a la eficiencia con mínima energía.....578
13.3.7.Energía y atmosfera.....579
13.3.8.Calidad del aire interior.....580
14.REFRIGERACIÓN.....584
14.1.CONCEPTOS PRELIMINARES.....584
14.1.1.Reglas básicas sobre el ciclo de compresión de vapor.....584
14.1.2.Sobrecalentamiento.....585
14.1.3.Subenfriamiento.....585
14.2.EVAPORADORES.....585
14.2.1.Clasificación de evaporadores.....586
14.2.2.Descongelamiento (desescarchamiento) de evaporadores.....598
14.3.COMPRESORES.....608
14.4.CONDENSADORES.....609
14.5.ACCESORIOS.....609
14.5.1.Válvulas especiales.....609
14.5.2.Otros accesorios.....611
14.6.CICLOS DE COMPRESIÓN DE VAPOR APLICABLES A REFRIGERACIÓN COMERCIAL E INDUSTRIAL.....618
14.6.1.Sistemas de compresión de vapor de etapa simple.....618
14.6.2.Sistemas de compresión de vapor multi etapas.....618
14.7.REFRIGERANTES.....628
14.7.1.Refrigerantes primarios.....628
14.7.2.Selección del refrigerante adecuado.....630
14.7.3.Tipos de refrigerantes.....632
14.7.4.Refrigerantes secundarios.....634

14.7.5.Fugas de refrigerante. 635
14.8.CARGAS TÉRMICAS. 635
14.8.1.Factores para determinar las cartas térmicas 635
14.8.2.Influencia del ambiente exterior 638
14.8.3.Calculo de la carga térmica Q_1 (dispersión a través de las paredes) ... 640
14.8.4.Cálculo de la carga térmica, Q2: Renovaciones de aire, Q3: motores, luces, personas, descongelamiento. 646
14.8.5.Cálculo de la carga térmica Q4 648
15.GESTIÓN DE PROYECTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN 652
15.1.DISEÑO. 652
15.2.DISEÑO CVAR (CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN) 652
15.2.1.Proceso de diseño CVAR 653
15.2.2.Etapas del diseño. 658
15.2.3.Requerimientos específicos (ejemplo de selección de un sistema). 671
15.3.ANÁLISIS ENERGÉTICO Y MEDIOAMBIENTAL DE UN EDIFICIO. 675
15.3.1.Vida útil de un edificio. Comportamiento del edificio desde su diseño arquitectónico hasta su demolición. 675
15.3.2.Cómo disminuir la demanda de un edificio. 676
15.3.3.Auditoria energética 677
15.4.CONTRATACIÓN. 681
15.4.1.Definiciones. 681
15.4.2.Objetivos de las licitaciones públicas. 682
15.4.3.Capacidades de la administración y sus efectos sobre la licitación. 683
15.4.4.Criterios de precalificación. 684
15.4.5.Ejemplos de documentos de la oferta. 685

15.4.6.Etapas de la contratación estatal 685
BIBLIOGRAFÍA..... 691
ANEXOS…….693

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Acta de la sesión. 91
Figura 2. Formato de presentación. 94
Figura 3. Transferencia de energía hacia un cuerpo: a) Debido a una fuerza que se desplaza, b) Debido a una diferencia de temperatura. 103
Figura 4. Región en el espacio finita y diferencial 106
Figura 5. Distribución del calor en una superficie tridimensional 107
Figura 6. Modos de transferencia de calor en una vivienda 108
Figura 7. Mecanismos de transferencia de calor 109
Figura 8. Perdida de calor por conducción a través de paredes y techos temporada de invierno. 110
Figura 9. Conducción de calor 111
Figura 10. Conducción en estado estable a través de una pared de espesor x. 112
Figura 11. Analogía eléctrica de la resistencia térmica por conducción. 113
Figura 12. Resistencias en serie para una pared compuesta 114
Figura 13. Pared compuesta, resistencias en serie y paralelo. 115
Figura 14. El número de biot se puede ver como la relación entre la convección externa y la conducción interna. 118
Figura 15. La convección la podemos clasificar en natural o forzada. 120
Figura 16. Flujo laminar y turbulento presentes en una placa. 122
Figura 17. Flujo interno y externo en cilindros. 122
Figura 18. Coeficiente de convección en función de varios parámetros que se relacionan. 123
Figura 19. Transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L 124
Figura 20. Capa limite hidrodinámica y capa limite térmica 125
Figura 21. Esquema para la resistencia a la convección en la superficie de una pared. 127
Figura 22. Coeficiente global de transferencia de calor para una pared de un solo material. 128

Figura 23. Radiación térmica 130
Figura 24. Radiación emitida por un cuerpo real. 131
Figura 25. La absortividad de una material puede ser muy diferente dependiendo de la temperatura de la fuente. 131
Figura 26. Latitud, ángulo horario y declinación del sol 134
Figura 27. Altura solar θ y ángulo acimutal ψ 135
Figura 28. Acimut solar de pared φ, acimut de la pared ψ y el ángulo de inclinación σ para una superficie de inclinación arbitraria. 137
Figura 29. Condensadores enfriados por agua. 139
Figura 30. Caracterización de los intercambiadores calor. 140
Figura 31. Intercambiador de calor de una sola corriente. 140
Figura 32. Intercambiadores de calor de dos corrientes. 141
Figura 33. Intercambiadores de calor de dos corrientes en flujo cruzado. 141
Figura 34. Intercambiadores de calor dos corrientes a contra flujo cruzado. 142
Figura 35. Intercambiadores de calor dos corrientes a pasos múltiples. 142
Figura 36. Configuración característica cuando la temperatura de ambos fluidos es constante. 143
Figura 37. Configuración característica cuando un fluido se calienta y el otro se evapora. 143
Figura 38. Configuración para cuando ambos fluidos cambian su temperatura. 144
Figura 39. Ambos fluidos cambian su temperatura (flujo en contracorriente) 145
Figura 40. Intercambiador de pasos múltiples y de flujo cruzado. 146
Figura 41. Análisis global de intercambiadores de calor. 147
Figura 42. Variación de la razón de la capacidad térmica debido al efecto de la temperatura. 148
Figura 43. Diagramas del factor de corrección F_c para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. 149
Figura 44. Torres de circulación natural. 150
Figura 45. Torres de tiro mecánico. 150
Figura 46. Componentes básicos de las torres de enfriamiento 151
Figura 47. Sistema de distribución (a) espina de pescado, (b) por rotación. 152

Figura 48. Relleno: (a) Por goteo, (b) Laminar o de película 152
Figura 49. Ventilador axial. 153
Figura 50. Volumen de aire húmedo. 155
Figura 51. Saturación del aire a P_v, P* y t_{bh} en el diagrama T-s. 157
Figura 52. Saturador adiabático. 159
Figura 53. Volumen de control del saturador adiabático 159
Figura 54. Cambios de estado del vapor de agua en el diagrama T-s 160
Figura 55. Psicrómetro. 161
Figura 56. Higrómetro mecánico. 162
Figura 57. Higrómetro eléctrico. 162
Figura 58. Higrómetro de espejo de punto de rocío. 163
Figura 59. Diagrama psicrométrico. 164
Figura 60. Líneas de bulbo seco. 164
Figura 61. Líneas de bulbo húmedo. 165
Figura 62. Líneas de temperatura del punto de rocío. 165
Figura 63. Líneas de humedad relativa. 166
Figura 64. Líneas de humedad absoluta. 166
Figura 65. Líneas de entalpia. 167
Figura 66. Líneas de volumen específico. 167
Figura 67. Cambio de calor sensible en el diagrama psicrométrico. 168
Figura 68. Cambio de calor latente en el diagrama psicrométrico. 169
Figura 69. Procesos combinados de calor sensible y latente en el diagrama psicrométrico. 170
Figura 70. Esquema para el proceso de adición de calor y humedad a una corriente de aire húmedo. 172
Figura 71. Volumen de control del proceso. 173
Figura 72. Puntos iníciales y finales del proceso sobre el diagrama psicrométrico. 174
Figura 73. Volumen de control del proceso. 174
Figura 74. Proceso puramente sensible. 176
Figura 75. Proceso puramente latente. 176
Figura 76: Proceso combinado. 176

Figura 77. Carta psicrométrica en el sistema internacional SI. 177
Figura 78. Sistema sin renovación de aire. 178
Figura 79. Sistema con renovación total de aire. 178
Figura 80. Sistemas con renovación parcial de aire. 179
Figura 81. Línea de proceso del serpentín en el diagrama psicométrico. 180
Figura 82. Proceso del serpentín. 180
Figura 83. Temperatura equivalente de superficie. 181
Figura 84. Ciclo estable continúo del proceso. 183
Figura 85. Proceso en la caja de mezcla con representación en la carta psicrométrico. 184
Figura 86. Volumen de control del proceso en el cuarto y su representación en la carta psicrométrico. 185
Figura 87. Línea del cuarto en el diagrama psicrométrico. 186
Figura 88. Línea de la caja de mezcla. 187
Figura 89. Bp en la carta psicrometríca. 188
Figura 90. Proceso de enfriamiento en la carta psicrometríca. 189
Figura 91. Sistemas de volumen constante y temperatura variable. 191
Figura 92. Control de recalentamiento en el diagrama psicrométrico. 191
Figura 93. Control de Bypass en el diagrama psicrométrico. 192
Figura 94. Control todo o nada en el sistema AA. 193
Figura 95. Control del caudal de agua enfriada. 193
Figura 96. Sistema de volumen de aire variable y temperatura constante. 194
Figura 97. Sistema con ventilador de caudal constante con persianas by-pass de recirculación. 195
Figura 98. Sistema con ventilador de caudal variable mediante la regulación de la velocidad de giro. 195
Figura 99. Factores que determinan el confort 197
Figura 100. Mecanismos de transferencia de calor del cuerpo 201
Figura 101. Distribución del calor metabólico 202
Figura 102. Flujo sanguíneo cargado de calor interno hacia la superficie de la piel. 207
Figura 103. Diagrama psicométrico o diagrama de aire húmedo. 210

Figura 104. Abaco de confort. 211
Figura 105. Equipo para medir la temperatura de globo 212
Figura 106. a) Recinto en estudio, b) Recinto equivalente. 214
Figura 107. Líneas de igual temperatura efectiva estándar (o de igual sensación térmica) y zonas de confort para verano e invierno. 216
Figura 108. Rango máximo de Temperatura operativa. 219
Figura 109. Incomodidad térmica causada por la radiación asimétrica. 222
Figura 110. Inconformidad térmica local, causada por la diferencia vertical en la temperatura del aire. 224
Figura 111. Incomodidad térmica causada por pisos fríos y cálidos. 225
Figura 112. Características del movimiento del aire en la salida, de los difusores del grupo A. 226
Figura 113. Características del movimiento del aire en la salida de los difusores del grupo B. 227
Figura 114. Características del movimiento del aire en la salida de los difusores del grupo c. 227
Figura 115. Características del movimiento del aire en las salidas de los difusores del grupo D. 228
Figura 116. Características del movimiento del aire en las salidas de los difusores del grupo E. 229
Figura 117. PPD: porcentaje de personas inconformes con el ambiente térmico en función del PMV. 230
Figura 118. Rango aceptable de temperatura operativa y de humedad para personas vestidas con ropa típica de verano e invierno cuando realizan actividades fundamentalmente sedentarias. 231
Figura 119. Caracterización de la filtración. 236
Figura 120. Métodos de eliminación de las partículas de aire (colado). 237
Figura 121. Métodos de eliminación de las partículas de aire (impacto). 238
Figura 122. Sección transversal de un filtro de aire electrónico. 238
Figura 123. Partes de un filtro HEPA. 240
Figura 124. Ganancia de calor de la construcción, el almacenamiento de calor y la carga de enfriamiento. 251

Figura 125. Diferencia entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto de almacenamiento de calor. 252
Figura 126. Concepto de CLTD 256
Figura 127.a) Diferencia entre ganancia de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto del almacenamiento de calor. b) Carga de enfriamiento real para compensar la ganancia de calor de debido a luces. 256
Figura 128. Componentes de la ganancia de calor en un recinto 258
Figura 129. Carga de enfriamiento debido a ganancias internas y externas. . 258
Figura 130. Composición de una pared por capas 263
Figura 131. Conducción a través de paredes. 264
Figura 132. CLTD Corregido. 264
Figura 133. Composición de un techo por capas. 265
Figura 134. Conducción a través de techos. 266
Figura 135. CLTD corregido. 266
Figura 136. Conducción a través de ventanas. 267
Figura 137. CLTD corregido. 268
Figura 138. Ganancia térmica por radiación (determinación del SCL). 268
Figura 139. Ganancia térmica por radiación, (determinación del SC). 268
Figura 140. Parámetros para la determinación del ancho y longitud de la sombra. 269
Figura 141. Ganancia térmica por radiación; parte sombreada. 270
Figura 142. Modo de instalación de las luces. 271
Figura 143. Ecuación para calcular la carga debido a las luces 271
Figura 144. Factor de carga de enfriamiento. 272
Figura 145. Ecuación para estimar la carga de enfriamiento debido a personas. 273
Figura 146. Proceso de cálculo del factor de carga de enfriamiento 273
Figura 147. Equipos comúnmente encontrados en espacios a acondicionar. 274
Figura 148. Ángulo de incidencia del viento con respecto a la pared del edificio. 277
Figura 149. Principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración. 280
Figura 150. Subdivisión de los sistemas de refrigeración. 280

Figura 151. Esquema funcional de un enfriador a compresión. 281
Figura 152. Componentes del ciclo de compresión de vapor. 284
Figura 153. Unidad de tratamiento de aire. 286
Figura 154. Sistema de transporte de aire. 287
Figura 155. Sistema renovación del aire. 289
Figura 156. Funcionamiento típico de un dispositivo de recuperación de calor aire – aire. 290
Figura 157. Sistema de recuperación de energía con rueda de entalpia. 292
Figura 158. Intercambiador de calor de placas para un sistema de calefacción. 292
Figura 159. Serpentines de ida y vuelta. 293
Figura 160. Tubo de calor. 294
Figura 161. Principales tipos de sistemas de refrigeración y sus usos. 296
Figura 162. Clasificación del subsistema primario de acuerdo a su principio de funcionamiento y componente. 297
Figura 163. Sistema básico de refrigeración por compresión de vapor. 298
Figura 164. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el diagrama p-h. 300
Figura 165. Efecto de la variación de la velocidad del motor. 303
Figura 166. Efecto del cambio de la temperatura de evaporación en un ciclo ideal. 304
Figura 167. Control de la capacidad del compresor mediante un descargador, el cual opera con presión hidráulica para mantener abierta la válvula de succión. 305
Figura 168. Efecto del cambio de temperatura de condensación en un ciclo ideal. 308
Figura 169. Efecto del refrigerante usado en la capacidad del compresor para un sistema de características físicas semejantes. 310
Figura 170. Clasificación de los compresores de acuerdo a su principio de funcionamiento. 311
Figura 171. Ciclo de compresión de un compresor a pistón. 312
Figura 172. Detalle de compresor alternativo blindado o hermético. 312

Figura 173. Compresor reciprocante del tipo abierto. 313
Figura 174. Compresor rotativo. 314
Figura 175. Detalle de compresor de alabes rotatorios. 314
Figura 176. Detalle simplificado del principio de funcionamiento de un compresor a tornillo. 315
Figura 177. Operación de la válvula corrediza del compresor helicoidal, para el control de la capacidad. 316
Figura 178. Detalle simplificado de principio de funcionamiento de un compresor scroll. 316
Figura 179. Catalogo de selección compresor DANFOSS, para refrigerante R314a. 319
Figura 180. Tipos de dispositivos de control de flujo. 321
Figura 181. Válvula de expansión automática. 322
Figura 182. Válvula de flotador de baja presión. 323
Figura 183. Válvula de flotador de alta presión. 323
Figura 184. Válvula de flotador de alta presión; Detalle interior. 324
Figura 185. Funcionamiento de la válvula termostática de expansión con ecualizador interno. 325
Figura 186. Ilustración de las presiones que actúan en una válvula de expansión térmica. 326
Figura 187. Válvula de expansión termostática con ecualizador externo. 328
Figura 188. Curva de saturación del refrigerante cuando el bulbo está cargado con el mismo refrigerante que circula a través del sistema. 329
Figura 189. Curva de saturación del refrigerante, con carga cruzada en el bulbo. 330
Figura 190. Válvula de expansión termostática con igualador externo de presiones (compensador). 331
Figura 191. Efecto del periodo de parada en la sobrealimentación del refrigerante. 333
Figura 192. Efecto de la carga gaseosa en el bulbo remoto, con respecto a la sobrealimentación en el periodo de arranque. 333
Figura 193. Tabla de selección VET para R 22 (Danfoss). 335

Figura 194. Esquema de evaporador de expansión seca (o directa). 344
Figura 195. Detalle de evaporador. 345
Figura 196. Enfriadora de expansión seca, equipado con tubos en U. 346
Figura 197. Esquema de evaporador inundado. 347
Figura 198. Enfriadora inundada. 348
Figura 199. Detalle de condensador tubo en tubo. 350
Figura 200. Detalle de condensador casco y serpentín. 350
Figura 201. Condensador industrial. 352
Figura 202. Disposición de un condensador evaporativo. 353
Figura 203. Factor de corrección de acuerdo al tipo de compresor. 355
Figura 204. Factor de corrección por temperatura ambiente. 356
Figura 205. Factor de corrección por el ΔT. 356
Figura 206. Factor de corrección de acuerdo al refrigerante. 356
Figura 207. Factor de corrección por altitud. 357
Figura 208. Catalogo de selección BTU. Condensador centrifugo. 357
Figura 209. Dimensiones del condensador centrifugo BTU, serie CDC. 358
Figura 210. Corrección en función del ensuciamiento. 359
Figura 211. Corrección en función del gas refrigerante. 360
Figura 212. Tabla de selección rápida del condensador. 360
Figura 213. Condensador CONDOR V-500. 361
Figura 214. Condensador CONDOR V-1000. 361
Figura 215. Proceso de absorción. 363
Figura 216. Generador y condensador. 364
Figura 217. Ciclo completo de absorción. 365
Figura 218. Clasificación de los sistemas de absorción. 366
Figura 219. Sistema de absorción de simple efecto. 368
Figura 220. Sistema de absorción de doble efecto. 369
Figura 221. Sistema de expansión directa condensado por aire. 370
Figura 222. Esquema de funcionamiento de equipo individual de aire. 372
Figura 223. Detalle de montaje roof-top con descarga vertical. 373
Figura 224. Esquema de funcionamiento de un equipo compacto autocontenido interior. 374

Figura 225. Esquema de funcionamiento de equipo compacto expansión directa con condensador enfriado por aire. 375
Figura 226. Esquema de funcionamiento de equipo compacto expansión directa con condensación por agua. 376
Figura 227. Esquema de funcionamiento de un sistema Split. 377
Figura 228. Detalle de montaje de unidad multi-split. 378
Figura 229. Sistema de aire acondicionado con unidad enfriadora condensada por aire. Sistema de aire acondicionado con unidad enfriadora condensado por agua. 379
Figura 230. Corte con detalle de un montaje de fan-coil individual. 380
Figura 231. Detalle del equipo de inducción. 382
Figura 232. Detalle de distribución de calor en techos cerrados. 384
Figura 233. Detalle de distribución de calor en techos abiertos, convectivos. 385
Figura 234. Montaje de unidad interior de conducto. 394
Figura 235. Proceso de filtración en los sistemas minisplit. 394
Figura 236. Filtro electrostático. 395
Figura 237. Sistema VRV. 397
Figura 238. Unidades exteriores e interiores en sistemas VRV. 397
Figura 239. Sistema VRV enfriamiento y calefacción simultaneo. 399
Figura 240. Distancias recomendables en la instalación del sistema VRV. 400
Figura 241. Control en los sistemas VRV. 401
Figura 242. Compresor inverter DC. 402
Figura 243. Sistema todo agua. Circuito primario constante. Circuito secundario variable. 403
Figura 244. Diferentes tipos de Fan-coil hidrónicos. 404
Figura 245. Sistema de dos tuberías. 405
Figura 246. Control del suministro de agua. 405
Figura 247. Sistema de tres tuberías. 406
Figura 248. Sistema de cuatro tuberías. 407
Figura 249. Sistema de enfriamiento con flujos desconectados. 410
Figura 250. Distribución secundaria de bombeo. 411
Figura 251. Uso de variadores de velocidad en el circuito de refrigeración. 412

Figura 252. Detalle esquemático de montaje de un sistema todo agua. 413
Figura 253. Sistema sin renovación de aire. 416
Figura 254. Sistema con renovación total de aire. 417
Figura 255. Sistemas con renovación parcial de aire. 417
Figura 256. Filtro HEPA compacto. 418
Figura 257. Sistemas de volumen constante y temperatura variable. 419
Figura 258. Control by-pass con aire de mezcla 420
Figura 259. Control by-pass solamente con aire de retorno 420
Figura 260. Recalentamiento en sistemas de ducto simple 421
Figura 261. Psicrometría del recalentamiento en los sistemas de ducto simple 421
Figura 262. Recalentamiento en sistemas de doble ducto 422
Figura 263. Psicrometría del recalentamiento en sistemas de doble ducto 422
Figura 264. Flujo de aire en los sistemas doble ducto 423
Figura 265 Sistema multizona 423
Figura 266. Flujo de aire en sistemas multizona de tres etapas 424
Figura 267. Sistema de volumen de aire variable y temperatura constante. 425
Figura 268. Sistema con ventilador constante con by-pass de recirculación 426
Figura 269. Esquema de un sistema de volumen variable con ingreso de aire exterior para ventilación. 427
Figura 270. Análisis psicrométrico de un sistema VAV 428
Figura 271. Sistemas aire-agua 429
Figura 272. Catalogo Johnson Controls. Unidad manejadora modelo YG. 432
Figura 273. Perfil de cargas en el sistema de ductos. 436
Figura 274. Cabeza de presión total 437
Figura 275. Cabeza de presión estática 437
Figura 276. Cabeza de presión de velocidad 438
Figura 277. Sistema de transporte de aire. 440
Figura 278. Acoplamientos y conexiones de flujo dividido y unitario. 447
Figura 279. Conexiones S/D 450
Figura 280. Conexiones TDF 450
Figura 281. Costuras 450

Figura 282. Diseño de ductos de baja velocidad 453
Figura 283. Diseño de ductos de alta velocidad 455
Figura 284. Características del tiro de aire a la salida del elemento terminal . 457
Figura 285. Comportamiento de un chorro de aire isotérmico 457
Figura 286. Efecto de tiro para alabes a 0° de deflexión 458
Figura 287. Efecto de tiro para alabes a 22.5° de deflexión 458
Figura 288. Efecto de tiro para alabes a 45° de deflexión 458
Figura 289 Grupo A, salidas instaladas en o cerca del techo 459
Figura 290 Grupo B, salidas cerca o en el piso que descarga vertical 459
Figura 291 Grupo C, salidas instaladas en o cerca del piso 460
Figura 292 Grupos D y E instaladas en el piso y techo respectivamente 460
Figura 293. Selección de los elementos terminales 462
Figura 294. Subclasificación de los ventiladores axiales y sus aplicaciones .. 463
Figura 295. Subclasificación de los ventiladores centrífugos y su aplicación. 463
Figura 296. Características típicas de funcionamiento de un ventilador centrifugo con aspas curvas hacia adelante 464
Figura 297. Características típicas de funcionamiento de un ventilador centrifugo con aspas curvas hacia atrás 465
Figura 298. Punto de funcionamiento del sistema (ducto-ventilador) 467
Figura 299. Perfiles de velocidad a la salida del ventilador 467
Figura 300. Posición de instalación tipo A 468
Figura 301. Posición de instalación tipo B 468
Figura 302. Posición de instalación tipo C 469
Figura 303. Posición de instalación tipo D 469
Figura 304. Ciclo de refrigeración 470
Figura 305. Ciclo de refrigeración de una unidad compacta 471
Figura 306. Ciclo de refrigeración de una unidad dividida 472
Figura 307. Sistema de agua helada. 472
Figura 308. Refrigerantes comerciales 473
Figura 309. Ciclo de refrigeración 476
Figura 310. Ubicación de la unidad condenadora sobre la unidad manejadora 480

Figura 311. Ubicación de la unidad condenadora bajo la unidad evaporadora 480
Figura 312. Bomba centrifuga. 481
Figura 313. Curvas de funcionamiento a 1750 RPM 482
Figura 314. Curva característica del sistema típico 483
Figura 315. Punto de operación del sistema 485
Figura 316. Sistema de volumen constante y temperatura variable. 490
Figura 317. Comparación de las señales de control análogas y digitales. 491
Figura 318. Lazo de control abierto. 492
Figura 319. Lazo de control cerrado. 493
Figura 320. Modos de control. 494
Figura 321. Operación típica de un control básico de dos posiciones. 497
Figura 322. Control de dos posiciones basado en el tiempo. 498
Figura 323. Control flotante. 500
Figura 324. Modo de control proporcional. 501
Figura 325. Control proporcional integral (PI). 504
Figura 326. Control proporcional integral derivativo (PID). 505
Figura 327. Monitoreo de un Punto BI usando una entrada análoga. 510
Figura 328. Elementos principales de un sistema de control 515
Figura 329. Control básico de la temperatura para un sistema de acondicionamiento de aire. 516
Figura 330. Sensor de temperatura 516
Figura 331. Sensores para un sistema HVAC 517
Figura 332. Variación de la resistencia de los sensores RTDs y los termistores con la temperatura 519
Figura 333. Curva características de los termistores NTC y PTC 520
Figura 334. Composición de una termocupla 520
Figura 335. Variación de la tensión con respecto a la temperatura, termocupla tipo J 521
Figura 336. Sensor de presión con resistencia variable 523
Figura 337. Sensor de presión capacitivo con placa flexible 524
Figura 338. Placa de orificios 525

Figura 339. Tubo venturi 525
Figura 340. Sensor de flujo basado en turbina 526
Figura 341. Sensor ultrasónico de flujo 527
Figura 342. Anemómetro de hilo caliente 528
Figura 343. Tubo Pitot- estático 528
Figura 344. Controlador 530
Figura 345. Controladores HVAC 531
Figura 346. Controladores de zona 531
Figura 347. En el grafico se muestran algunas aplicaciones de los controladores a nivel de zona. 532
Figura 348. Controlador de red 533
Figura 349. Módulos de expansión 534
Figura 350. Aplicaciones de los controladores a nivel del sistema 534
Figura 351. Componentes básicos de un controlador 535
Figura 352. Arquitectura del software del controlador 538
Figura 353. Dispositivo de control 543
Figura 354. Actuadores neumáticos de dámper y válvula. 544
Figura 355. Tipos de dampers. 546
Figura 356. Gateways para sistemas con distintos protocolos 549
Figura 357. Áreas de interoperabilidad 553
Figura 358. Opciones de transporte de datos. 555
Figura 359. Red inalámbrica 557
Figura 360. Distribución inicial de los sistemas DDC 559
Figura 361. Uso de los Bridges para el control de tráfico en redes 560
Figura 362. Uso de routers para facilitar el tráfico entre redes diferentes. 561
Figura 363. Conexión telefónica usando Modems. 562
Figura 364. Red área extensa (WAN) 563
Figura 365. El dispositivo de interfaz gestiona la comunicación entre los controladores Polling LAN y los niveles más altos en la arquitectura del sistema. 566
Figura 366. Costos de operación de un edificio 569

Figura 367. Carga térmica calculada para un edificio de oficinas de la ciudad de Bucaramanga 571
Figura 368. Consumo horario promedio de energía de un edificio, septiembre a noviembre 2010. 572
Figura 369. Incidencia del consumo de energía de un sistema CVAR en el consumo total de una edificación 572
Figura 370. Comparativo en potencia de los diferentes sistemas de aire acondicionado 573
Figura 371. Reducción del consumo de energía a través del control 573
Figura 372. Campo de acción del programa LEED 575
Figura 373. Beneficios de la certificación LEED 576
Figura 374. Rangos de certificación. 577
Figura 375. Campos de acción programa LEED 577
Figura 376. Proceso de certificación. 578
Figura 377. Porcentaje de distribución créditos LEED-NC Versión 2.2 579
Figura 378. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor 584
Figura 379. Evaporadores de tubo desnudo o liso 589
Figura 380. Evaporador de tubos circulares entre placas 591
Figura 381. Tubos aplanados con aletas de placa 591
Figura 382. Tubos circulares con aletas longitudinales y transversales 592
Figura 383. Evaporadores de convección natural, de convección forzada 594
Figura 384. Evaporador de tanque 596
Figura 385. Evaporador de carcasa y serpentín 597
Figura 386. Válvula solenoide operada por piloto tipo pistón flotador 611
Figura 387. Enfriador con interruptor de flotador, válvula solenoide para líquido, regulador de presión en el evaporador y válvula piloto solenoide 613
Figura 388. Válvula de 4 vías accionada mediante bobina 614
Figura 389. Válvula de 4 vías accionada mediante servo 614
Figura 390. Filtros cerámicos 614
Figura 391. Sistema refrigeración de dos etapas de compresión con remoción de gas flash usando un tanque flash e interenfriamiento. 619
Figura 392. Principio de operación de un tanque flash. 621

Figura 393. Proceso de expansión en un tanque flash sobe un diagrama P-h. 621
Figura 394. Interenfriamiento en un sistema de compresión de dos etapas… 622
Figura 395. Interenfriamiento usando líquido refrigerante en un tanque flash 622
Figura 396. Interenfriamiento usando un intercambiado de calor enfriado por agua. 623
Figura 397. Sistema multi evaporador con compresor simple y válvulas de expansión individuales. 624
Figura 398. Sistema multi evaporador con compresor simple y múltiples válvulas de expansión. 625
Figura 399. Sistema multievaporador con múltiples compresores y tanque flash para remoción del gas flash e interenfriamiento. 626
Figura 400. Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas. 628
Figura 401. Diagrama de bloques diseño y selección de un sistema de refrigeración 637
Figura 402. Desarrollo microbiano en la carne, en función de la temperatura. 638
Figura 403. Materiales que componen la pared de una cámara 641
Figura 404. Esquema de un sistema de aire acondicionado. 653
Figura 405. Esquema de un proceso típico de diseño 654
Figura 406. Flujo de diseño. 654
Figura 407. Flujo de análisis 655
Figura 408. Sistema de ductos 656
Figura 409. Criterios de diseño preliminar 660
Figura 410. Lista de chequeo para unidad de manejo de aire de un equipo de precisión 670
Figura 411. Proyecto arquitectónico 671
Figura 412. Criterios de diseño 672
Figura 413. Tipo de divisiones en piso 672
Figura 414. Cálculo cargas térmicas. 673
Figura 415. Clasificación de sistemas disponibles 673
Figura 416. Control disponible 674

Figura 417. Análisis ciclo de vida de un edificio 675

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Subtemas del seminario. 73
Tabla 2. Asignación de roles por subtemas. 82
Tabla 3. Desarrollo de una sesión del seminario 88
Tabla 4. Unidades de la energía 103
Tabla 5. Unidades del flujo de de calor - Potencia 104
Tabla 6. Valores del coeficiente de transferencia de calor para diferentes factores de convección y conducción. 129
Tabla 7. Datos solares para los días 21 de cada mes. 135
Tabla 8. Condiciones del aire en diferentes ciudades del país (IP). 170
Tabla 9. Condiciones del aire en diferentes ciudades del país (SI). 170
Tabla 10. Fragmento de la tabla de propiedades del agua saturada. 172
Tabla 11. Fragmento de la tabla de las propiedades del agua saturada. 173
Tabla 12. Fragmento de la tabla de las propiedades del agua saturada. 173
Tabla 13. Valores usuales de los factores de BP para serpentines con aletas a diferentes velocidades del aire. 182
Tabla 14. Valores usuales de BP para las aplicaciones más frecuentes del acondicionamiento de aire. 182
Tabla 15. Valores de metabolismo en MET para actividades de las personas 203
Tabla 16. Ser humano típico estándar 204
Tabla 17. Valores de aislamiento térmico de la ropa 205
Tabla 18. Condiciones interiores típicas para calcular la temperatura efectiva estándar. 215
Tabla 19. Porcentaje previsto de insatisfacción (DR Y PD), debido a molestias locales. 222
Tabla 20. Límites admisibles de asimetría para la temperatura radiante. 223
Tabla 21. Diferencia permisible de la temperatura vertical del aire entre la cabeza y los tobillos. 224
Tabla 22. Rango de temperatura permitida para el piso. 225
Tabla 23. Clases de entorno adecuado para el confort térmico. 230

Tabla 24. Substancias contaminantes típicas del aire. 234
Tabla 25. Selección de la eficiencia del filtro. 240
Tabla 26. Pasos para determinar el aire exterior de entrada usando el VRP (Zonas simples y de 100% de aire exterior). 245
Tabla 27. Eficiencia del sistema de ventilación. 246
Tabla 28. Pasos para determinar el aire exterior de entrada usando el VRP (Zonas múltiples). 247
Tabla 29. Rango de temperatura interior para invierno o para verano. 259
Tabla 30. Rango de humedad relativa tolerable y de preferencia. 260
Tabla 31. Ganancia de calor de un equipo accionado por motor. 275
Tabla 32. Cp vs Angulo. 277
Tabla 33. Coeficiente de fugas en las rendijas. 278
Tabla 34. Funcionamiento comparativo del compresor, con diferentes refrigerantes. 310
Tabla 35. Clasificación de los compresores de acuerdo a su aplicación. 318
Tabla 36. Comparación del sobrecalentamiento en una VET sin compensador externo y una VET con compensador externo. 332
Tabla 37. Selección del tubo capilar, aplicación aire acondicionado con 338
Tabla 38. Factor de conversión de longitud para el tubo capilar. 339
Tabla 39. Catalogo de selección compresor DANFOSS, para refrigerante R314a. 341
Tabla 40. Selección del tubo capilar del fabricante Cubigel compressors. 342
Tabla 41. Clasificación general de los sistemas de aire acondicionado de acuerdo al método empleado para el acondicionamiento del aire. 386
Tabla 42. Clasificación por SMACNA para los ductos de aire. 441
Tabla 43. Clasificación de materiales para los ductos de aire 442
Tabla 44. Aislantes termoacústicos 442
Tabla 45. N.C recomendados por ASHRAE 461
Tabla 46. Comparación de los diferentes tipos de ventiladores centrífugos 465
Tabla 47. Niveles de ruido permisibles. 469
Tabla 48. Valores de ε para los diferentes materiales de tuberías. 474
Tabla 49. Operadores típicos. 539

Tabla 50. Distribución de créditos según el campo de acción. 578
Tabla 51. Propiedades térmicas de los productos conservables en cámaras frigoríficas. 642
Tabla 52. Propiedades térmicas de los productos conservables en cámaras frigoríficas. 642
Tabla 53. Espesores e del aislamiento recomendados para una cámara frigorífica en función del tipo de material aislante y de la temperatura interior. 643
Tabla 54. Conductividad térmica de diversas sustancias 643
Tabla 55. Cálculo rápido del calor transmitido en (Kcal/m2/24 h) POLIURETANO EXPANDIDO 645
Tabla 56. Carga térmica en Kcal/m3, (calor sensible + calor latente) para el enfriamiento del aire de renovación 647
Tabla 57. Cantidad media de renovaciones de aire necesarias en 24 horas a causa de la apertura de las puertas y de la infiltración de aire en la cámara frigorífica 647
Tabla 58. Calor perdido en Kcal por persona/hora, a diferentes temperaturas. 647
Tabla 59. Costos del comisionado en una construcción nueva 668
Tabla 60. Estudio energético de los sistemas estudiados. 674
Tabla 61. Matriz de selección. 675
Tabla 62. Parámetros a tener en cuenta al analizar un edificio. 676

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Tablas para ventilación por zona.	694
ANEXO B	Tablas fórmulas CLTD	699
ANEXO C	Sistemas auxiliares.	724

RESUMEN

TITULO:
SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN EN REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO[1]

AUTORES[2]:
Jhon Jairo Estévez Sánchez
Luis Enrique Bernal
Mayra Alejandra guarín reyes
Claudia Patricia Tarazona Cáceres

PALABRAS CLAVES:
Transferencia de calor, psicrometría, confort, calidad del aire interior, carga térmica, sistemas y equipos, refrigeración, aire acondicionado.

DESCRIPCIÓN:
La refrigeración y el acondicionamiento de aire constituyen sistemas ampliamente utilizados para distintas aplicaciones industriales y domesticas, necesarios para la conservación de alimentos, medicamentos, acondicionamiento de ambientes y control de la temperatura de procesos exotérmicos. Por su parte el aire acondicionado es la creación y mantenimiento de una atmósfera artificial que tenga las condiciones de temperatura, humedad relativa, circulación del aire y pureza del mismo, que produzca los efectos deseados para generar confort. Decimos "Generar el confort", porque estamos acostumbrados a hablar de aire acondicionado aplicado a lugares en los que habita el hombre, pero es de entenderse que el aire acondicionado con estas características se usa también en espacios en donde son manejados o almacenados diferentes tipos de materiales; por ejemplo: las computadoras, áreas en donde se aplica el control de calidad en determinadas industrias, plantas de proceso de alimentos, etc.

El seminario de investigación en refrigeración y aire acondicionado ha sido desarrollado con el objetivo de aportar a una de las líneas de investigación de la escuela de ingeniería mecánica, y al mismo tiempo brindar a la región una opción de capacitación en el área de la refrigeración y el aire acondicionado, debido a que hoy en día no existe un programa estructurado que permita a los estudiantes y profesionales capacitarse adecuadamente en esta área del conocimiento.

[1] Trabajo de grado
[2] Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar Gélvez

ABSTRACT

TITLE:
SEMINARY OF INVESTIGATION IN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING[3]

AUTHORS[4]:
Jhon Jairo Estévez Sánchez
Luis Enrique Bernal
Mayra Alejandra guarín reyes
Claudia Patricia Tarazona Cáceres

KEY WORDS:
Heat transfer, psychrometric, comfort, indoor air quality, thermal load, systems and equipment, refrigeration, air conditioning.

DESCRIPTION:
Refrigeration and air conditioning systems are widely used for various industrial and domestic applications, necessary for the preservation of food, medicine, improvement of environment and control the temperature of exothermic processes. In turn the air conditioning is the creation and maintenance of an artificial atmosphere that has the conditions of temperature, relative humidity, air circulation and purity of it, to produce the desired effects to generate comfort. We say "Generate comfort," because we're used to talking about air conditioning applied to places where the man lives, but it is understood that the air conditioner with these features are also used in areas where they are handled or stored different types of materials, eg computers, areas where the quality control applied in certain industries, food processing plants, etc.

The research seminar in refrigeration and air conditioning has been developed to provide one of the research school of mechanical engineering, while the region to provide a training option in the area of refrigeration and air conditioning, because today there is no structured program that allows students and professionals adequately trained in this area of knowledge.

[3] Thesis
[4] Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineer School, Eng. Omar Gélvez.

GLOSARIO

Aire de extracción: Aire normalmente viciado, que se expulsa al exterior.

Aire de impulsión: Aire que se introduce en los espacios acondicionados.

Aire de recirculación: Aire de retorno que se vuelve a introducir en los espacios acondicionados.

Aire de retorno: Aire procedente de los espacios acondicionados. El aire de retorno estará constituido por el aire de recirculación, y eventualmente, por el aire de expulsión.

Aire exterior: Aire del ambiente exterior que se introduce en el circuito de climatización.

Bomba de calor: Maquina térmica que permite transferir calor de una fuente fría a otra más caliente. En calefacción o climatización, aparato capaz de tomar calor de una fuente a baja temperatura (agua, aire, etc.) y transferirlo al ambiente que se desea climatizar.

BTU (British Thermal Unit): Es la cantidad de calor para elevar en un grado Fahrenheit una libra de agua (De 59^{o}F a 60^{o}F).

Calefacción: Proceso de tratamiento del aire que controla, al menos, la temperatura mínima de un local.

Calor específico: Cantidad de calor que es necesario suministrar a la unidad de masa de un cuerpo para elevar un grado su temperatura.

Calor latente: Cantidad de calor que cede o absorbe un cuerpo al cambiar de estado.

Calor sensible: Cantidad de calor que cede o absorbe un cuerpo sin cambiar de estado.

Caloría: Una caloría-gramo es la cantidad de calor necesaria para aumentar en 1º C la temperatura de 1 gramo de agua.

Climatización: Proceso de tratamiento de aire que se efectúa a lo largo de todo el año, controlando, en los espacios interiores, temperatura, humedad, pureza y velocidad del aire.

Coeficiente de conductividad térmica: Cantidad de calor que atraviesa, en la unidad de tiempo, la unidad de superficie de una muestra plana de caras paralelas y espesor unitario, cuando se establece entre las caras una diferencia de temperatura de un grado.

Coeficiente de transmisión de calor: Cantidad de calor que atraviesa la unidad de superficie en la unidad de tiempo, cuando se establece entre las caras paralelas del cerramiento una diferencia de temperatura de un grado.

Coeficiente global de transmisión: Media ponderada de los coeficientes de transmisión de cada uno de los elementos de separación del edificio con el exterior.

Control proporcional: Acción de un dispositivo de control que modifica la actuación del elemento regulador proporcionalmente a la desviación entre la magnitud medida y el punto de consigna.

Deshumectación: Proceso de tratamiento del aire por el que se disminuye la humedad.

Expansión directa: Proceso de tratamiento del aire efectuado por evaporación del fluido frigorífico en el circuito primario de una batería.

Evaporación: Cambio de fase del agua de un estado líquido a sólido por absorción de calor.

Fluido primario: En un intercambiador de calor, el fluido que aporta la energía térmica de intercambio.

Fluido secundario: En un intercambiador de calor, el fluido que recibe la energía térmica de intercambio.

Fluido térmico: Medio canalizado encargado de transportar la energía en un sistema de calefacción o climatización.

Gradiente de temperatura: Cociente entre la diferencia de temperatura existente entre dos puntos y la distancia que media entre ambos.

Higrómetro: Aparato para medir la humedad relativa del aire.

Humedad absoluta: En un sistema de aire húmedo, es la razón de la masa del vapor de agua respecto al volumen total del sistema; usualmente expresada en gramos por metro cúbico.

Humedad específica: Relación entre la masa de vapor de agua y la masa del aire húmedo.

Humedad relativa: Tipo de humedad que se basa en el cociente entre la presión actual del vapor del aire y la saturación de la presión del vapor. Usualmente se expresa en porcentajes.

Humectación: Proceso de tratamiento del aire por el que se aumenta su humedad.

Infiltración: Caudal de aire que penetra en un local desde el exterior, de forma incontrolada, a través de las soluciones de continuidad de los cerramientos debido a la falta de estanquidad de los huecos (puertas y ventanas).

Instalación centralizada: Instalación de calefacción o climatización que dispone de un generador (o varios) de calor o frío y un sistema de distribución del mismo a las diferentes unidades de consumo: viviendas, oficinas, etc.

Punto de referencia: Valor de una magnitud controlada al que se ajusta el dispositivo de control para que lo mantenga.

Red de distribución: Conjunto de circuitos que canalizan el fluido térmico desde la sala de máquinas hasta las unidades terminales, incluyendo las redes de impulsión y retorno.

Rendimiento: Relación entre la potencia útil obtenida y la potencia absorbida por un determinado equipo.

Retorno: Aquella parte de un sistema o instalación que transporta el fluido que vuelve a la estación central.

Saturación: Condición del aire que se presenta cuando la cantidad de vapor de agua que contiene es el máximo posible para la temperatura existente.

Temperatura operativa: Índice empírico de confort que tiene en cuenta la temperatura y movimiento del aire y la radiación del entorno y que se define como la temperatura seca del aire de otro recinto similar, con aire en reposo y que teniendo las paredes a la misma temperatura que el aire, produce la misma sensación térmica.

Termómetro: Aparato para medir la temperatura; pueden ser de distintos tipos según el principio físico en que se basan.

Termostato: Dispositivo que mide y regula la temperatura de consigna que se ha fijado, encendiendo y apagando automáticamente el aparato o sistema de calefacción o climatización.

Tonelada de refrigeración: Es el calor que absorbe una tonelada de hielo al derretirse en 24 hs.

Unidad terminal: Equipo receptor de aire o agua de una instalación centralizada que actúa sobre las condiciones ambientales de una zona acondicionada.

Ventilación: Renovación del aire de una estancia o local. Suele denominarse ventilación natural cuando se produce sin accionamiento motor.

Ventilación mecánica: Proceso de renovación del aire de un local por medios mecánicos.

Zona: Espacio climatizado cuya carga térmica varía en forma distinta a la de otros espacios.

INTRODUCCION

La refrigeración y el acondicionamiento de aire constituyen sistemas ampliamente utilizados para distintas aplicaciones industriales y domesticas, necesarios para la conservación de alimentos, medicamentos, acondicionamiento de ambientes y control de la temperatura de procesos exotérmicos.

El seminario de investigación en refrigeración y aire acondicionado ha sido desarrollado con el objetivo de aportar a una de las líneas de investigación de la escuela de ingeniería mecánica, y al mismo tiempo brindar a la región una opción de capacitación en el área de la refrigeración y el aire acondicionado, debido a que hoy en día no existe un programa estructurado que permita a los estudiantes y profesionales capacitarse adecuadamente en esta área del conocimiento.

Este documento está estructurado en 15 capítulos. El primer capítulo inicia con una descripción general de un seminario de investigación, a continuación se relacionan los principales objetivos, ventajas, características, entre otros.

El segundo capítulo expone el proceso de planeación donde se establecen los lineamientos bajo los cuales se desarrollo el seminario.

El tercer capítulo presenta la ejecución del seminario, es decir, el desarrollo de lo establecido en la planeación.

El cuarto capítulo abarca la finalización del seminario, es decir, el desarrollo de lo establecido en la planeación.

El quinto capítulo presenta las conclusiones y recomendaciones acerca del desarrollo del seminario como modalidad de de trabajo de grado y de las síntesis y análisis desarrollados durante el mismo.

Del capítulo seis al quince se encuentra la síntesis de los subtemas desarrollados en las sesiones.

En el capitulo seis se exponen los fundamentos de la transferencia de calor, necesarios para el análisis de los procesos de acondicionamiento del aire.

En el capitulo siete se aborda el tema de la psicrometría aplicada a los procesos de refrigeración y aire acondicionado.

En el capitulo ocho se trata el tema del confort y la calidad del aire interior, como uno de los componentes principales en el proceso de análisis y diseño de un sistema de acondicionamiento de aire.

En el capitulo nueve se estudian los diferentes métodos para la estimación de las cargas de enfriamiento, haciendo énfasis en el método de CLTD/CLF.

El capitulo diez aborda el tema de los sistemas y equipos de refrigeración y aire acondicionado de acuerdo al tratamiento que se le da al aire.

En el capitulo once se trata el tema del subsistema auxiliar, como el encargado de la distribución y el transporte de los fluidos que intervienen en un sistema de refrigeración y aire acondicionado.

El capitulo doce aborda el tema del control y automatización de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

El capitulo trece estudia el tema del uso racional de la energía, en el cual se trata temas de gran importancia como el incremento de la eficiencia y la productividad.

En el capitulo catorce se estudia la refrigeración teórica y práctica, abordando temas como los principios y ciclos de refrigeración y el uso de los refrigerantes.

En el capitulo quince se estudian los principios y las normas, así como la evaluación en la gestión de proyectos de aire acondicionado.

Capitulo 1

SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN

1 GENERALIDADES DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN

1.1 QUE ES EL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN[5]

El seminario de investigación, también conocido como seminario Alemán, es una actividad académica, cuyo origen se dio a finales del siglo XVIII en la universidad de GOTTINGEN de Alemania, para renovar las estrategias de estudio y formación de los investigadores, y demostrar que la docencia y la investigación se pueden unir y complementar para obtener mejores resultados.

Consiste en estudiar, discutir e intercambiar experiencias acerca de un tema en particular, en un grupo, en el cual sus participantes, se intercomunican exponiendo dicho tema (la relatoría), complementándolo, evaluándolo (Correlatoría), aportando entre todos (la discusión), sacando conclusiones y planteando nuevos interrogantes permitiendo que todo ello quede en la memoria escrita (protocolo).

El seminario de investigación se programa por temas los cuales son seleccionados con la orientación del director del seminario, quien con su experiencia y conocimiento del tema, guía la selección con la debida pertinencia, actualidad y ubicación en el contexto. Los temas son desarrollados en sesiones planificadas, en las cuales, los miembros del grupo deben asumir diferentes roles, de acuerdo con la descripción anterior, manteniendo una relación de interés y compromiso con el conocimiento, sin jerarquías, en un clima de colaboración y participación activa.

1.2 OBJETIVO DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN

Formar a los participantes para la investigación científica mediante el desarrollo de las habilidades especificas aplicadas al asumir los diferentes roles dentro del seminario. Dichas habilidades están orientadas desarrollar la capacidad de

[5] Universidad Industrial de Santander. Lineamientos para el seminario de investigación como modalidad para el desarrollo del trabajo de grado. Vicerrectoria académica. Septiembre de 2007.

lector critico de resultados de investigación en cualquiera de las áreas del conocimiento, a fortalecer la capacidad de observar e identificar los problemas presentes en temas bajo análisis, a buscar respuestas a preguntas claves y sustentarlas teórica y metodológicamente en forma verbal y por escrito, y a identificar las relaciones del problema objeto de estudio con el contexto económico, político o social, a fin de enriquecer con una mirada integral, el conocimiento para el grupo de integrantes. Para ello se programan y ejecutan ejercicios estructurados que permiten a los estudiantes desarrollar competencias iniciales de investigador, avanzar en el conocimiento y aportar buenas revisiones y análisis sobre tópicos que puedan facilitar el desarrollo de la investigación.

Para alcanzar dicho objetivo es preciso que haya una formación desde el trabajo personal hacia el trabajo en equipo; para esto, cada participante debe reconocer sus intereses, su estilo de aprendizaje, su capacidad para aprender en interacción con pares; debe apropiarse de la metodología e instrumentos con los cuales trabajará, con el fin de lograr, al interactuar con los miembros del grupo en las sesiones del seminario, compartir, criticar y corregir las ideas que surjan de él, en un ambiente de la colaboración mutua.

Los seminario de investigación, no se enfocan hacia la repetición de trabajos ya realizados, sino hacia la búsqueda de respuestas con nuevos argumentos; por tal razón los trabajos que se deriven del cumplimiento del objetivo del seminario, deben caracterizarse por su originalidad y estar acordes al nivel científico de formación de sus participantes.

1.3 VENTAJAS DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN

El seminario de investigación, como herramienta para el desarrollo integral, presenta las siguientes ventajas:

- Permite a los participantes contar con un director (profesor) durante el seminario, el cual les guía hacia la consecución de los propósitos

establecidos, y además, resuelve las dudas e inquietudes o en su defecto, orienta sobre las fuentes de consulta y ayuda a los miembros del grupo en la búsqueda para suplir las necesidades de información.

- Fortalece el hábito de documentarse acerca del tema bajo estudio. Para esto los participantes recurren a fuentes bibliográficas, bases de datos, textos de referencia obligada; este ejercicio refuerza el desarrollo de las competencias interpretativas, argumentativas y propositivas; les permite apropiarse y aprender de los métodos que emplearon los autores de los artículos y textos, así como también, reconocer su valor y aporte a la investigación.

- Permite que los participantes desempeñen diferentes roles dentro del grupo, desarrollando habilidades comunicativas y de relaciones interpersonales, complementarias para la formación tanto personal como profesional.

- Fomenta el aprendizaje como una experiencia grupal, permite experimentar la eficiencia del trabajo en equipo y si el grupo está conformado por estudiantes de diferentes áreas del conocimiento, la riqueza de la interdisciplinariedad, características todas aplicables y necesarias en el desempeño laboral del mundo de hoy.

- Permite el uso de distintas herramientas didácticas de apoyo al desarrollo de las sesiones, así como un control sobre la planificación establecida de estas.

- Es una metodología integradora centrada en el estudiante, con amplio potencial para fortalecer la habilidad de aprender a aprender, fundamental para tomar el perfil del ciudadano del siglo XXI, quien deberá asumir el compromiso de aprender a lo largo de la vida, como lo plantea J. Delors[6].

[6] Jaques Delors et al. La Educación Encierra Un Tesoro. Informe a la UNESCO de la comisión internacional sobre la educación para el siglo XXI. Paris, 1996.

Sus ventajas la hacen aplicable a todas las áreas del conocimiento humano y no solo a algunas como equivocadamente pudiera pensarse[7].

1.4 CARACTERÍSTICAS

El seminario de investigación posee las siguientes características:

- Participación activa de todos los miembros del seminario, puesto que no solo el director (profesor) interviene, sino también todos los integrantes del grupo realizan su aporte desde el rol que estén desempeñando. En este proceso los participantes siendo discípulos empiezan a recorrer el camino hacia maestros.

- El seminario de investigación está conformado por un grupo reducido, de aprendizaje activo y cooperativo, inducido a investigar, reflexionar, descubrir y concluir.

- Empleo del dialogo permanente para compartir los conocimientos adquiridos.

- Ambiente amable y cooperativo fomentando la mayor participación de los integrantes del grupo.

- Sesiones desarrolladas utilizando medios didácticos de apoyo al aprendizaje.

- La estructura del seminario y todas las actividades y parámetros para desarrollarlas, son planificados en la primera sesión.

- El seminario de investigación exige a los participantes una alta responsabilidad para lograr la preparación adecuada, que les permita tener Bases para llevarlo a cabo.

[7] Carlos M. Vélez S, Resumen El Seminario Investigativo, basado en el Simposio permanente sobre la Universidad 1990-1992 ASCUN.

1.5 ORGANIZACIÓN DEL SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN

El seminario de investigación se compone de las siguientes actividades: La relatoría, la Correlatoría, la discusión y el protocolo, las cuales deben girar en torno a un tema del que se desprenden los subtemas que se tratan durante las sesiones.

Dichas actividades son responsabilidad de los integrantes del grupo, por lo cual a cada uno de ellos es asignado un rol de carácter rotativo; es así como una persona que en una sesión asume el rol de correlator, podrá asumir el rol de protocolante en la siguiente sesión, es decir, el responsable del protocolo.

La organización del seminario también implica establecer el lugar donde se llevará a cabo, el número de sesiones, y las fechas para realizarlo; así como la duración de cada una de las actividades (Relatoría, Correlatoría, discusión y protocolo).

El seminario de investigación en refrigeración y aire acondicionado está compuesto por:

Director: Ing. Omar Armando Gèlvez Arocha.

Participantes: Claudia Patricia Tarazona Cáceres.

Jhon Jairo Estévez Sánchez.

Luis Enrique Bernal.

Mayra Alejandra Guarín Reyes.

A los participantes se les asigna un rol para cada sesión. Las sesiones se llevan a cabo en la oficina del laboratorio de maquinas térmicas de la Escuela

de Ingeniería Mecánica. El número de sesiones dependen del tema y los subtemas mostrados en la tabla 1. Las sesiones están programadas para una duración de una hora y 45 minutos.

1.5.1 Tema del seminario de investigación. El tema del seminario de investigación fue sugerido por el director buscando fortalecer y aportar a las líneas de investigación sugeridas por la Escuela de Ingeniería Mecánica, al mismo tiempo que se busca brindar un programa bien estructurado, de fácil acceso, para la capacitación de estudiantes y profesionales de la región en el área de la refrigeración y el aire acondicionado.

El tema tratado por el seminario de investigación es la Refrigeración y el Aire Acondicionado. La refrigeración es el proceso por el que se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene baja con el fin, por ejemplo, de enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable.

El almacenamiento refrigerado de alimentos perecederos, pieles, productos farmacéuticos y otros se conoce como almacenamiento en frío. La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente.

Por su parte el aire acondicionado es la creación y mantenimiento de una atmósfera artificial que tenga las condiciones de temperatura, humedad relativa, circulación del aire y pureza del mismo, que produzca los efectos deseados para generar confort. Decimos “Generar el confort”, porque estamos acostumbrados a hablar de aire acondicionado aplicado a lugares en los que habita el hombre, pero es de entenderse que el aire acondicionado con estas características se usa también en espacios en donde son manejados o almacenados diferentes tipos de materiales; por ejemplo: las computadoras,

áreas en donde se aplica el control de calidad en determinadas industrias, plantas de proceso de alimentos, etc.

En la definición de aire acondicionado deben existir ciertas condiciones de temperatura para que nos produzca efecto de confort; esto significa que en verano es necesario remover el calor del área que queremos acondicionar; por lo tanto, un sistema de refrigeración es auxiliar de un sistema de aire acondicionado, puesto que en cierta época del año es necesario tener temperaturas menores que la de la atmósfera que rodea el espacio a acondicionar.

1.5.2 Dirección del seminario de investigación en Refrigeración y Aire Acondicionado La dirección del seminario de investigación en Refrigeración y Aire Acondicionado estuvo a cargo del profesor: Ing. Omar Armando Gèlvez Arocha, quien cuenta con una amplia experiencia en docencia y ha dirigido trabajos de grado anteriores relacionados con el área de la Refrigeración y el Aire Acondicionado.

Su principal función fue orientar y liderar la investigación, brindando la asesoría requerida para encaminar los trabajos y tareas hacia el cumplimento de las metas programadas.

1.5.3 Descripción de los roles

Relatoría:

La relatoría o relación es el procedimiento a través del cual el RELATOR expone el tema correspondiente en la sesión del seminario. El relator tiene como misión principal enriquecer, como resultado de su investigación y estudio, el saber de los demás, buscando por medio de una argumentación rigurosa, aportar algo nuevo que permita avanzar en el conocimiento sobre el objeto de estudio.

Correlatoría:

Consiste en la complementación y enriquecimiento de la relatoría por parte de un correlator, el cual debe estar muy atento a la exposición del relator, pues no debe repetir lo expuesto, sino evaluar el contenido, la claridad y el manejo de la exposición, con el fin de plantear su reflexión personal, y su posición frente a la relatoría, de una manera crítica destacando los aportes más relevantes de la relatoría motivando a los participantes al debate.

Discusión:

Es el medio a través del cual los participantes con base en lo expuesto en la relatoría y argumentación del correlator, confrontan con sus concepciones y apreciaciones del tema. Esta dinámica se desarrolla a manera de discusión, la cual se caracteriza por ser de carácter positivo, argumentativo y enfocado al enriquecimiento del trabajo en grupo. La discusión requiere la participación oportuna y respeto por las opiniones de los demás, criticándolas constructivamente.

Protocolo:

El protocolo es la evidencia escrita de cada sesión del seminario y un insumo para la elaboración del informe final. Este debe ser leído antes de comenzar cada sesión, ya que es un acta de lo ocurrido en la anterior y de los compromisos planteados. Su autor es el protocolante, el cual plasma en un documento las actividades tal y como fueron desarrolladas, utilizando una redacción clara y concisa.

1.6 METODOLOGÍA

Para desarrollar el seminario de investigación en Refrigeración y Aire Acondicionado satisfactoriamente y garantizar la claridad en las sesiones y cumplimiento de los objetivos planteados, se escogió una metodología contenida en tres fases: planeación, ejecución y finalización; las cuales se relacionan entre sí dependiendo cada una de la anterior.

Capitulo 2

PLANEACIÓN

2 PLANEACIÓN

En esta etapa se establecen los lineamientos bajo los cuales se desarrolla el seminario, se definen los alcances y resultados que se esperan obtener mediante la selección del tema, el estudio bibliográfico, los subtemas y la planificación de las sesiones.

Los alcances y objetivos del seminario son:

- Aplicar y difundir herramientas de aprendizaje por medio de un seminario de Investigación en el campo de la refrigeración y aire acondicionado, como aporte a la formación de estudiantes y profesionales comprometidos con el desarrollo de nuevas tecnologías, así como el fomento de la conciencia ambiental y energética.

- Profundizar y afianzar en la información disponible para el área de refrigeración y aire acondicionado, impartida actualmente como materia electiva en el programa de pregrado de la escuela de ingeniería mecánica, así como crear un material de respaldo con miras a la consecución del diplomado en el área refrigeración y aire acondicionado.

- Realizar un seminario de investigación en el área de refrigeración y aire acondicionado mediante la discusión critica, propositiva, y argumentativa realizada de acuerdo a los lineamientos establecidos por la vicerrectoría académica para los seminarios de investigación, haciendo énfasis en la identificación de los problemas relacionados con la aplicabilidad de esta área en el contexto económico, político y social del país.

- Elaborar un documento síntesis original donde se compilen los resultados de la investigación y la discusión realizada de cada uno de los temas listados anteriormente, a partir de los resúmenes, las relatorías recopiladas

complementadas con talleres, y los protocolos en el seminario de investigación.

- Realizar presentación en Power Point de los temas investigados basada en el documento síntesis obtenido de los resúmenes, las relatorías recopiladas y los protocolos de cada sesión.

2.1 ESTUDIO Y SELECCIÓN DEL MATERIAL BIBLIOGRÁFICO

La bibliografía se definió antes de iniciar el seminario. Esta se baso en la búsqueda exhaustiva de material que tratara los temas anteriormente mencionados de un modo conciso y que brindará datos relevantes y de interés para la consecución del seminario. Sin embargo, a pesar de la bibliografía previamente establecida, durante el desarrollo del seminario si el estudiante lo consideraba necesario, podía recurrir a otras fuentes que algo nuevo a la investigación.

Para estudiar el tema seleccionado, la bibliografía es la siguiente:

- **Yunus A. Cengel,** Transferencia de calor 2 ed. University of Nevada.

En este libro se cubren los temas fundamentales de la transferencia de calor, así como los factores y mecanismos que determinan la transferencia.

- **Omar Gelvez Arocha,** Transferencia de calor.

Este libro trata el fenómeno y las formas de transferencia de calor. Se presenta información completa sobre los conceptos de conducción, convección y radiación, así como los métodos de análisis y solución de los problemas que presenta la transferencia.

- **ASHRAE elearning library.**

Es un conjunto de cursos que proporcionan una amplia gama de información. Estos cursos abordan importantes temas individuales dentro del área profesional, entre los cuales encontramos el diseño de los sistemas de acondicionamiento de aire, fundamentos de los sistemas HVAC, información pertinente al control digital directo (DDC), normativas de la ASHRAE, entre otros.

- **Edward G. Pita,** Acondicionamiento de aire principios y sistemas, Segunda edición.

Este libro es un texto fundamental sobre calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire. En el texto se desarrollan los principios fundamentales del acondicionamiento de aire, seguidos de una descripción del equipo y de los sistemas. A lo largo del texto se enfatiza en la utilización y la conservación de la energía.

- **WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2.**

Este texto abarca temas de gran relevancia para los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, al introducir conceptos como lo son el confort, y el proceso implementado en el tratamiento del aire. Entre los temas tratados, se brinda información sobre el diseño de los sistemas HVAC, el equipo empleado así como el desarrollo de estos proyectos.

- **Manual técnico Valycontrol,** Refrigeración y aire acondicionado.

El énfasis principal de este libro se hace en los diferentes componentes y accesorios para protección y control de flujo de los sistemas, así mismo se trata otros temas complementarios con el objetivo de proporcionar un conocimiento a fondo de una manera detallada; tales como el manejo de tablas, la carta

psicométrica, aceites refrigerantes, propiedades de los refrigerantes entre otros.

- **ANSI/ASHRAE standard 62.1,** Ventilation for acceptable indoor air quality.

Una guía práctica para la aplicación de las normas de ventilación. Muestra las aplicaciones de las normas a los nuevos edificios, así como las adiciones y cambios a los edificios existentes. Muestra la interacción entre la calefacción, la ventilación y los sistemas de aire acondicionado y cómo las diferentes partes del edificio afectan la calidad del aire interior.

- **Walter Grondzik,** Air-conditioning system design manual. Second edition.

Este manual está destinado a cubrir el vacío entre la teoría y la práctica, para cerrar las brechas existentes entre la práctica de diseño del mundo real y los conocimientos teóricos adquiridos. Entre sus páginas trata temas muy importantes para los sistemas HVAC, tales como el concepto de confort térmico, calculo de cargas, información sobre los diferentes sistemas de acondicionamiento de aire, componentes del sistema y control de los sistemas HVAC.

- **ASHRAE HANDBOOK,** Fundamentals, SI edition 2005.

Este libro es una gran herramienta para poder entender los conceptos fundamentales de los sistemas HVAC, ya que aborda la temática por medio de un orden bien estructurado, con información muy completa en cuando a los principios termodinámicos, los cálculos energéticos, los componentes del sistema y el diseño de tuberías y ductos, sin olvidar que es un libro que cuenta con el autoría de la ASHRAE.

- **Néstor Quadri,** SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO calidad del aire interior.

Este texto trata los sistemas básicos que componen las instalaciones HVAC, mediante una descripción sencilla y global, con el fin de que constituya un libro de texto básico de consulta. Abarca desde los equipos de aire acondicionado individuales hasta los del tipo central, así como una guía orientativa de selección para el diseñador. También trata temas relacionados con el confort ambiental y las medidas a adoptar para el mantenimiento de la calidad del aire exterior.

- **Pierre Rapin, Patrick Jacquard,** Formulario del frio.

Este texto aporta información útil en cuanto a los principios, a las interpretaciones prácticas y a la compresión de las tecnologías adoptadas actualmente. Presenta datos teóricos y prácticos necesarios, tanto para la concepción como para el dimensionamiento de las instalaciones.

- **COPELAND,** Manual de refrigeración, principios de refrigeración.

Este manual está diseñado para llenar la necesidad que existe de un texto elemental y conciso como ayuda para el mecánico, vendedor, estudiante y otros interesados en la refrigeración. Se introducen los fundamentos de la teoría de refrigeración y su práctica. Trata el tema desde los principios básicos de refrigeración, hasta el diseño de los sistemas, pasando por tópicos como son los componentes del sistema y las cargas de refrigeración.

- **Wilbert F. Stoecker,** Industrial refrigeration handbook.

Este libro trata de mostrar que la combinación de la teoría con las observaciones de campo y la experimentación práctica, pueden mejorar la capacidad de explicar el comportamiento de los sistemas y resolver los

problemas de funcionamiento. Sin un marco teórico apropiado, se deben encontrarse nuevas soluciones para cada nuevo problema, en lugar de proponer un grupo completo de soluciones basadas en los principios fundamentales. El libro intenta brindar un grupo de conocimientos dispersos para reunirlos en una forma organizada.

- **Jan F. Kreider,** Handbook of heating, ventilation and air conditioning.

Este libro describe los últimos métodos de diseño y operación de edificaciones nuevas y existentes. Además, los principios económicos y la vida útil de los equipos están presentes habitualmente en la selección de diseños y soluciones. La información en este libro se presenta de una manera práctica para que sea de utilidad a aquellos ingenieros presentes en la construcción de estos sistemas.

- **Honeywell,** Engineering Manual of AUTOMATIC CONTROL for Commercial Buildings, SI Edition.

Este manual proporciona los elementos necesarios para la comprensión fundamental de los controles y cómo se aplican en los sistemas de calefacción, ventilación y sistemas de aire acondicionado de edificios comerciales. Muchos aspectos del control están presentes, incluyendo las unidades manejadoras de aire, unidades terminales, chillers, calderas, sistemas de flujo de aire, sistemas de distribución de agua y vapor, manejo del humo y calidad del aire interior.

- **Standard ANSI/ASHRAE/IENSA 90.1.**

Explica la norma de eficiencia energética requerida para todos los edificios residenciales y no residenciales mayores de tres pisos de altura, en el diseño y construcción de edificios energéticamente eficientes.

Una vez realizado el estudio bibliográfico por cada uno de los participantes del seminario, se prosigue a dividir el tema del seminario en varios bloques con sus

respectivos subtemas, con el fin de profundizar en aspectos relevantes y llegar a un análisis detallado que permita comprender de manera integral el tema general. Los subtemas son mostrados en la tabla 1.

Tabla 1. Subtemas del seminario.

TEMAS	SUBTEMAS
1. Fundamentos de transferencia de calor.	• Fundamentos de transferencia de calor.
2. Psicrometría aplicada.	• Fundamentos de la psicrometría. • Herramientas graficas y analíticas.
3. Confort y calidad del aire interior.	• Confort. • Calidad del aire interior.
4. Estimación de cargas de enfriamiento.	• Conceptos básicos para la carga de enfriamiento. • Métodos para el cálculo de la carga de enfriamiento. • Calculo de cargas de enfriamiento (método CLTD/CLF).
5. Sistemas y equipos.	• Subsistema primario. • Subsistema secundario.
6. Subsistema auxiliar.	• Principios básicos del flujo de fluidos.

	• Sistemas de distribución de aire. • Sistemas de distribución de refrigerante.
7. Control y automatización.	• Fundamentos. • Componentes del sistema de control. • Automatismos.
8. Uso racional de la energía.	• Uso racional de la energía.
9. Refrigeración (Teórica y práctica).	• Refrigeración (Teórica y práctica).
10. Gestión de proyectos de A.A.	• Gestión de proyectos de A.A.

2.2 DESCRIPCIÓN DE LOS SUBTEMAS

2.2.1 Fundamentos de transferencia de calor En Fundamentos de transferencia de calor se explican los conceptos básicos de calor y temperatura. Se hace especial mención a la importancia que tiene el fenómeno de la transferencia de calor en el estudio de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Los mecanismos de transferencia de calor, es decir la conducción, convección y radiación, son tratados con especial cuidado, como herramientas esenciales en el análisis de los fenómenos presentes en la misma.

2.2.2 Psicrometría aplicada En este tema se estudiaran las propiedades del aire húmedo y las herramientas que ayudaran a comprender su comportamiento en los diferentes procesos de refrigeración y acondicionamiento de aire.

El objetivo de este análisis es seleccionar el equipo acondicionador adecuado capaz de proporcionar las condiciones de confort requeridas.

Este capítulo se divide en dos subtemas:

- **Fundamentos de la psicrometría:** Este subtema se dedica al estudio de las propiedades del aire húmedo y la determinación de su estado termodinámico para diferentes condiciones ambientales.

- **Herramientas graficas y analíticas:** Este subtema se dedica al análisis de los procesos termodinámicos que sufre el aire junto con el estudio de las herramientas graficas y analíticas, las cuales ayudan a comprender el comportamiento de dichos procesos y así tener la capacidad para seleccionar la unidad acondicionadora capaz de proporcionar ciertas condiciones de confort establecidas.

2.2.3 Confort y calidad del aire interior El tema del confort es tratado dentro del seminario de investigación, debido a su importancia a través del proceso de diseño de los sistemas de acondicionamiento de aire. El objetivo de este tema es el de brindar las nociones básicas del confort como ese estado de completo bienestar físico, mental y social que se percibe en un ambiente determinado, el cual depende de factores de orden fisiológico, subjetivos y físicos. Se brinda un estudio más detallado de los factores físicos, especialmente los térmicos.

En cuanto a la calidad del aire interior, es un tema de vital importancia debido a la existencia de contaminantes que pueden causar enfermedades a los ocupantes de las edificaciones.

Este tema ha sido divido en dos subtemas:

- **Confort:** Dentro del estudio del confort se tratan los factores fisiológicos, subjetivos y físicos. A su vez en el marco de los factores físicos se hace un estudio detallado de conceptos claves como el metabolismo humano y el balance térmico del cuerpo humano con el ambiente. Luego de haber introducido estos conceptos, se tratan los índices de confort básicos y finalmente se hace un estudio de la Norma ASHRAE 55 de 2004 "Condiciones térmicas de los ambientes para ocupación humana".

- **Calidad del aire interior:** La calidad del aire interior se define como el estado del aire interior que permite que la mayoría de los ocupantes (80%;) expresen satisfacción, basados en la ausencia de malos olores y contaminantes que produzcan irritación o molestias que puedan generar riesgos para la salud.

  Dentro del desarrollo de este subtema se estudian los riesgos que generan los contaminantes del aire al interior de las edificaciones, del mismo modo se hace especial mención de los métodos existentes para el control de los contaminantes, entre ellos la eliminación o modificación de las fuentes de contaminación y la filtración del aire. Finalmente se estudian los procedimientos recomendados por la Norma ASHRAE 62 "ventilación para una calidad aceptable del aire interior" para la mejora de la calidad del aire interior recomendados.

2.2.4 Estimación de cargas de enfriamiento

Para el estudio de este tópico se dividió en tres temas principales: conceptos básicos para el cálculo de la carga de enfriamiento, métodos que existen para determinarla según la ASHRAE y estudio del método de cálculo manual de carga de enfriamiento CLTD/CLF Método Diferencial de Carga de Enfriamiento.

- **Conceptos básicos para la carga de enfriamiento:** se presentan las consideraciones generales de diseño, componentes de carga que inciden en el local a climatizar (cargas internas y cargas externas) y factores que influyen en la carga de enfriamiento. se hace énfasis en el almacenamiento de calor en las estructuras y los conceptos de Ganancia instantánea de calor y carga de enfriamiento.

- **Métodos para el cálculo de la carga de enfriamiento.** Se presentan los métodos para el cálculo de la carga de enfriamiento (TEDT), (TFM), (CLTD / CLF). según ASHRAE.

- **Calculo de cargas de enfriamiento (método CLTD/CLF):** Se define el concepto CLTD Y CLF, se establecen los datos generales y las entradas adicionales para estimar la carga de enfriamiento que son necesarios para aplicar este método, por último se describe todo el procedimiento de cálculo para las cargas internas y externas.

2.2.5 Sistemas y equipos Se clasifican los sistemas y equipos en tres subsistemas, los cuales son: subsistema primario (equipos primarios), subsistema secundario (sistemas de ventilación y manejo del aire) y el subsistema terciario (sistemas eléctricos). Esta subdivisión se hace con el fin de facilitar el estudio de los sistemas y los equipos de refrigeración y aire acondicionado. El subsistema terciario es tratado dentro del tema de control y automatización.

El tema de los sistemas y equipos de refrigeración y aire acondicionado se dividió en dos subtemas:

- **Subsistema primario (equipos primarios):** Se divide el estudio de los equipos primarios en dos grandes tópicos, basados en los dos ciclos de refrigeración más usados: ciclo de compresión de vapor y el ciclo de absorción. En primera instancia se profundiza en el principio de

funcionamiento de los sistemas y finalmente se tratan los componentes que los conforman, haciendo especial mención del compresor y de los dispositivos de control de flujo en el ciclo de compresión de vapor.

- **Subsistema secundario (sistemas de ventilación y manejo del aire):** Se introduce el concepto de zona y mutlizona, para luego hacer una clasificación de los sistemas de ventilación y manejo del aire de acuerdo al fluido que lleva a cabo el enfriamiento. Dentro de esta clasificación encontramos los sistemas unitarios, todo refrigerante, todo agua, todo aire y finalmente los sistemas aire-agua.

2.2.6 Subsistemas auxiliares Se estudian los subsistemas auxiliares, encargados del transporte y distribución del los diferentes fluidos presentes en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Este tema se divide en tres subtemas:

- **Principios básicos del flujo de fluidos:** En este subtema se estudian los principios de conservación de masa (ecuación de continuidad), principios de conservación de energía (ecuación de Bernoullí), y conceptos básicos para el flujo de fluidos.

- **Sistemas de distribución de aire:** Se estudian las características principales de los diferentes componentes del sistema (ductos, rejillas, difusores, ventiladores) encargados de transportar y distribuir el aire hasta el cuarto; basados en las recomendaciones estipuladas por las normas SMACNA, AMCA y ASHRAE para su fabricación, selección, y montaje adecuado en el sistema.

- **Sistemas de distribución de refrigerante:** En estos sistemas se estudian cada uno de los componentes encargados de transportar y distribuir el refrigerante para los diferentes ciclos de refrigeración. Basados en las

recomendaciones de SMACNA, AMCA y ASHRAE para su fabricación, selección, y montaje adecuado en el sistema.

2.2.7 Control y automatización Este tema es tratado debido a la gran importancia que tiene el control en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, de hecho el sistema de control es esencial para el funcionamiento del sistema y se debe considerar como un principio en el proceso de diseño. El sistema de control, ayuda a reducir los costos de funcionamiento y a optimizar el consumo de energía.

Este tema se ha dividido en tres subtemas:

- **Fundamentos:** En este subtema se tratan los objetivos del control automático, del mismo modo se hace una descripción de los sistemas de control y finalmente se introducen la terminología básica del control.

- **Componentes del sistema de control:** En este subtema se tratan los componentes del sistema de control, es decir los diversos tipos de sensores que son usados en los sistemas HVAC, los tipos de controladores, su clasificación y funcionamiento dentro de los sistemas HVAC, finalmente se aborda el tema de los actuadores de válvulas y dampers.

- **Automatismos:** Este subtema aborda temas de gran importancia como son los lazos de control (lazo abierto y lazo cerrado), los modos de control (Dos posiciones, paso a paso, flotante, proporcional, PI y PID) y los métodos de control (Neumático, eléctrico, electrónico y DDC basado en microprocesador).

2.2.8 Uso racional de la energía Se estudia el comportamiento de consumo energético de los sistemas CVAR a la variación de velocidad, carga térmica.

Se expone la guía LEED para edificaciones, su alcance, su campo de acción y los puntos específicos en los que tiene relación con el diseño, instalación, mantenimiento, operación de sistemas CVAR, en especial a lo que se refiere a energía y atmósfera, calidad de aire interior.

LEED es un sistema de valoración diseñado para evaluar el desempeño de una edificación y fomentar la transformación del mercado hacia un diseño sostenible, promoviendo buenas prácticas de construcción en función del uso apropiado de los recursos entre los cuales se destaca el uso de la energía. Se exponen los rangos de certificación existentes y la forma de puntuación según la aplicación.

2.2.9 Refrigeración (Teórica y práctica) La refrigeración es la remoción de calor desde un material o espacio, de modo que su temperatura sea más baja que la de sus alrededores. El más ampliamente usado de los ciclos de refrigeración es el ciclo de refrigeración de compresión de vapor, el cual uso una circulación de refrigerante líquido como el medio para absorber calor desde un espacio y rechazar este calor a algún otro. Tales sistemas tienen cuatro componentes: un compresor, un condensador, una válvula de expansión (también denominada válvula de regulación) y un evaporador.

Se describen los diferentes tipos de evaporadores, sistemas de expansión directa, y evaporadores casco y tubo.

Se explican las diferentes técnicas de desencarchamiento de evaporadores.

Se exponen las aplicaciones de diferentes compresores de refrigeración, reciprocante, centrífugo, tornillo y compresores scroll.

Se describen los tipos de condensadores, enfriados por aire, enfriados por agua y condensadores evaporativos.

Se exponen los diferentes tipos de dispositivos de medición: capilares, válvulas de expansión termostática, válvula de flotador.

Se explica cómo seleccionar el refrigerante adecuado y aprender los efectos de ciertos refrigerantes sobre el agotamiento del ozono.

2.2.10 Gestión de proyectos de A.A Se explica el proceso de diseño CVAR y las fases que lo componen, las cuales son:

- Proyecto arquitectónico.

- Diseño esquemático.
- Diseño preliminar.

- Diseño final, preparación de especificaciones técnicas.

- Postdiseño (fase de construcción).

- Fase de comisionado.

- Servicios de postocupación

Se expone un ejemplo de proceso de diseño, analizando diferentes sistemas propuestos como solución a un requerimiento específico de acondicionar unas oficinas de una edificación comercial.

Se dan indicaciones del proceso de evaluar energéticamente un edificio, a partir de los resultados, se proponen medidas de mejoramiento en cuanto al uso eficiente de la energía.

Se plantean consideraciones a tener en cuenta para una instalación óptima de un sistema de aire acondicionado en función de su eficiente operación y funcionabilidad.

Se expone el proceso de licitación.

2.3 PLANEACIÓN DE LAS SESIONES

El numero de sesiones (19) se determino de acuerdo a los subtemas seleccionados. Se asigno a cada participante un subtema para exponer, de forma que quedaran equilibradas las cargas en los subtemas, a la vez se definieron los roles de cada participante (Relator, correlator, protocolante, asistente), dichos roles se rotaron de manera equitativa con el objeto de que cada participante desarrollara las destrezas requeridas para cada rol, como se muestra en la tabla 2.

Ya definido el número de sesiones se organizaron las respectivas fechas de tal modo que hubiera un lapso prudente para la preparación de los subtemas. Las fechas de la relatoría se escogieron de acuerdo a la disponibilidad horaria, tanto para el director, como para los participantes, y también por la disponibilidad de herramientas necesarias para el desarrollo de cada sesión, como el videobeam y el lugar para el desarrollo de la sesión.

Tabla 2. Asignación de roles por subtemas.

Tema	Relator	Correlator	Protocolante
1. Fundamentos de transferencia de calor.			
Fundamentos de transferencia de calor.	Luis Bernal	Jhon Estévez	Mayra Guarín

2. Psicrometría aplicada.			
Fundamentos de la psicrometría.	Mayra Guarín	Patricia Tarazona	Luis Bernal
Herramientas graficas y analíticas.	Patricia Tarazona	Mayra Guarín	Jhon Estévez
3. Confort y calidad del aire interior			
Confort	Luis Bernal	Jhon Estévez	Patricia Tarazona
Calidad del aire interior	Jhon Estévez	Luis Bernal	Mayra Guarín
4. Estimación de cargas de enfriamiento			
Conceptos básicos para la carga de enfriamiento	Luis Bernal	Mayra Guarín	Patricia Tarazona
Métodos para el cálculo de la carga de enfriamiento	Jhon Estévez	Luis Bernal	Mayra Guarín
Calculo de cargas de enfriamiento (método CLTD/CLF)	Patricia Tarazona	Jhon Estévez	Luis Bernal
5. Sistemas y equipos			
Subsistema primario.	Luis Bernal	Jhon Estévez	Mayra Guarín

Subsistema secundario.	Jhon Estévez	Luis Bernal	Patricia Tarazona
6. Subsistema auxiliar			
Principios básicos del flujo de fluidos.	Mayra Guarín	Patricia Tarazona	Jhon Estévez
Sistemas de distribución de aire.	Patricia Tarazona	Mayra Guarín	Luis Bernal
Sistemas de distribución de refrigerante.	Mayra Guarín	Patricia Tarazona	Jhon Estévez
7. Control y automatización			
Fundamentos	Jhon Estévez	Luis Bernal	Patricia Tarazona
Componentes del sistema de control.	Luis Bernal	Jhon Estévez	Mayra Guarín
Automatismos.	Jhon Estévez	Luis Bernal	Patricia Tarazona
8. Uso racional de la energía			
Uso racional de la energía	Patricia Tarazona	Mayra Guarín	Jhon Estévez
9. Refrigeración (Teórica y práctica)			
Refrigeración (Teórica y práctica)	Luis Bernal	Jhon Estévez	Mayra Guarín

10. Gestión de proyectos de A.A. Gestión de proyectos de A.A.	Mayra Guarín	Patricia Tarazona	Luis Bernal

Capitulo 3

EJECUCIÓN

3 EJECUCIÓN

Esta etapa consistió en llevar a cabo lo establecido en la planeación del seminario; la preparación de un documento por parte del relator de cada subtema y el desarrollo de cada sesión.

3.1 DOCUMENTACION PARA LOS SUBTEMAS

El relator de cada uno de los temas elaboro un documento en formato de texto y su respectiva presentación en Power Point, con normas técnicas y metodología científica acerca de su exposición, producto de la actividad investigativa, propositiva y argumentativa. Antes de cada sesión este documento se sometió a una exhaustiva revisión por parte del director para su respectiva aprobación.

Previo a cada una de las sesiones, los miembros del grupo; indiferentemente del rol que desempeñaron, conocieron y estudiaron dicho documento y la bibliografía definida, con el propósito de estar preparados para participar y aportar al desarrollo de la sesión.

3.2 DESARROLLO DE UNA SESIÓN

Cada una de las sesiones del seminario a diferencia de la primera, por no tener predecesora, se desarrollo de manera fluida siguiendo el orden de las actividades que aparecen en la tabla 3. Los roles de la primera sesión fueron designados al azar y a partir de ahí se rotaron para que cada integrante del grupo tuviera la oportunidad de desempeñar los diferentes roles de forma ordenada y secuencial.

Tabla 3. Desarrollo de una sesión del seminario

Actividad		Descripción	Responsable	Duración (Minutos)
1	**Apertura de la sesión**	• Lectura del plan de trabajo. • Verificación de la asistencia. • Confirmación o asignación de roles. • Asignación de los roles para la próxima sesión.	Profesor (Director)	5
2	**Lectura del protocolo**	• Lectura del protocolo. • Se abre una sesión de preguntas aclaratorias del texto del protocolo. Los ajustes quedarán consignados en el protocolo siguiente.	Protocolante	10
3	**Relatoría**	• Exposición del tema. • Entrega del trabajo escrito.	Relator	60
4	**Correlatoría**	• Se complementa y evalúa la relatoría. • Se induce a la discusión.	Correlator	10
5	**Discusión**	• Se realizan preguntas, intervenciones y aclaraciones sobre el tema. • Se valida el conocimiento demostrado por el relator.	Todos los participantes	10
6	**Conclusión**	• Evaluación de la sesión. • Síntesis del trabajo. • Redacción del protocolo. • Aprobación de la síntesis y el protocolo.	Participantes Director Protocolante	5

3.3 ACTA

El acta es un documento escrito donde se hace constar el tema de la sesión, la relación de los roles de los participantes en cada una de estas y las observaciones y conclusiones. El documento modelo que se llevo durante todas las sesiones se observa en la figura 1. La estructura del acta se relaciona a continuación.

Encabezado: Incluye el nombre del seminario, el nombre de la universidad y el logo de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Numeración: Corresponde al número de cada sesión.

Fecha: Día-mes-año en que se desarrolla la sesión.

Hora: Inicio y finalización de la sesión.

Lugar: Sitio en el cual se desarrollo la sesión.

Relator: Nombre del relator.

Correlator: Nombre del correlator.

Discusión: Nombre del director y demás personas presentes diferentes al relator, correlator y protocolante.

Protocolo: Nombre del protocolante. Es la persona que se encarga de elaborar la evidencia escrita de cada sesión del seminario y la cual servirá de insumo para la elaboración del informe final.

Tema a desarrollar: Titulo de la exposición.

Síntesis de la sesión: Breve descripción del desarrollo de la sesión que expresa lo tratado sin describir detalles intrascendentes.

Observaciones: Espacio en el cual se registra la validación del conocimiento demostrado por el relator y las preguntas, intervenciones y aclaraciones sobre el tema realizadas por los participantes.

Conclusiones: Consiste en un comentario o idea final que resume los aspectos más importantes del tema desarrollado en la sesión.

Figura 1. Acta de la sesión.

SEMINARIO DE INVESTIGACIÓN EN
REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

Acta N°

Fecha:

Hora de inicio:

Hora de finalización:

Lugar:

RELATOR:

CORRELATOR:

DISCUSION:

Tema a desarrollar:

Síntesis de la sesión:

Observaciones:

Conclusiones:

_____

Ing. Omar Armando Gelvez Arocha.

Capitulo 4
FINALIZACIÓN

4 FINALIZACIÓN

4.1 PRESENTACIONES Y DOCUMENTO

4.1.1 Presentaciones Es sabido que las personas en una exposición totalmente verbal y sin apoyo audiovisual manteniendo una retención un 60% inferior comparado a un apoyo audiovisual, porque al usar una guía visual agradable se logra mantener la atención de la audiencia y se crea un soporte para el entendimiento. Por esta razón para cada documento de texto se elaboró una presentación en Power Point, teniendo en cuenta que la intención principal era explicar y desarrollar una serie de ideas y así transmitirlas de manera clara y convincente a los demás.

Para cumplir estos objetivos las presentaciones se realizaron teniendo en cuenta lo siguiente:

- Las diapositivas deben ser bien diseñadas, simples y legibles por cualquier audiencia, no debe haber nada de información superflua, deben tener espacio en blanco evitando caer en la tentación de llenar cada espacio con algún logo, tabla o grafico (mucho menos texto) que no contribuyan a un mejor entendimiento.

- Se decidió no usar las plantillas prediseñadas de Power Point para garantizar un producto único que se adaptara a las necesidades del proyecto.

- En lo posible ser visual, usando una cantidad de imágenes y fotografías, que refuercen la idea principal y generen una respuesta en la audiencia, evitando de esta forma el uso excesivo de texto.

Para el formato de la presentación se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos:

- Un fondo blanco para generar una sensación agradable a la vista y letras negras para generar contraste y facilitar su lectura.

- En la parte superior se incluyo el logo de la universidad, con el nombre de la universidad sobre una franja de color institucional para que los participantes de la sesión pueden identificar la institución educativa a la cual pertenecen los autores.

- Para ubicar fácilmente a la audiencia en el tema del seminario, se utilizo una marca de agua en el fondo y un texto en la parte inferior alusivo a la refrigeración y aire acondicionado.

Figura 2. Formato de presentación.



4.1.2 Documento El documento de texto constituye la síntesis del trabajo de investigación y análisis realizado por los participantes del seminario cuando ejercían el rol de relator, incluyendo los aportes realizados por el correlator y las conclusiones de la discusión. El documento se ciñe a las normas técnicas colombianas ICONTEC[8].

Este documento está dividido en diez síntesis que se incluyen como capítulos del presente libro. Es una recopilación de todos los temas expuestos durante las sesiones contenidas en la Tabla 1 siguiendo el mismo orden para tener continuidad y conexión entre ellos.

Como procesador de texto para la elaboración del documento se utilizo Microsoft Office Word 2007, el cual es un procesador de texto ampliamente utilizado debido a su sencillez, versatilidad y que se ejecuta en una interfaz amigable al usuario.

Para la parte de diagramas, graficas y esquemas taxonómicos se utilizaron herramientas como Microsoft Office Excel 2007, CorelDRAW X5, CmapTools y AutoCAD 2009. Excel 2007 es útil para la creación de hojas de cálculo que permiten originar análisis y conclusiones, además permite elaborar gráficos y tablas muy útiles porque compactan una idea principal generando mayor comprensión por parte del lector.
CorelDraw X5 es un programa de diseño y dibujo vectorial. Se trata de un complejo conjunto de herramientas que ayudan en la ilustración por vectores, diseño, creación de mapa de bits, edición de imagen, coloreado y animación de gráficos, todo en uno.

CmapTools es una herramienta para confeccionar esquemas conceptuales. AutoCAD 2009 es un programa de diseño asistido por computadora para dibujos en dos y tres dimensiones.

[8] INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Referencias bibliográficas para libros, folletos e informes. 2 ed. Bogotá: ICONTEC, 1996. p 12 (NTC 1160).

Capitulo 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El seminario de investigación en refrigeración y aire acondicionado se desarrollo bajo los lineamientos establecidos para esta modalidad de proyecto de grado, como resultado de este trabajo se concluye lo siguiente:

Con respecto a la formación de los integrantes:

- El seminario de investigación como modalidad de proyecto de grado proporciona a los integrantes una experiencia de aprendizaje en grupo basada en la investigación, análisis, discusión y posterior retroalimentación durante el ejercicio.

- Permitió fortalecer habilidades para el trabajo en equipo, manteniendo una relación de interés y compromiso con el conocimiento, sin jerarquías, en un clima de participación activa, basado en el respeto y el apoyo mutuo.

- Se fomento el aprendizaje como una experiencia grupal, en la que los cada uno de los integrantes aporto sus conocimientos, adquiridos a través de su trabajo investigativo, reduciendo el tiempo de aprendizaje para los demás miembros del grupo.

- Se logro estructurar los diferentes tópicos estudiados, lo cual se refleja en el orden, calidad y compresión del material síntesis (presentación de Power Point y documentos).

- Los temas que se desarrollaron en el seminario de investigación motivaron a sus integrantes a asistir y participar como ponentes en el diplomado en refrigeración y aire acondicionado, impartido por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, con el propósito de complementar y corroborar los conocimientos adquiridos a través del proceso investigativo.

Con respecto a los aspectos técnicos y prácticos de los contenidos:

- La refrigeración y el aire acondicionado constituye un campo de desarrollo profesional para los ingenieros mecánicos, que requiere una solida formación en diferentes campos tanto teóricos como prácticos.

- Es necesario que el personal involucrado en el proceso de diseño, instalación, operación y mantenimiento de los sistemas HVAC, tengan dominio de los conceptos básicos de la psicrometría, como herramienta para el estudio y análisis de los procesos termodinámicos que sufre el aire; con el propósito de seleccionar adecuadamente los equipos que cumplan con las condiciones impuestas por el espacio a acondicionar.

- El estudio del confort humano y la calidad del aire interior, junto con la aplicación de las normativas regulatorias, son ignorados en la región por la mayoría del personal involucrado en los proyectos de acondicionamiento de aire. Esta situación, se debe a la falta de espacios que permitan la capacitación y la divulgación de las buenas prácticas de diseño que involucre a la academia con la industria.

- El diseño de un sistema de aire acondicionado, debe involucrar un método apropiado para el cálculo de las cargas térmicas, donde se tengan en cuenta todas las fuentes que las generan, ya que es frecuente que se cometan errores a la hora de estimar la capacidad del equipo. A causa de esto se puede presentar un sobredimensionamiento y por lo tanto excesivos costos iniciales y operativos. Por otro lado se puede llegar a instalar un equipo de menor capacidad que no cumpla con los requerimientos impuestos por el recinto.

- Los factores que determinan la existencia de los diferentes tipos de sistemas de aire acondicionado son: el perfil de la carga, la temperatura del

aire exterior con relación a la temperatura interior, la temperatura y calidad del aire interior, el espacio disponible y el costo de adquisición, operación y mantenimiento.

- El diseño y selección de los componentes que hacen parte de los sistemas auxiliares; (ductos, tuberías, rejillas, difusores, válvulas, ventiladores y bombas) encargados de transportar y manejar el flujo de los fluidos presentes en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, se debe realizar bajo recomendaciones propuestas por entidades como la ASHRAE, AMCA, SMACNA para garantizar una mayor eficiencia en la operación de los equipos y ofrecer las condiciones de confort establecidas.

- La supervisión de todos los procesos de acondicionamiento de aire involucran la operación de los equipos y las condiciones de confort térmico, con el propósito de garantizar que el sistema de acondicionamiento de aire opere de manera eficiente. Esto se logra mediante el control de las variables que afectan el proceso a través de la operación e los equipos que responden a las exigencias impuestas por el sistema. El monitoreo y control de todas estas variables exige que el sistema este provisto de una buena instrumentación de control y comunicación que permitan su interoperabilidad.

- La creciente demanda energética mundial, así como el cambio climático generado por la contaminación y el uso excesivo de los recursos naturales, hace imprescindible el aporte de los diseñadores, consultores, constructores, operadores y personal de mantenimiento de los sistemas HVAC en la optimización y uso racional de la energía (URE), teniendo en cuenta que estos sistemas son los mayores consumidores energéticos en las edificaciones modernas.

Como productos tangibles de seminario:

- Se generó un documento síntesis donde se compilan los resultados de las investigaciones, análisis, y discusiones realizadas en cada una de las sesiones de las que consta el seminario de investigación. Este material tiene como finalidad servir de herramienta de enseñanza en la formación de estudiantes y profesionales en el área de la refrigeración y el aire acondicionado.

- Se realizaron presentaciones en Microsoft Power Point de los temas investigados, basados en el documento síntesis obtenido de los resúmenes, las relatorías recopiladas y los protocolos de cada sesión. La finalidad de este material es brindar un medio alternativo que facilite la comprensión y el aprendizaje de los conceptos que comprenden el área de la refrigeración y el aire acondicionado, y al mismo tiempo que sirva como material de apoyo para posibles programas de enseñanza que puede llegar a ofrecer la Universidad Industrial de Santander.

- El grupo de trabajo aporto al desarrollo del diplomado en refrigeración y aire acondicionado, ofrecido por la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander; con la participación activa y documentación estructurada, resultado del trabajo investigativo de los participantes.

Capitulo 6

FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

6 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

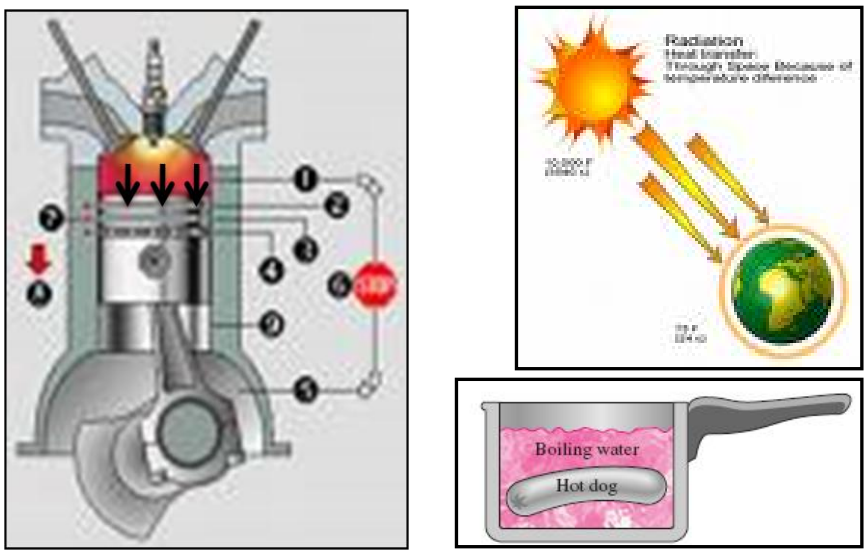
Los fenómenos de transferencia de calor tienen un papel importante en muchos problemas industriales y ambientales. En la producción y conversión de energía, no hay una sola aplicación que no implique efectos de transferencia de calor de alguna manera. En la generación de potencia eléctrica, la combustión de combustibles fósiles, los procesos magnetohidrodinámicos o el uso de fuentes de energía geotérmica, hay numerosos problemas de transferencia de calor alguna. Estos problemas incluyen procesos de conducción, convección y radiación que se relacionan con el diseño de sistemas como calderas, condensadores y turbinas.

Hay muchos problemas de transferencia de calor relacionados con el desarrollo de sistemas de conversión de energía solar para calentamiento de espacios, así como para la producción de energía eléctrica. Los procesos de transferencia de calor también afectan al funcionamiento de sistemas de propulsión, como los motores de combustión interna, de turbinas de gas y propulsión de cohetes. Los problemas de transferencia de calor surgen en el diseño de sistemas de calentamiento de espacios convencionales y de agua, en el diseño de incineradores y de equipo de almacenamiento criogénico, en el enfriamiento de equipo electrónico, en el diseño de sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire y en muchos procesos de producción, La transferencia de calor también es relevante para la contaminación del aire y del agua e influye fuertemente en el clima local y global.

6.1 TRANSFERENCIA DE ENERGÍA HACIA UN CUERPO

La transferencia de calor es la ciencia que trata la determinación de las velocidades a las que ocurre un intercambio de energía térmica de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperaturas entre los dos sistemas. La transferencia de energía hacia un cuerpo se puede dar debido a una fuerza que se desplaza o debido a una diferencia de temperatura ver figura 3.

Figura 3. Transferencia de energía hacia un cuerpo: a) Debido a una fuerza que se desplaza, b) Debido a una diferencia de temperatura.



a) **b)**

Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 3 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

El calor se define como una forma de energía que se transmite únicamente cuando hay una diferencia de temperatura entre dos sistemas. Se mide en [KJ] o [BTU] ver tabla 4. Por unidad de tiempo se mide en [KW], [BTU/hr] o [TR] ver tabla 5. Las formas de transferencia de calor son conducción, convección y radiación.

La temperatura es una medida de la energía térmica de una sustancia. Determina el equilibrio térmico de un sistema. Se mide en [°C], [°F], [K] o [R].

Tabla 4. Unidades de la energía

SISTEMA	UNIDAD	FACTOR
INTERNACIONAL	JOULE (J)	
INGLES	BTU	1BTU=1055 J
METRICO	Kcal	1Kcal=4186.8 J

Fuente: Los autores

Tabla 5. Unidades del flujo de de calor - Potencia

SISTEMA	UNIDAD	FACTOR
INTERNACIONAL	W=J/S	
INGLES	BTU/H	1BTU/H=3.41 W

Fuente: Los autores.

6.2 ANÁLISIS EN TRANSFERENCIA DE CALOR

6.2.1 Conservación de la energía. Los temas de la termodinámica y de la transferencia de calor son complementarios. Por ejemplo, como la primera trata la velocidad a la que se transfiere calor, el tema de la transferencia de calor se considera una extensión de la termodinámica. A su vez, para muchos problemas de transferencia de calor, la primera ley de la termodinámica (ley de conservación de la energía) proporciona una herramienta útil, a menudo esencial.

Para aplicar la primera ley es necesario identificar el volumen de control, una región de espacio limitada por una superficie de control a través de la cual pueden pasar la energía y la materia. Una vez que se identifica el volumen de control, debe especificarse una base temporal adecuada. Hay dos opciones; Como la primera ley debe satisfacerse en todos y cada uno de los instantes de tiempo t, una opción implica formular la ley sobre una base de velocidades; es decir en cualquier instante debe haber un balance entre todas las velocidades de energía medidas en joule por segundo (W). De manera alternativa, la primera ley también debe satisfacerse sobre cualquier intervalo de tiempo Δt, para este intervalo tiene que existir un balance entre las cantidades de todos los cambios de energía, medidos en joule.

De acuerdo con la base temporal, las formulaciones de la primera ley más convenientes para el análisis de transferencia de calor se expresan como sigue:

- **En un instante (t).** La velocidad a la que la energía térmica y mecánica ingresa en un volumen de control, mas la velocidad a la que se genera energía térmica dentro del volumen de control, menos la velocidad a la que sale energía térmica y mecánica del volumen de control debe ser igual a la velocidad de incremento de la energía almacenada dentro del volumen de control.

- **En un intervalo de tiempo (∆t).** La cantidad de energía térmica y mecánica que ingresa en un volumen de control, más la cantidad de energía térmica que se genera dentro del volumen de control, menos la cantidad de energía térmica y mecánica que sale del volumen de control debe ser igual al incremento en la cantidad de energía almacenada en el volumen de control.

Si el flujo entrante y la generación de energía exceden al flujo saliente habrá un aumento en la cantidad de energía almacenada en el volumen de control; si ocurre lo contrario, habrá una disminución en el almacenamiento de energía. Si el flujo entrante y la generación de energía igualan al flujo de salida, debe prevalecer una condición de estado estable en la que no habrá cambio en la cantidad de energía almacenada en el volumen de control.

6.2.1.1 Aplicación de las leyes de conservación de la energía. El analista de la transferencia de calor debe ser capaz de trabajar con los requerimientos de conservación de la energía.

1. Se debe definir el volumen de control apropiado con la superficie de control representada por una línea punteada.

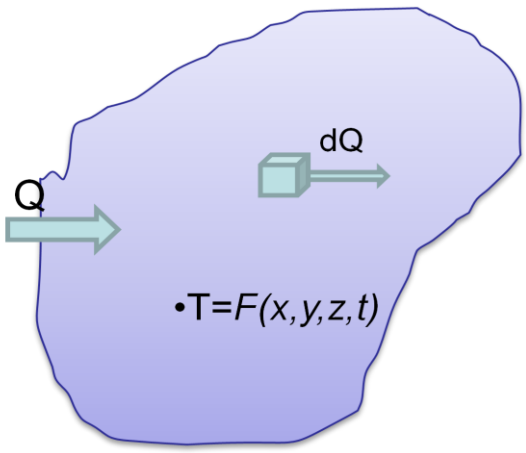
2. Hay que identificar la base de tiempo apropiada.

3. Tienen que identificarse los procesos de energía relevantes. Cada proceso ha de mostrarse en el volumen de control mediante una flecha etiquetada en forma apropiada.

4. Hay que escribir la ecuación de conservación, y las expresiones de flujo apropiadas deben sustituirse para los términos de la ecuación.

Es importante observar que el requerimiento de conservación de la energía se aplica a un volumen de control finito o a un volumen de control diferencial (infinitesimal). En el primer caso, la expresión resultante determina el comportamiento general del sistema. En el segundo, se obtiene una ecuación diferencial que se resuelve para condiciones en cada punto del sistema ver figura 4.

Figura 4. Región en el espacio finita y diferencial



Fuente: Los autores

En resumen el objetivo de la transferencia de calor es:

- Determinar la distribución de la temperatura como función del espacio y el tiempo T(x, y, z, t).

- Determinar el flujo de calor a través de la superficie de control.

6.2.2 Tipos de análisis en transferencia de calor.

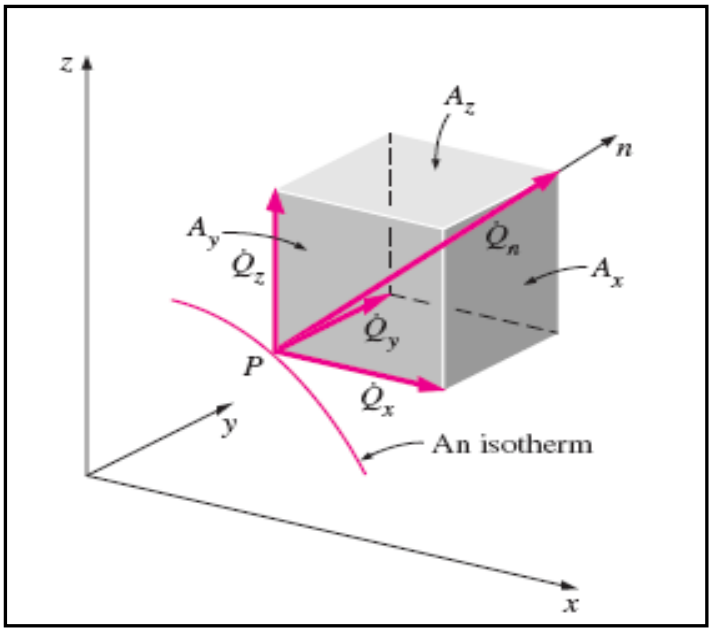
Respecto de la posición.

- Unidimensional.
- Bidimensional.
- Tridimensional.

Respecto del tiempo.

- Estado estable.
- Estado transitorio.

Figura 5. Distribución del calor en una superficie tridimensional



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

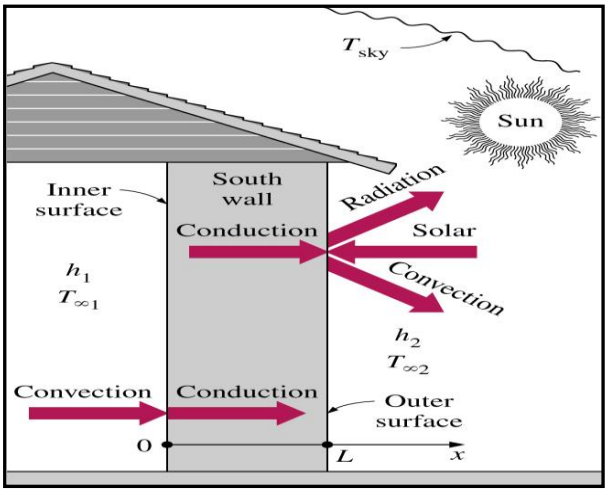
6.2.3 Factores que determinan la transferencia de calor.

- La diferencia de temperatura → **(ΔT)**
- Un medio de transporte →
  - **Sólido**
  - **Liquido**
  - **Gaseoso**
  - **Vacío**
- Definición de un espacio de análisis → **Área**

6.3 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación ver figura 6. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja.

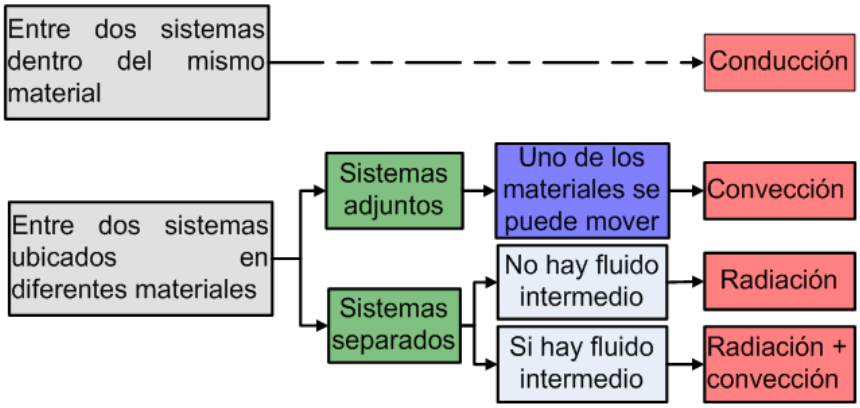
Figura 6. Modos de transferencia de calor en una vivienda



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

De acuerdo a los sistemas entre los que se establece el flujo de calor podemos considerar las siguientes posibilidades ver figura 7.

Figura 7. Mecanismos de transferencia de calor

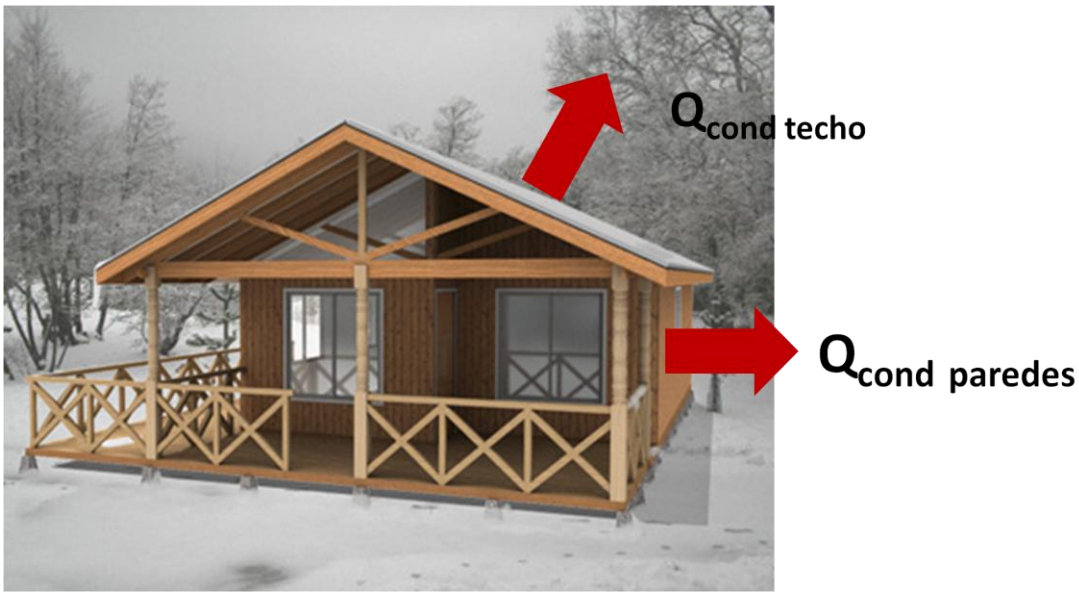


Fuente: Los autores

6.3.1 Conducción. La forma de transferencia de calor denominada conducción es la transferencia de energía de las partículas de mayor potencial energético a las de menos potencial, por medio de las interacciones entre ellas. Éste fenómeno se puede dar en sólidos, líquidos y gases. En los sólidos es realizado por las vibraciones de las moléculas en una retícula y por el transporte de energía por los electrones libres, mientras que en los gases y los líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas por movimientos aleatorios.

Los ejemplos de transferencia de calor por conducción son innumerables. El extremo expuesto de una cuchara metálica introducida súbitamente en una taza de café caliente se calentara debido a la conducción de energía a través de la cuchara. En un día invernal hay una pérdida significativa de energía de una habitación caliente hacia el exterior; está perdida se debe principalmente a la transferencia de calor por conducción a través de la pared, techo, ventanas y puertas que separa el aire de la habitación del aire exterior ver figura 8.

Figura 8. Perdida de calor por conducción a través de paredes y techos temporada de invierno.



Fuente: [Citado el 27 de abril de 2011].
<www.sindramas.com/phpBB3/viewtopic.php?t=32950>

La rapidez de la conducción de calor en un medio depende del tipo y espesor del material y de la diferencia de temperatura a través de éste.

Para el cálculo de la transferencia de calor por conducción se utiliza la ecuación de Fourier modificada[9].

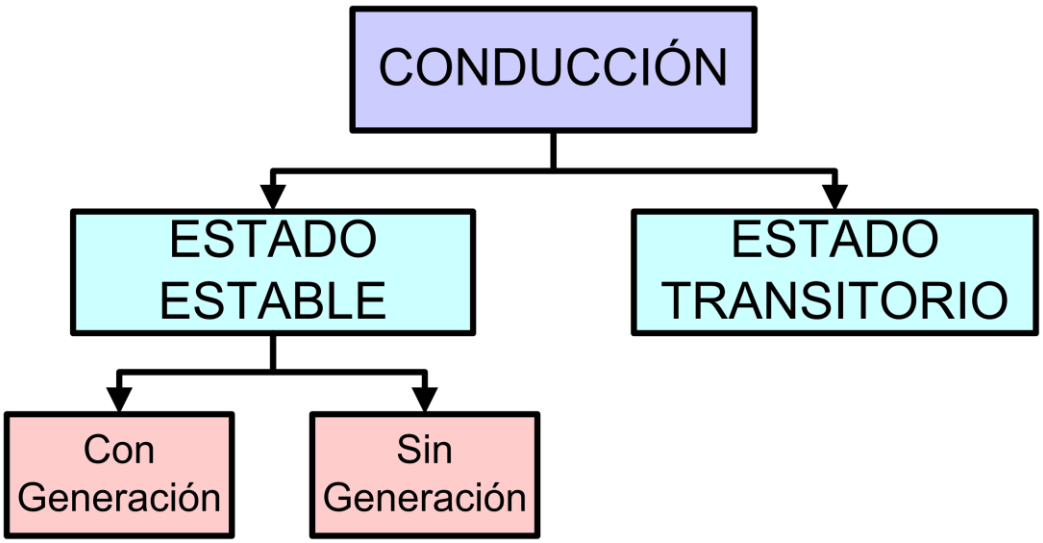
$$Q_{cond} = U * A * \frac{dt}{dx} \qquad (6.1)$$

Donde U es el coeficiente global de conducción térmica de los materiales que separan dos medios por grado diferencia de temperatura y son fundamentalmente la suma de las capacidades de los materiales para conducir el calor, A es el área de transferencia de calor y es normal (o perpendicular) a la dirección de la transferencia de calor y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura.

[9] CENGEL, Yunus A. "*Transferencia de Calor y Masa: Un Enfoque Práctico*". 3 ed. México, D.F: McGraw-Hill/ Interamericana Editores, S.A, 2007. p18.

La conducción se divide en estado estable y transitorio ver figura 9.

Figura 9. Conducción de calor



Fuente: Los autores

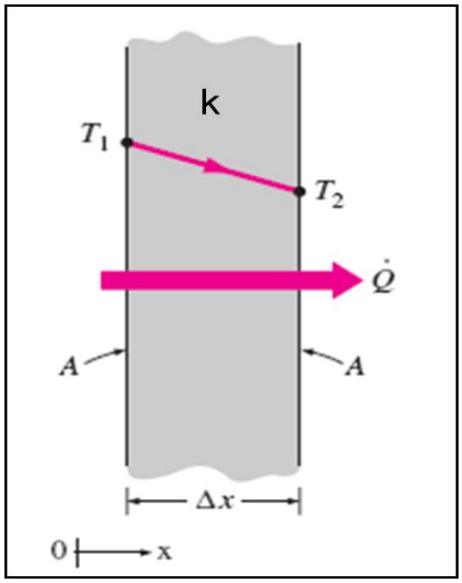
6.3.1.1 Conducción unidimensional en estado estable. Cuando se dice que el flujo es unidimensional significa que la temperatura es función de una única dimensión o coordenada espacial. Estacionario significa que las temperaturas no varían con el tiempo, por lo tanto, el flujo de calor también es constante en el tiempo.

La conducción sin generación hace referencia a que no se produce calor dentro del cuerpo analizado.

En la conducción unidimensional en estado estable existe un:

- Factor de diferencia de temperaturas $\frac{\Delta \mathbf{T}}{\Delta \mathbf{x}}$
- Factor medio $\mathbf{K}$
- Factor área $\boldsymbol{A}$

Figura 10. Conducción en estado estable a través de una pared de espesor x.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

Donde la transferencia de calor de conducción en estado estable está dada por la ecuación 6.2:

$$\mathrm{Q_{cond}} = \mathrm{K} * \mathrm{A}\frac{\mathrm{T_1} - \mathrm{T_2}}{\Delta \mathrm{x}} = -\mathrm{K} * \mathrm{A}\frac{\Delta \mathrm{T}}{\Delta \mathrm{x}} \rightarrow \text{Donde:} \qquad (6.2)$$

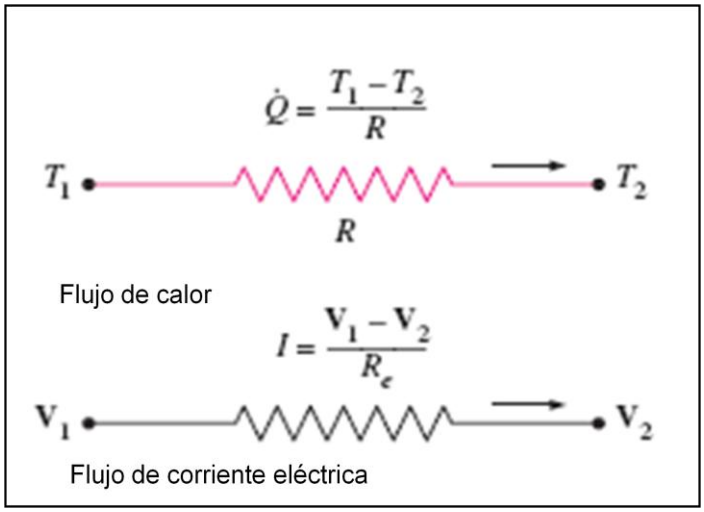
$$\mathrm{T_1} = \text{Const} \ldots . \mathrm{T_2} = \text{Const} \ldots .$$

6.3.1.2 Resistencia térmica por conducción. Todos los materiales que son usados en una construcción absorben y transfieren calor. Al conocer la resistencia (valor de R) al flujo de calor a través del componente de una edificación, se puede calcular la cantidad de calor total que entra en el.

Existe una analogía entre la transmisión de calor y la carga eléctrica. De la misma manera que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica con la conducción de calor. Al definir la resistencia de calor como la razón de un potencial de transmisión a la

transferencia de calor correspondiente se sigue que la resistencia térmica para la conducción es la siguiente ver figura 11.

Figura 11. Analogía eléctrica de la resistencia térmica por conducción.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

Entonces la resistencia térmica por conducción para la pared de la figura 10 será:

$$R_{pared} = \frac{L}{K*A} \qquad (6.3)$$

Donde **L** es el espesor de la pared (m), **K** la conductividad (W/m°C) y **A** el área de la pared (m^2). Si el valor de la resistencia es pequeño la caída de temperatura es despreciable.

La ecuación de conducción de acuerdo a la analogía eléctrica de la resistencia térmica queda de la siguiente forma:

$$Q_{Cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{K*A}} \qquad (6.4)$$

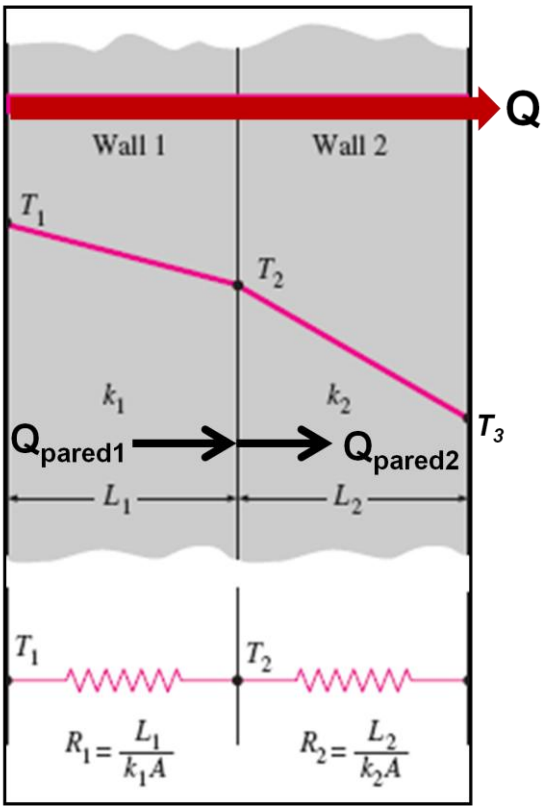
6.3.1.3 Analogía eléctrica en paredes compuestas. Los circuitos térmicos también sirven para sistemas más complejos, como las paredes compuestas. Estas paredes incluyen cualquier número de resistencias térmicas en serie y en paralelo debido a capas de diferentes materiales.

- **Resistencias en serie.** Si se tiene una pared compuesta, cada una de ellas se puede analizar por separado, ya que dado que se tiene un proceso de estado estable el flujo de calor que pasa por cada pared debe ser el mismo (**$Q_{pared\ 1} = Q_{pared\ 2} = Q$**) ver figura 12.

- Las temperaturas $T_1, T_2, \ldots T_n$ serán fijas en el tiempo.

- Los calores son iguales por qué no hay generación ni almacenamiento.

Figura 12. Resistencias en serie para una pared compuesta



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

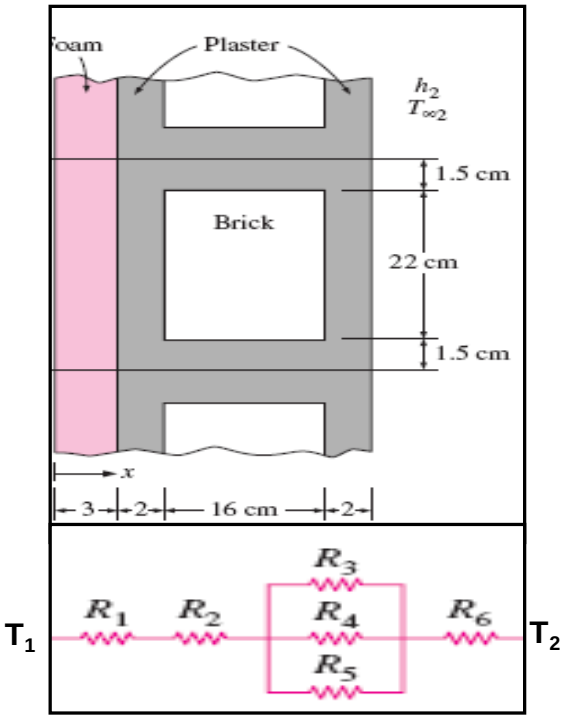
La resistencia total (R_{total}) de la pared compuesta en serie de la figura 12 seria:

$$R_{total} = R_1 + R_2 \qquad (6.5)$$

$$Q = \frac{T_1 - T_3}{R_{total}} \qquad (6.6)$$

- **Resistencia en paralelo.** Cuando se tiene una pared compuesta de varias capas, existe la posibilidad de que estas se combinen en serie o en paralelo, teniendo diferentes coeficientes de conducción (K). Si la pared se compone de materiales en paralelo que poseen diferente coeficiente de conducción (K) la analogía de la resistencia térmica con la eléctrica se hace de igual manera que un circuito eléctrico que posea resistencias en paralelo, ver figura 13**.**

Figura 13. Pared compuesta, resistencias en serie y paralelo.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

La resistencia equivalente ($R_{equivalente}$) de la pared compuesta de la figura 13, con materiales en paralelo está dada de la siguiente manera:

- Existen tres resistencias en paralelo (R_3, R_4, R_5), las cuales están representadas en el siguiente orden R_3 es la resistencia que genera la capa de mortero (plaster) en la parte superior del ladrillo, R_4 resistencia del ladrillo (Brick) y R_5 resistencia que genera la capa inferior de mortero. Las demás resistencias como R_1, R_2 y R_6 son resistencias que se tratan en serie.

Siguiendo el circuito las resistencias en paralelo se suman para obtener una resistencia $R_{equivalente}$ así:

$$\frac{1}{R_{equiv}} = \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} \qquad (6.7)$$

Donde calor total esta dado de la siguiente manera:

$$Q_{total} = \frac{T_1 - T_2}{R_1 + R_2 + R_{equiv} + R_6} \qquad (6.8)$$

6.3.1.4 Conducción transitoria. Muchos problemas de transferencia dependen del tiempo. Este tipo de problemas no estables o transitorios, normalmente surgen cuando cambian las condiciones de frontera de un sistema. Si se altera la temperatura superficial de un sistema, la temperatura en cada punto del sistema también comenzara a cambiar. Los cambios continuaran ocurriendo hasta que se alcance una distribución de temperaturas de estado estable. Estos efectos que dependen del tiempo ocurren en muchos procesos industriales de calentamiento y de enfriamiento.

- **Método de la resistencia interna despreciable.** La esencia del método de resistencia interna despreciable es la suposición de que la temperatura del solido es espacialmente uniforme en cualquier instante durante el proceso transitorio. Esta suposición implica que los gradientes de temperatura dentro del solido son insignificantes.

Al no tomar en cuenta los gradientes de temperatura dentro del sólido, ya no es posible considerar el problema desde dentro del marco de la ecuación de difusión de calor. En su lugar, la respuesta de temperatura transitoria se determina realizando un balance global de energía en el sólido. Este balance debe relacionar la velocidad de pérdida de calor en la superficie con la rapidez de cambio de la energía interna.

$$\mathrm{h} * \mathrm{A_s} * (\mathrm{T_\infty} - \mathrm{T}) * \mathrm{dt} = \mathrm{m} * \mathrm{C_P} * \mathrm{dT} \qquad (6.9)$$

Al introducir la diferencia de temperatura:

$$\theta \equiv \mathrm{T} - \mathrm{T_\propto} \qquad (6.10)$$

Y aceptar que $(\mathrm{d}\theta/\mathrm{dt}) = (\mathrm{dT}/\mathrm{dt})$, se sigue que:

$$\frac{\rho V c}{h A_s}\frac{d\theta}{dt} = -\theta \qquad (6.11)$$

Separando variables e integrando desde la condición inicial, para la que t=0 y T (0)=Ti, obtenemos entonces:

$$\frac{\rho V c}{h A s}\int_{\theta i}^{\theta}\frac{d\theta}{\theta} = -\int_0^t dt \qquad (6.12)$$

Al evaluar las integrales se sigue que:

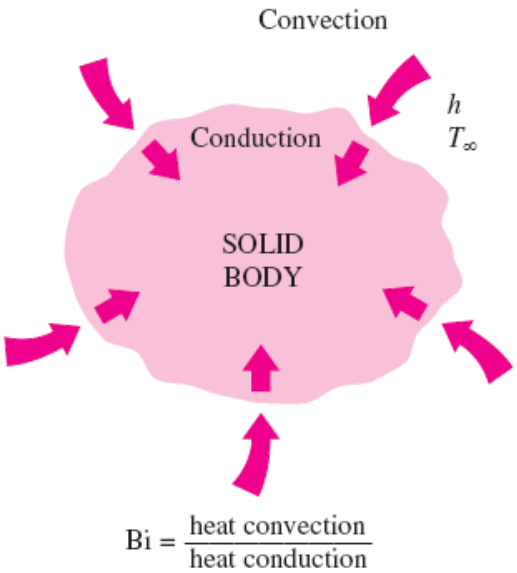
$$\frac{\theta}{\theta i} = \frac{T - T_{\infty}}{Ti - T_{\infty}} = exp\left[-\left(\frac{hAs}{\rho Vc}\right)t\right] \qquad (6.13)$$

Estos resultados indican que la diferencia entre las temperaturas del sólido y del fluido debe caer exponencialmente a cero conforme t se aproxima a infinito.

- **Validez del método de la resistencia interna despreciable.** Es importante determinar en qué condiciones se puede usar este método con una precisión razonable.

El análisis transitorio de la conducción se plantea en términos de los parámetros adimensionales entre los cuales tenemos el número de Biot, ver figura 14.

Figura 14. El número de biot se puede ver como la relación entre la convección externa y la conducción interna.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

Entonces el número de Biot es la condición de frontera relativa y de define así:

$$\mathrm{Bi} = \frac{\frac{L_c}{k}}{\frac{1}{h}} = \frac{\text{Resistencia de conducción}}{\text{Resistencia de convección}} = \frac{h * L_c}{k} \qquad (6.14)$$

La cantidad $\frac{h*L_c}{k}$ es un parámetro adimensional. Se denomina número de Biot, y desempeña un papel fundamental en problemas de conducción que implican efectos de convección superficial. El número de Biot proporciona una medida de la caída de temperatura en el sólido en relación con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido.

Por tanto, cuando haya que enfrentar un problema de conducción transitoria, lo primero que debe hacerse es calcular el número de Biot. Si se satisface la siguiente condición:

$$\mathrm{Bi} = \frac{h * L_c}{k} < 0.1 \qquad (6.15)$$

El error asociado con el uso del método de la resistencia interna despreciable es pequeño. Se acostumbra definir la longitud característica como la relación entre el volumen del sólido y el área de la superficie $Lc \equiv V/As$.

Finalmente, con $Lc \equiv V/As$ se puede definir el numero de Fourier (Ver ecuación 6.16). Es un tiempo relativo sin dimensión que, junto con el número de Biot, caracteriza los problemas de conducción transitoria.

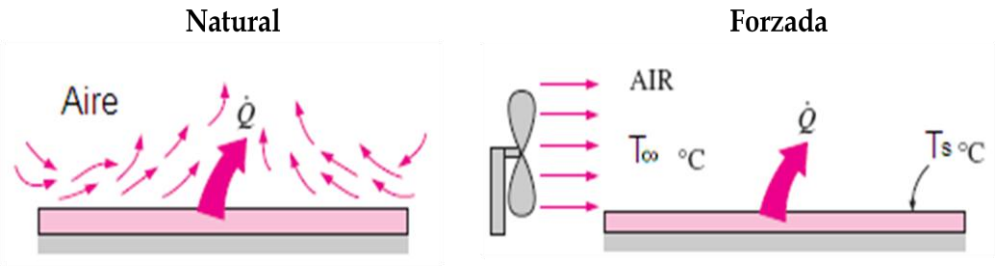
$$\mathrm{Fo} \equiv \frac{\alpha t}{Lc^2} \qquad (6.16)$$

Entonces la (Ecuación 6.13) finalmente quedara así:

$$\frac{\theta}{\theta i} = \frac{T - T_{\infty}}{Ti - T \propto} = \exp(-Bi.\,Fo) \qquad (6.17)$$

6.3.2 Convección de calor. La convección de calor es la transferencia de energía entre una superficie sólida y un gas o liquido adyacente en movimiento. A más rapidez del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. La convección se denomina forzada si el fluido es obligado a fluir sobre una superficie mediante medios como un ventilador, una bomba etc. Por el contrario, si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje inducidas por las diferencias de densidades debidas a la variación de temperatura en el fluido, la convección es natural ver figura 15.

Figura 15. La convección la podemos clasificar en natural o forzada.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden cambio de fase de un fluido también se denominan convección debido a que en esta ebullición se presenta el movimiento del fluido en burbujas de vapor en la o por la caída de las gotas en la condensación.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la transferencia de calor por convección es proporcional a la

diferencia de temperatura y se expresa mediante la ley de enfriamiento de Newton como[10]

$$Q_{conv} = h * A_s * (T_s - T_\infty) \qquad (6.18)$$

Donde:

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m2.^oC$ ó $Btu/h.ft^2.°F$.
As: Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor, m^2 o ft^2.
Ts: Temperatura de la superficie, $°C$ ó $°F$.
T_∞: Temperatura del fluido, $°C$ ó $°F$.

La constante de proporcionalidad **h** depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

Cualquier estudio de en la transferencia de calor por convección se reduce finalmente a un estudio de los medios por los que es posible determinar h.

6.3.2.1 Factores que determinan la transferencia de calor por convección.

- Propiedades del fluido:

  - Viscosidad dinámica μ

  - Conductividad térmica K

[10] Ibid., p.27.

- Densidad ρ

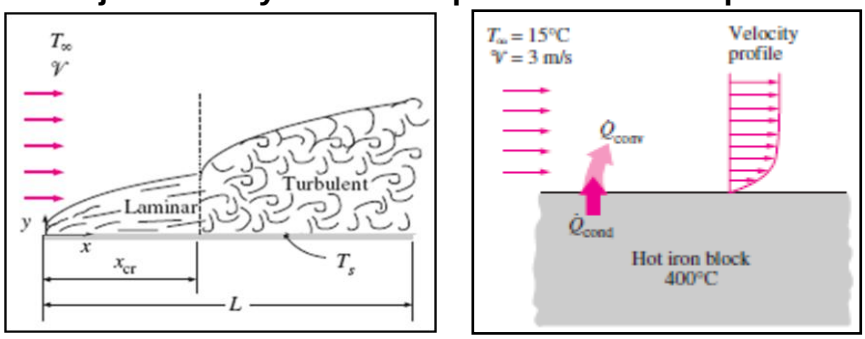
- Calor especifico Cp

➢ Patrón de flujo (laminar o turbulento):

- **Flujo laminar,** se caracteriza por líneas suaves de corriente y un movimiento ordenado.

- **Flujo turbulento,** se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y un movimiento desordenado.

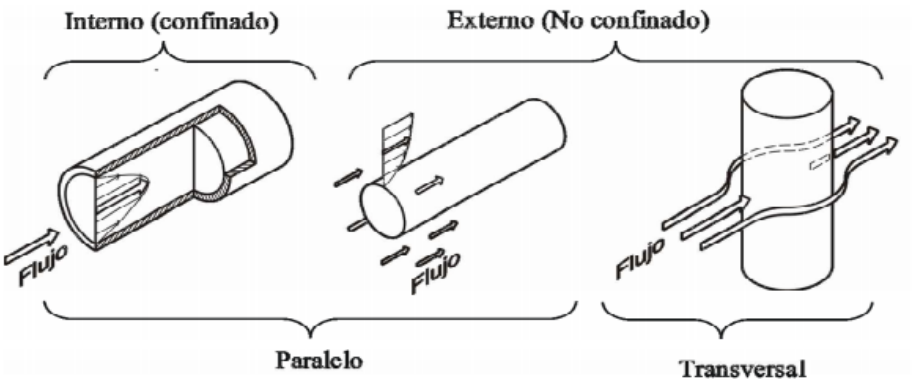
Figura 16. Flujo laminar y turbulento presentes en una placa.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

➢ Forma de la frontera y condiciones de flujo:

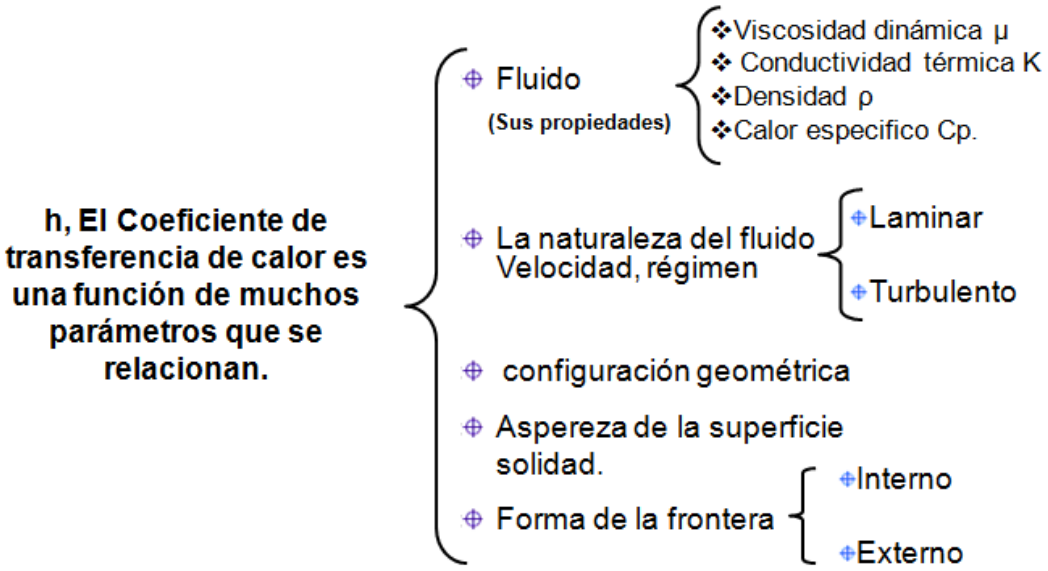
Figura 17. Flujo interno y externo en cilindros.



Fuente: GELVEZ Omar. "*Transferencia de calor*". Notas de clase.

Como el coeficiente de transferencia de calor depende de múltiples factores se ha ideado una forma de involucrar en un único factor (el coeficiente de transferencia de calor **h**) todos los parámetros que podrían afectar su valor (Ver figura 18) y que mediante una relación más sencilla permita cuantificar el flujo de calor por convección.

Figura 18. Coeficiente de convección en función de varios parámetros que se relacionan.

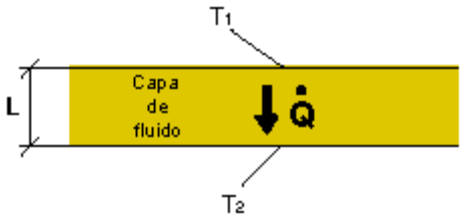


Fuente: Los autores

Debido a la gran cantidad de variables en la transferencia de calor por convección, muchos investigadores han dedicado gran parte de sus investigaciones a encontrar correlaciones matemáticas que se aproximen a los datos experimentales, con el fin de que los ingenieros tengan herramientas para calcular el calor transferido por medio de fluidos. A continuación se enumeran algunas de estas correlaciones más conocidas que involucran las propiedades del fluido para el caso de una placa plana.

Número de Nusselt. Para comprender el significado físico de el numero de Nusselt, considere una capa de fluido de espesor **L** y diferencia de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$ (Ver figura 19).

Figura 19. Transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L



Fuente: Los autores

A través de la capa de fluido, la transferencia de calor se dará por convección cuando este tenga algún tipo de movimiento y por conducción cuando este inmóvil. De acuerdo a estos dos casos la transferencia de calor se dará así:

$$\dot{q}\text{conv} = \text{h} * \Delta\text{T} \qquad (6.19)$$

$$\dot{q}\text{cond} = \text{K} * \frac{\Delta\text{T}}{\text{L}} \qquad (6.20)$$

Al dividir estas dos ecuaciones da como resultado el número de Nusselt el cual representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa.

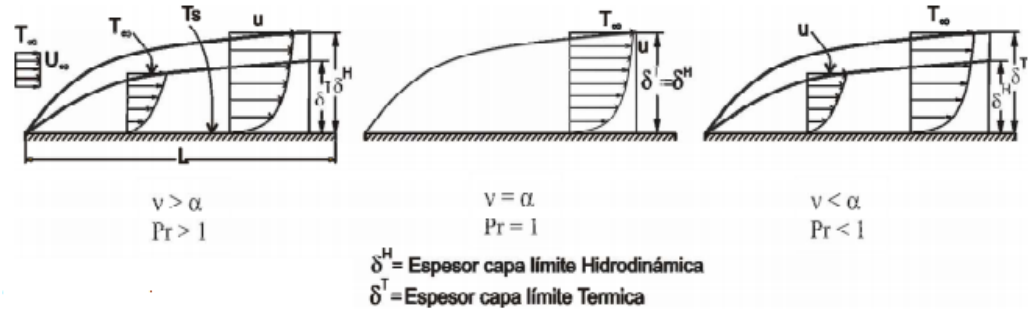
$$\frac{\dot{q}conv}{\dot{q}cond} = \frac{h * \Delta T}{K * \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h * L}{K} = Nu \qquad (6.21)$$

El Nusselt también depende de otros números adimensionales como el R_{el} y el $P_{r,}$ estos a su vez están ligados con otros que los definen.

Número de Prandtl. Se ha observado que se desarrolla una capa límite de velocidad cuando un fluido fluye sobre una superficie, como resultado de que la capa de fluido adyacente a la superficie tome la velocidad de está (es decir la velocidad cero en relación con la superficie). De modo semejante, se desarrolla una capa limite térmica cuando un fluido a una temperatura

especifica fluye sobre una superficie que esta a una temperatura diferente (Ver figura 20).

Figura 20. Capa limite hidrodinámica y capa limite térmica



Fuente: GELVEZ Omar. "*Transferencia de calor*". Notas de clase.

Quizás la mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como:

$$Pr = \frac{Difusividad\ molecular\ de\ la\ cantidad\ de\ movimiento}{Difusividad\ molecular\ del\ calor}$$

$$Pr = \frac{v}{\propto} = \frac{\mu * Cp}{K} \qquad (6.22)$$

Número de Reynolds. Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia con respecto a las fuerzas viscosas en el fluido. El Reynolds para flujo externo se expresa como:

$$\mathrm{Re} = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\mathrm{Vel} * \mathrm{Lc}}{\nu} = \frac{\rho * \mathrm{Vel} * \mathrm{Lc}}{\mu} \qquad (6.23)$$

Vel - velocidad de la corriente libre para una placa plan.

Lc - longitud característica de la configuración geométrica.

ν - viscosidad cinemática del fluido $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

Para números de Reynolds grandes las fuerzas de inercia que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido son grandes en relación con las fuerzas viscosas, por lo tanto estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas de ese fluido. En los números de Reynolds pequeños las fuerzas viscosas son lo suficientemente grandes que pueden vencer a las fuerzas de inercia y mantener el fluido en línea. Por consiguiente en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo es laminar.

6.3.2.2 Resistencia térmica por convección. Considere la transferencia de calor de una superficie solida, por ejemplo una pared de un recinto a acondicionar de área A_s y temperatura T_s hacia un fluido (aire) cuya temperatura en un punto suficientemente lejos de la superficie es T_α, con un coeficiente de transferencia de calor por convección **h.** La ley de enfriamiento de Newton para la velocidad de transferencia de calor por convección es:

$$Q_{conv} = h * A_s * (T_s - T_\infty) \qquad (6.24)$$

Esta ecuación se puede reacomodar para obtener:

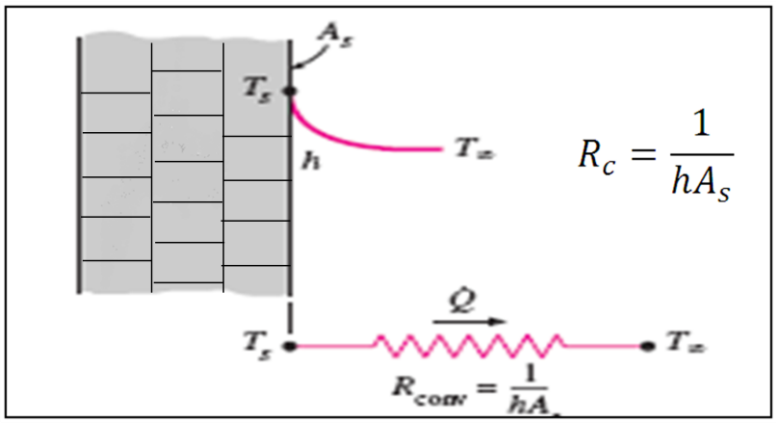
$$Q_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \qquad (6.25)$$

Siguiendo la misma analogía de la resistencia térmica con la eléctrica vista en el tópico de la conducción, para la convección esta analogía también es validad (Ver figura 21), donde

$$R_{conv} = \frac{1}{h * A_s} \qquad (6.26)$$

Es la resistencia térmica de la superficie contra la convección de calor o, simplemente, la resistencia a la convección de la superficie.

Figura 21. Esquema para la resistencia a la convección en la superficie de una pared.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

6.3.3 Coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor se define con una expresión análoga a la Ley de Enfriamiento de Newton y se relaciona con la resistencia térmica total.

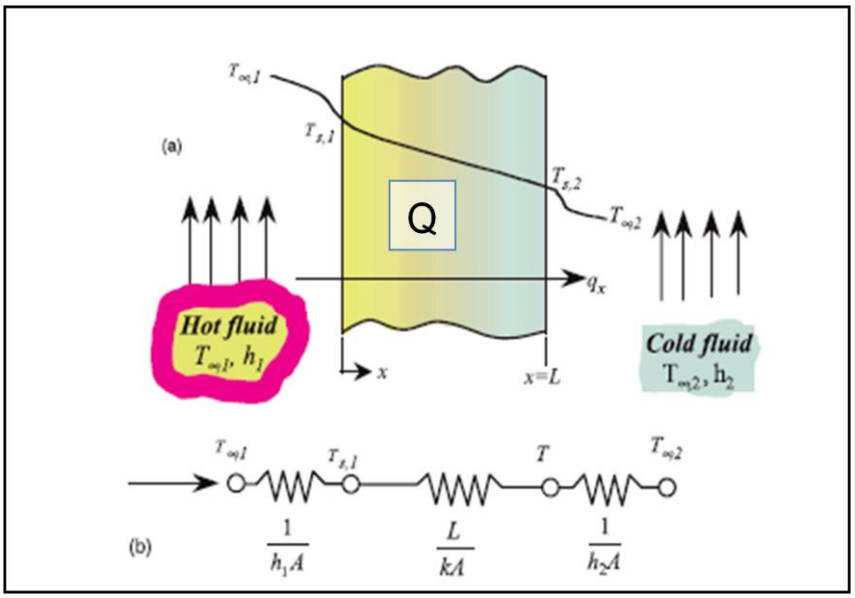
$$R_{esistencia\ \ total} = \frac{1}{U * A} \qquad (6.27)$$

$$U = \text{Coeficiente global de transferencia de calor}$$

Donde

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{esistencia\ \ total}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{U * A}} = U * A * (T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) \qquad (6.28)$$

Figura 22. Coeficiente global de transferencia de calor para una pared de un solo material.



Fuente:

De acuerdo a la figura 22, el valor de la resistencia total para este caso es:

$$R_{esistencia\ \ total} = \frac{1}{h_1 * A} + \frac{L}{K * A} + \frac{1}{h_2 * A}$$

$$U = \frac{1}{R_{esisten\ cia\ total}} = \frac{1}{\frac{1}{h_1 * A} + \frac{L}{K * A} + \frac{1}{h_2 * A}}$$

Si se observa la tabla 6, para el caso de la figura 22 con respecto al coeficiente global de transferencia de calor **U** se tiene que:

- El valor de **U** es siempre menor que el valor de los coeficientes convectivos h_1 o h_2.

- El valor de **U** se incrementa significativamente más, cuando se incrementa el coeficiente de transferencia de calor de menor valor manteniendo el otro constante.

Tabla 6. Valores del coeficiente de transferencia de calor para diferentes factores de convección y conducción.

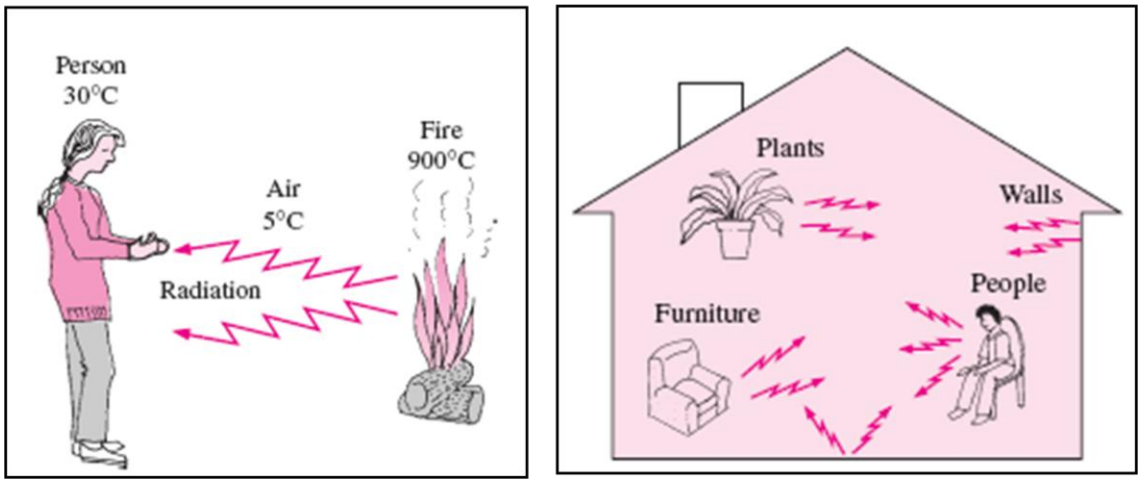
h_1	L/k	h_2	U
1	0.01	100	0.98
10	0.01	100	8.33
10	0.01	1000	9
200	0.01	100	40
1000	0.01	100	47.61
200	0.001	100	62.5
1000	0.01	500	76

Fuente: Los autores.

6.3.4 Radiación. La radiación es la transferencia de energía en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La radiación térmica es la forma de radiación emitida por un cuerpo debido a su temperatura. Éste modo de transferencia de calor a diferencia de la conducción y la convección no requiere un medio interventor por lo que puede ser transmitido en el vacio absoluto. La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten absorben y transmiten energía.

Si la radiación es emitida solo debido a la temperatura de los cuerpos, se denomina radiación térmica ver figura 23.

Figura 23. Radiación térmica



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

La radiación máxima que puede emitir una superficie a una temperatura T_s se expresa por la ley de Stefan-Boltzmann como[11]:

$$Q_{emitido} = \sigma A_s T_s^4 \qquad (6.29)$$

Donde:

σ: constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 * 10^{-8}\ W/m^2.K^4$ ó $0.1714 * 10^{-8}\ Btu/ft^2.R^4$

As: Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor, m^2 ó ft^2.

Ts: Temperatura de la superficie, $°C$ ó $°F$.

La tasa a la cual todas las superficies reales emiten radiación térmica es menor a la idealizada por un cuerpo negro y se puede calcular mediante la siguiente expresión[12]:

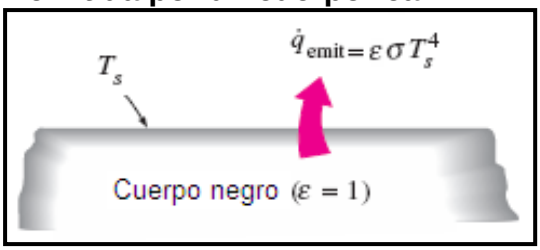
[11] Ibid., p.28.

$$Q_{emitida} = \varepsilon * \sigma * As * T_s^4 \qquad (6.30)$$

Donde:

ε: Emisividad de la superficie (0<= ε<=1 para superficies reales y ε=1 para cuerpo negro (Ver figura 24).

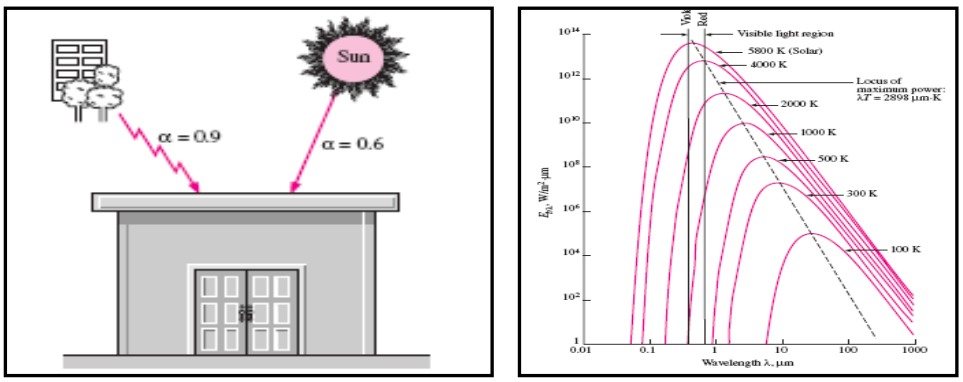
Figura 24. Radiación emitida por un cuerpo real.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

Además de la radiación emitida por un cuerpo, también es importante la cantidad de calor radiante absorbida por éste en su superficie para lo cual se define otra propiedad denominada absortividad, σ, la cual es la fracción de la energía radiante incidente que absorbe dicha superficie.

Figura 25. La absortividad de una material puede ser muy diferente dependiendo de la temperatura de la fuente.



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

[12] Ibid., p.28.

La tasa a la cual una superficie absorbe energía radiante se obtiene mediante[13]:

$$Q_{absorbida} = \alpha * Q_{incide\ nte} \qquad (6.31)$$

Donde:

α: absortividad de la superficie (0<=α<=1 para superficies reales y α=1 para un cuerpo negro).

$Q_{incidente}$: es la energía incidente sobre la superficie (W).

La diferencia entre la radiación emitida y la radiación absorbida por una superficie es la transferencia neta de calor por radiación. Si la diferencia es positiva se dice que el cuerpo está perdiendo energía por radiación.

Si una superficie con absortividad α y emisividad ε está completamente encerrada por una superficie mucho más grande o negra a una temperatura T_{alr} y están separados por un gas que no interfiere en la radiación la razón de trasferencia de calor hacia la superficie es[14]:

$$Q_{rad} = \varepsilon * \sigma * As * (T_s^4 + T_{alr}^4) \qquad (6.32)$$

6.3.5 Radiación térmica solar. La radiación solar es uno de los factores de mayor importancia en la pérdida o ganancia de calor de un recinto. Esta ganancia depende de la ubicación del sol en el cielo, de la claridad de la atmosfera, la orientación y composición del edificio, entre otros.

Se hace necesario plantear formas de predecir la variación de la ubicación del Sol en el cielo durante el día, y al paso por las estaciones del año. Conociendo

[13] Ibid., p.28.
[14] Ibid., p.29.

esta ubicación se puede obtener la radiación solar incidente sobre una superficie para cada momento, dato necesario para el cálculo de la cargas de enfriamiento en los sistemas de acondicionamiento de aire.

6.3.5.1 Ángulos Solares Para describir la dirección de los rayos solares que inciden sobre un lugar se deben conocen estos tres datos fundamentales[15]:

- Ubicación sobre la superficie terrestre.

- Hora del día.

- Día del año.

Para obtener los anteriores datos es necesario conocer la latitud, el ángulo horario y la declinación del sol. En la figura 26 se muestra un esquema de los diferentes ángulos que se requieren para obtener la dirección de los rayos solares sobre un punto ubicado en un lugar en el hemisferio ecuatorial.

- **Declinación solar d.** Es el ángulo formado por la línea que conecta los centros del Sol y de la Tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial. El ángulo de declinación varía desde 23°27' hasta -23°27; esta variación afecta el ángulo de incidencia de la radiación solar, los cambios de estaciones y las horas solares del día. Para un determinado día del año a otro año este ángulo varía un poco, pero para los cálculos de aire acondicionado los valores de cualquier año son suficientemente precisos. Para la determinación de la declinación en grados puede utilizarse la ecuación de Spencer[16]:

[15]MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 165.

[16] Ibid., p.166.

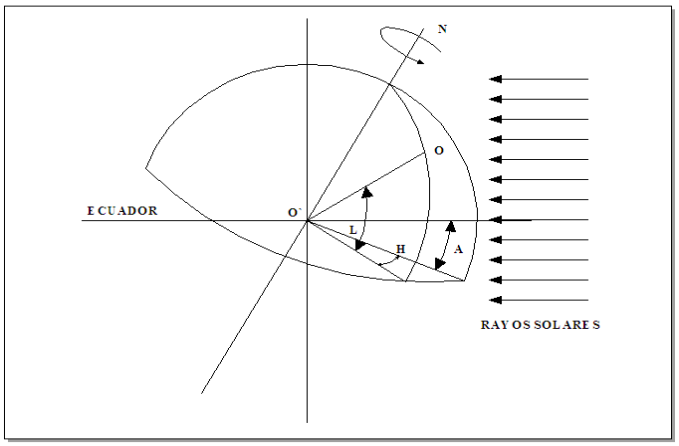
$$d = 0.3963723 - 22.9132745 * cos\, N + 4.0254304 * \sin(0.3872050 * N) * \cos(2 * N) + 0.0519672 * \sin(2\theta) - 0.1545267 * \cos(3\theta) + 0.084 * \sin(3\beta) \quad (6.33)$$

Donde $N = (n-1) * (360/365)$, y n es el día del año $1 < n < 365$, en esta formulación N esta en grados y θ es el ángulo de incidencia.

La tabla 7 muestra valores típicos de la declinación solar para los días 21 de cada mes.

- **Angulo horario H.** Es el ángulo que la tierra tiene que girar para llegar al meridiano que está en línea con los rayos del sol. Al medio día (tiempo solar) el ángulo horario es cero y tiene su máximo en el crepúsculo y en el amanecer, por lo tanto expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. Quince grados de ángulo solar corresponden a una hora de tiempo, el mediodía solar ocurre cuando el Sol está en el punto más alto del cielo y los ángulos son simétricos con respecto al mediodía solar.

Figura 26. Latitud, ángulo horario y declinación del sol



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño".* 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 166.

Tabla 7. Datos solares para los días 21 de cada mes.

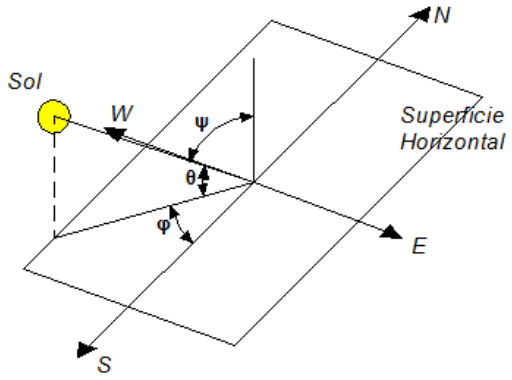
	Ecuación del tiempo (min)	Declinación grados	A (Btu/hr*ft^2)	A Adimensional	B Adimensional
Enero	-11,2	-20,2	381,2	0,141	0,103
Febrero	-13,9	-10,8	376,4	0,142	0,104
Marzo	-7,5	0	369,1	0,142	0,109
Abril	1,1	11,6	358,3	0,164	0,12
Mayo	3,3	20	350,7	0,177	0,13
Junio	-1,4	23,45	346,3	0,185	0,137
Julio	-6,2	20,6	346,6	0,186	0,138
Agosto	-2,4	12,3	351	0,182	0,134
Septiembre	7,5	0	360	0,165	0,121
Octubre	15,4	-10,5	369	0,152	0,111
Noviembre	13,8	-19,8	377,3	0,142	0,106
Diciembre	1,6	23,45	381,3	0,141	0,103

Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 165.

- **Altura solar θ (altura angular del sol).** Es el ángulo entre el rayo solar y la proyección de ese rayo sobre la superficie horizontal[17] .Es el ángulo del sol sobre el horizonte, esto puede observarse en la figura 27.

$$\sin\theta = \cos l * \cos h + \sin l * \sin d \qquad (6.34)$$

Figura 27. Altura solar θ y ángulo acimutal ψ



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 167.

[17] Ibid., p.167.

- **Ángulo ψ del cenit del sol**. Es el ángulo entre los rayos solares y una perpendicular al plano horizontal en el punto O. Por lo tanto[18]:

$$\theta + \psi = 90° \qquad (6.35)$$

- **Ángulo ϕ del acimut solar.** Es el ángulo en el plano horizontal medido entre el sur y la proyección de los rayos solares sobre este plano. Por geometría se puede calcular[19]:

$$cos\phi = (sin\theta\ sin\lambda - sin\delta)/(cos\theta\ cos\lambda) \qquad (6.36)$$

Para una superficie vertical, el ángulo medido en el plano horizontal entre la proyección de los rayos sobre ese plano y una perpendicular a la superficie vertical se le denomina el acimut solar de la pared φ.

Si **ψ** es el acimut de pared medido al este o al oeste desde el sur, entonces[20]:

$$\varphi = \theta \pm \psi \qquad (6.37)$$

- **Ángulo de incidencia β.** Es el ángulo entre los rayos solares y la perpendicular a la superficie horizontal. El ángulo de inclinación α es el ángulo entre la perpendicular inclinada y la perpendicular a la superficie horizontal. Esto se muestra en la figura 28.

El ángulo de incidencia β se puede obtener a partir de la siguiente ecuación[21]:

$$Cos\,\beta = Cos\,\theta * Cos\,\varphi * \sin\alpha + Sin\theta * Cos\,\alpha \qquad (6.38)$$

[18] Ibid., p.167.
[19] Ibid., p.167.
[20] Ibid., p.167.
[21] Ibid., p.168.

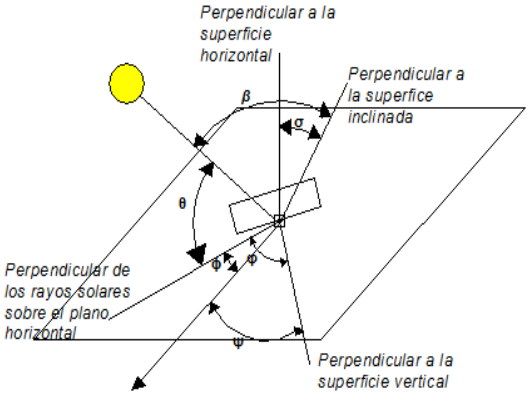
Por lo tanto para una superficie vertical[22]:

$$Cos\,\beta = Cos\,\theta * Cos\varphi \qquad (6.39)$$

Y para una superficie horizontal[23]:

$$Cos\,\theta = Cos\,\beta \qquad (6.40)$$

Figura 28. Acimut solar de pared φ, acimut de la pared ψ y el ángulo de inclinación σ para una superficie de inclinación arbitraria.



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 167.

6.3.5.2 Irradiación solar. La radiación solar que entra a la atmósfera de la Tierra es dispersada por las moléculas de gas, de vapor de agua, por las nubes y partículas de polvo. A la parte de la radiación que llega hasta la superficie de la Tierra sin haber sido absorbida o dispersada se denomina radiación directa. La radiación también puede ser reflejada hacia una superficie desde otras superficies cercanas. Por lo tanto la radiación total que cae sobre una superficie perpendicular a los rayos solares está constituida por la radiación directa, la radiación difusa y la radiación reflejada.

- **Radiación directa.** Esta puede ser calculada en un día despejado por el modelo de cielo despejado de la ASHRAE[24]:

[22] Ibid., p.168.
[23] Ibid., p.168.

$$I_d = \frac{A}{e^{\left(\frac{B}{\sin A}\right)}} \qquad (6.41)$$

Donde:

I_d: Irradiación directa perpendicular $Btu/ft^2 * h$ ó W/m^2.

A: Irradiación solar aparente a través de una masa de aire igual a cero $Btu/ft^2 * h$ ó W/m^2.

B: Coeficiente de extinción atmosférica.

β: Altura solar.

- **Radiación difusa.** Hacen parte de ésta, la radiación difusa del cielo y parte de la radiación solar reflejada de las superficies adyacentes particularmente del suelo extendido hacia el sur de la superficie.

  La radiación difusa que incide sobre una superficie se calcula a partir de la siguiente expresión[25]:

$$I_{difusa} = C * I_d * F_{ws} \qquad (6.42)$$

- En la que F_{ws} es el factor de la configuración de la pared y el cielo y C es un factor que establece la ASHRAE.

  Por lo tanto la radiación solar total será[26]:

$$I_{solar} = I_d + I_{difusa} \qquad (6.43)$$

[24] Ibid., p.170.
[25] Ibid., p.172.
[26] Ibid., p.172.

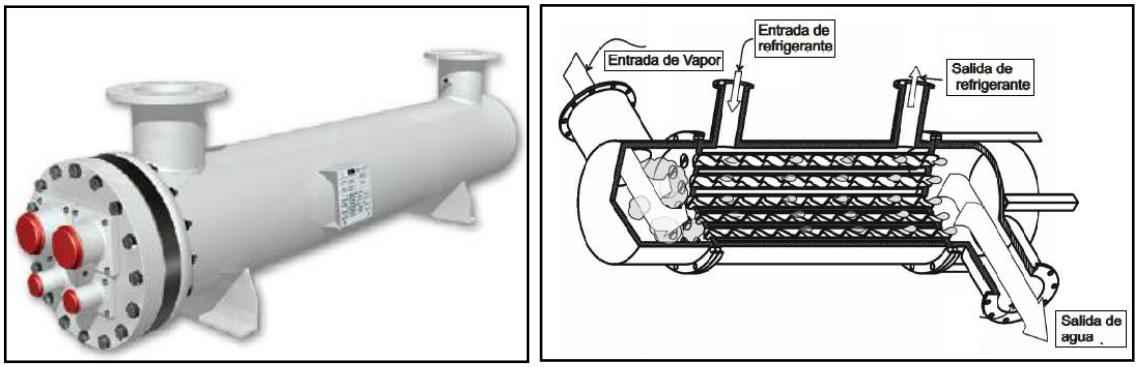
$$I_{solar} = \left(\cos\theta + \frac{C}{C_N^3}\right) C_N * I_d \qquad (6.44)$$

6.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un equipo que facilita el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

Entre algunos intercambiadores de calor tenemos (Ver figura 30):

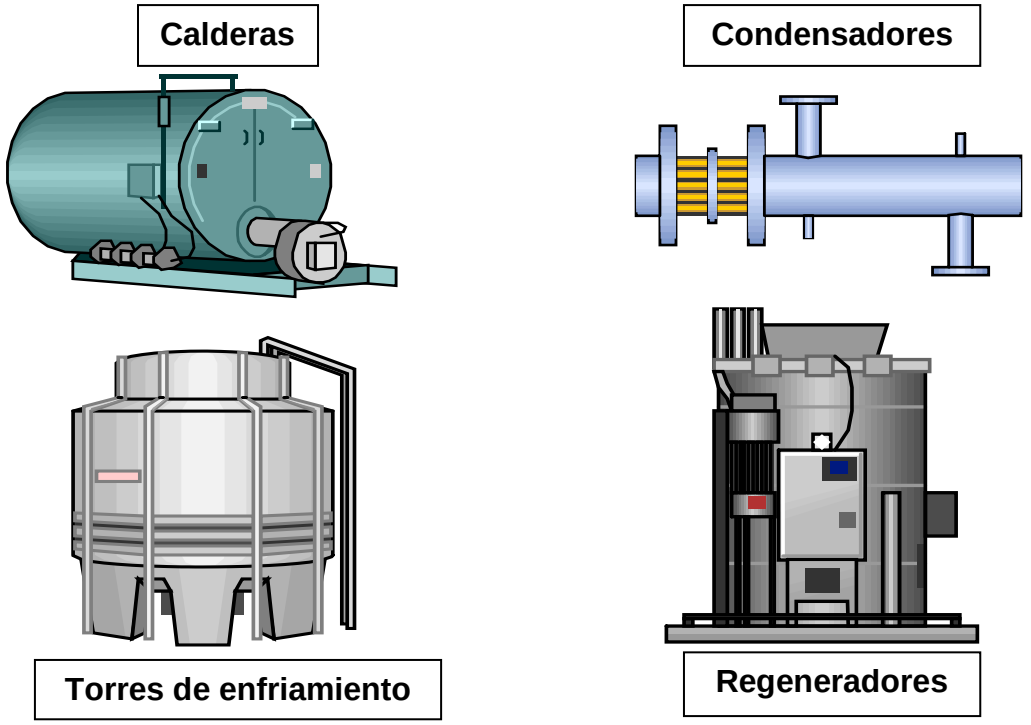
Figura 29. Condensadores enfriados por agua.



Fuente: GELVEZ Omar. "*Transferencia de calor*". Notas de clase.

6.4.1 Clasificación de los intercambiadores de calor por tipos de aplicación. Para caracterizar los intercambiadores de calor en base a su aplicación se utilizan en general términos especiales. Los términos empleados para los principales tipos son calderas o generadores de vapor, condensadores, intercambiadores de calor de coraza y tubos, torres de enfriamiento, intercambiadores compactos, radiadores para plantas de fuerzas especiales y regeneradores. Ver figura 30.

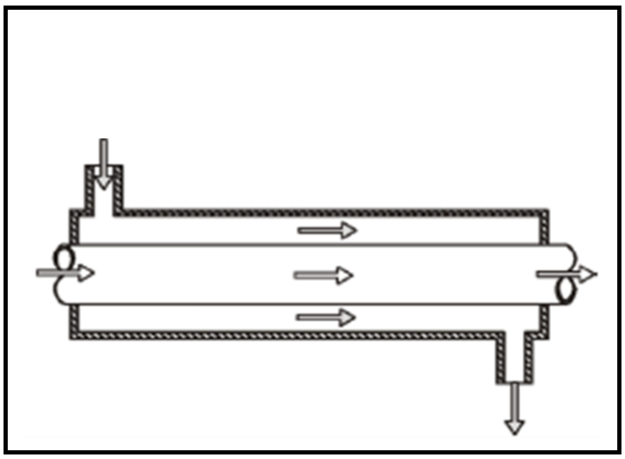
Figura 30. Caracterización de los intercambiadores calor.



Fuente: Los autores

6.4.2 Clasificación de los intercambiadores de calor según las configuraciones geométricas de flujo.

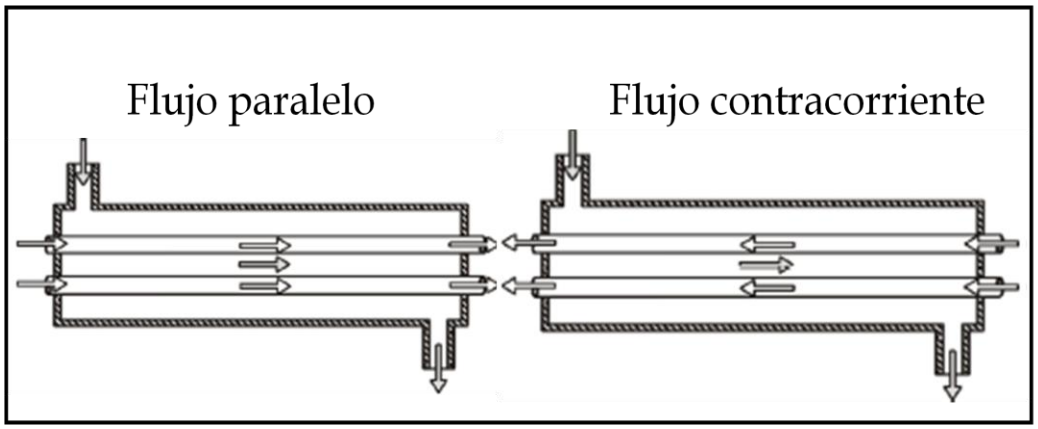
Figura 31. Intercambiador de calor de una sola corriente.



Fuente: Los autores.

Es un intercambiador en el que cambia solo la temperatura de un fluido; la dirección de flujo carece de importancia.

Figura 32. Intercambiadores de calor de dos corrientes.

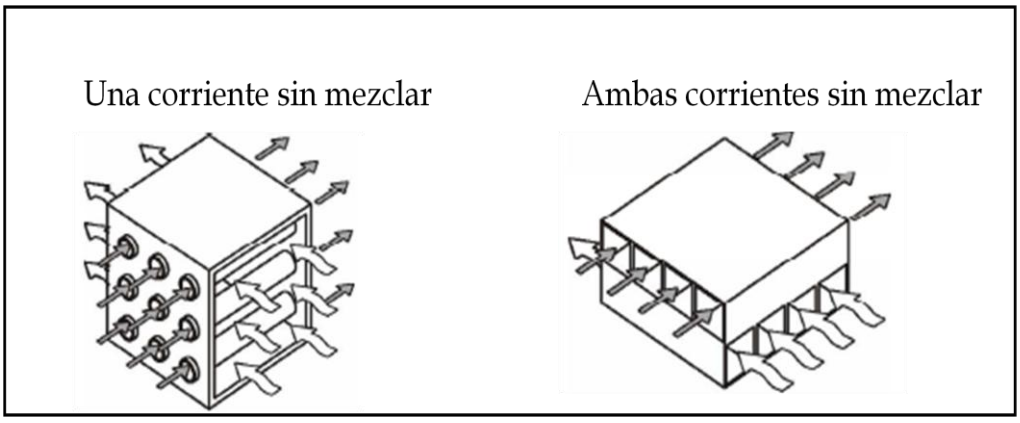


Fuente: Los autores.

Dos corrientes en flujo paralelo: los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. Su forma más simple consta de dos tubos concéntricos. En la práctica, un gran número de tubos se colocan en una coraza para formar lo que se conoce como intercambiador de coraza y tubos.

Dos corrientes en contracorriente: los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos. La efectividad de estos es mayor que la de flujos paralelos.

Figura 33. Intercambiadores de calor de dos corrientes en flujo cruzado.

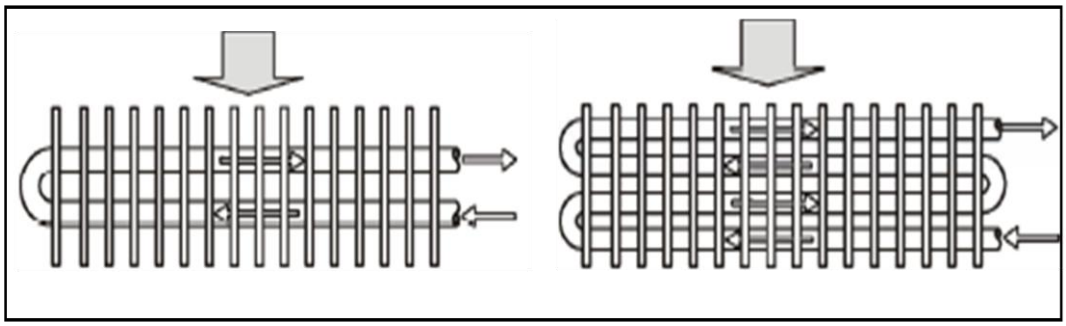


Fuente: Los autores.

Dos corrientes en flujo cruzado: las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares. Una o ambas corrientes pueden estar sin mezclar tienen una

efectividad intermedia entre un intercambiador contracorriente y uno de flujo paralelo, pero su construcción es más sencilla.

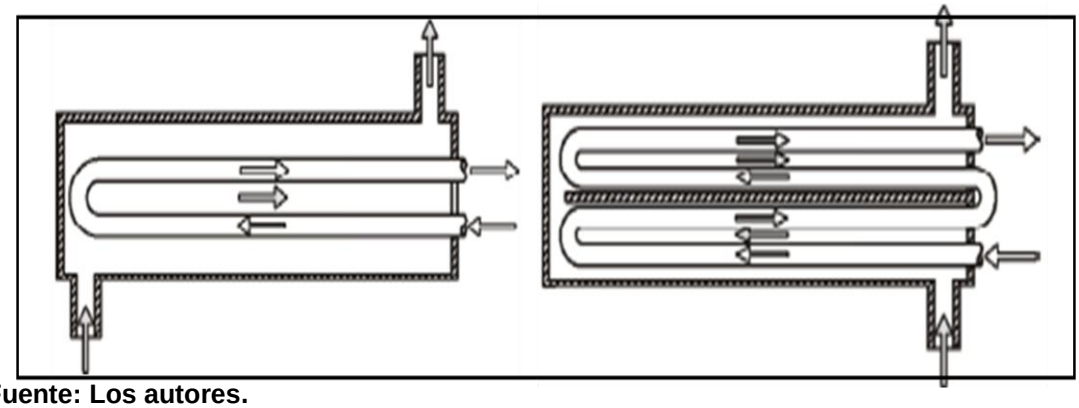
Figura 34. Intercambiadores de calor dos corrientes a contra flujo cruzado.



Fuente: Los autores.

Dos corrientes en contraflujo cruzado: son intercambiadores en donde los tubos pasan varias veces por la coraza. El número de veces que pasa por la coraza se indica con el numero de pasos y entre mayor es el numero de pasos aumenta su efectividad.

Figura 35. Intercambiadores de calor dos corrientes a pasos múltiples.



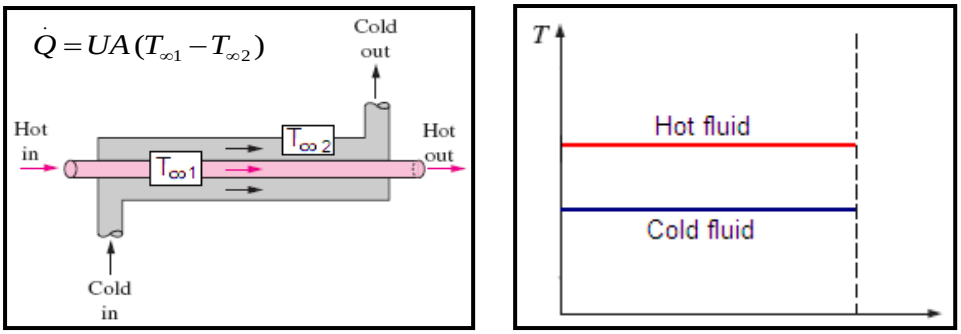
Fuente: Los autores.

Dos corrientes a pasos múltiples: cuando los tubos de un intercambiador de coraza y tubos están dispuestos en uno o más pasos en el interior de la coraza, algunos de los pasos producen un flujo paralelo, mientras que otros producen un flujo a contracorriente.

6.4.3 Flujo de calor transferido de acuerdo a la diferencia de temperatura a lado y lado de la pared.

6.4.3.1 La temperatura de ambos fluidos es constante.

Figura 36. Configuración característica cuando la temperatura de ambos fluidos es constante.



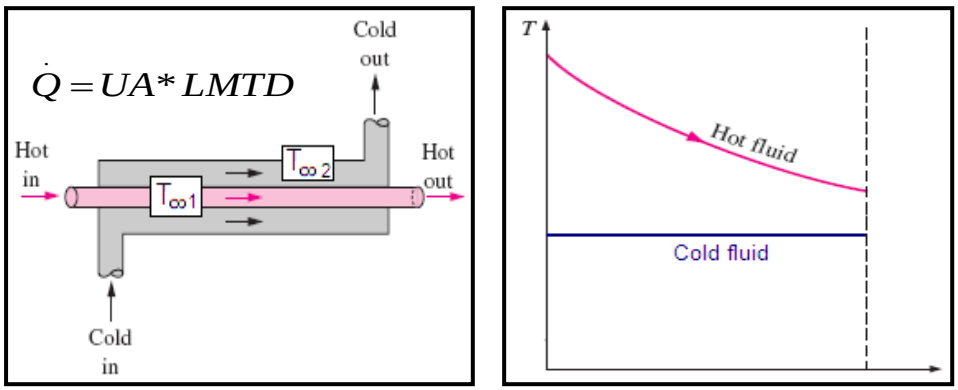
Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

6.4.3.2 Un fluido se calienta y el otro se evapora.

- La diferencia local de temperaturas es variable.

- Existe una única diferencia de temperaturas en una sección transversal.

Figura 37. Configuración característica cuando un fluido se calienta y el otro se evapora.

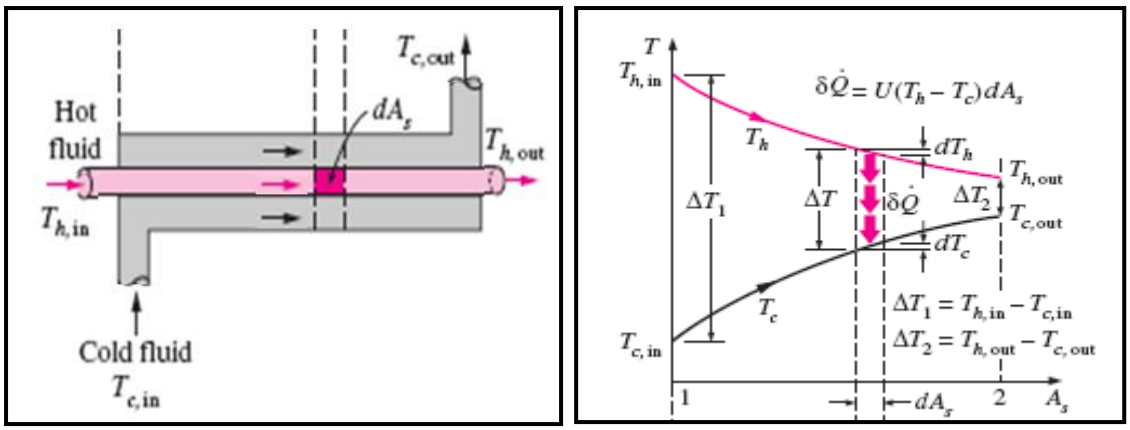


Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

6.4.3.3 Ambos fluidos cambian su temperatura (flujo unidireccional).

- La diferencia local de temperaturas es variable. $\mathrm{Q} = \mathrm{UA} * \mathrm{LMTD}$
- Existe una única diferencia de temperaturas en una sección transversal.
- Ambos fluidos se mueven en la misma dirección.

Figura 38. Configuración para cuando ambos fluidos cambian su temperatura.

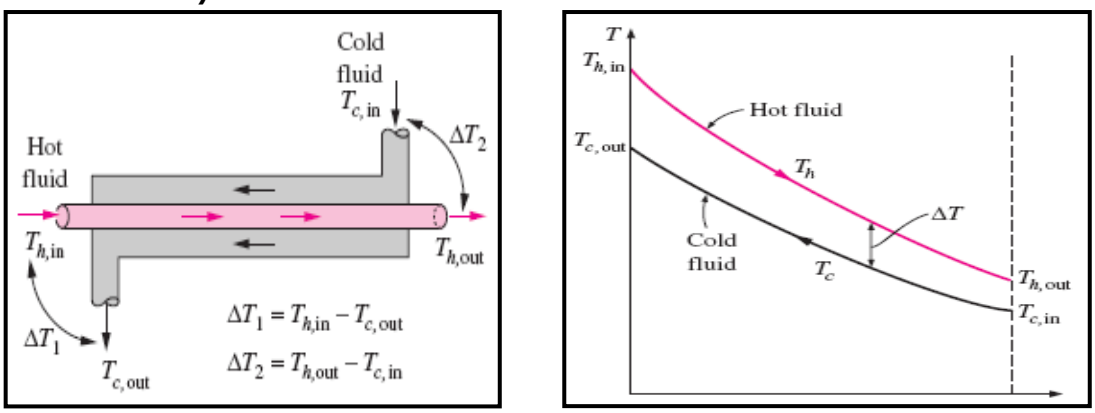


Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

6.4.3.4 Ambos fluidos cambian su temperatura (flujo en contra corriente).

- La diferencia local de temperaturas es variable. $\mathrm{Q} = \mathrm{UA} * \mathrm{LMTD}$
- Existe una única diferencia de temperatura en una sección transversal.
- Ambos fluidos se mueven en dirección contraria (contraflujo).

Figura 39. Ambos fluidos cambian su temperatura (flujo en contracorriente)



Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

En general, para un intercambiador de calor de paso simple la diferencia de temperatura media y el calor transferido viene dado así:

$$\Delta T_{media} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{Ln\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} \qquad (6.45)$$

$$Q = \frac{\Delta T_{media}}{\frac{1}{h_i * A_i} + \frac{Ln\frac{R_e}{R_i}}{2\pi KL} + \frac{1}{h_e * A_e}} = U * A * LMTD \qquad (6.46)$$

Los valores relativos de la LMTD unidireccional y contracorriente son:

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}}$$

$$LMTD_u = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln\frac{(T_{h,in} - T_{c,in})}{(T_{h,out} - T_{c,out})}}$$

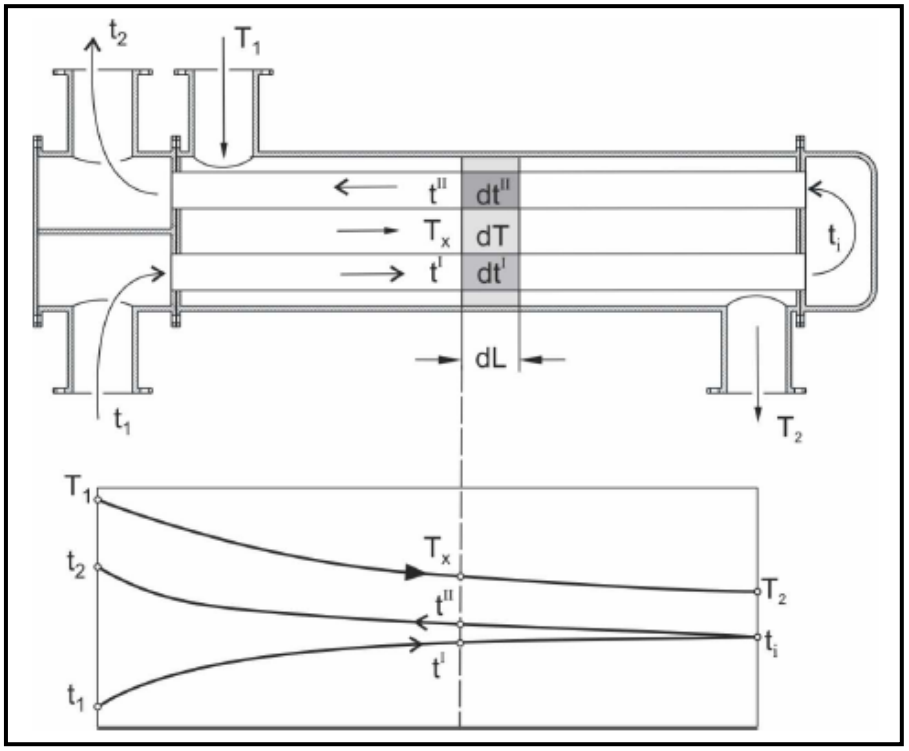
$$LMTD_{cc} > LMTD_u \qquad (6.47)$$

En conclusión, para unas mismas temperaturas terminales el intercambiador en CC tiene una LMTD mayor que uno de flujo unidireccional.

6.4.3.5 De pasos múltiples y de flujo cruzado (factor de corrección).

La diferencia media de temperatura tiene un valor entre la de contracorriente (CC) y la unidireccional (u).

Figura 40. Intercambiador de pasos múltiples y de flujo cruzado.



Fuente: GELVEZ Omar. "*Transferencia de calor*". Notas de clase.

$$Q = UA * \Delta T_{mv}$$

$$\Delta T_{mv} = F_c * LMTD$$

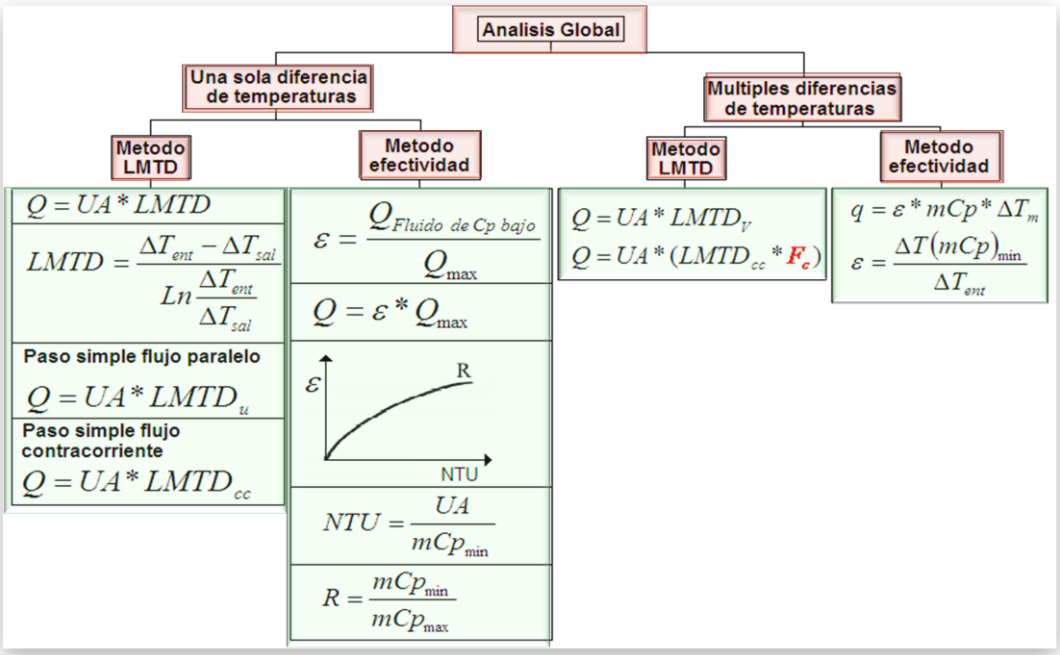
F_c: Factor de corrección

6.4.4 Análisis de los intercambiadores de calor. Para el análisis de los intercambiadores de calor tenemos dos métodos que se aplican de acuerdo a la relación térmica entre los fluidos, ver figura 41.

El método de la LMTD. Consiste en determinar una diferencia media de temperatura entre los fluidos del intercambiador de calor.

El método de las eficiencias (relación ε y NTU). Consiste en determinar la razón entre la máxima transferencia de calor que puede ocurrir en un intercambiador de calor y la transferencia de calor que ocurre realmente.

Figura 41. Análisis global de intercambiadores de calor.



Fuente: GELVEZ Omar. "*Transferencia de calor*". Notas de clase.

- **Factor de corrección (F_c).** El factor de corrección es una medida de la desviación de ΔT_{lm} para el correspondiente caso del intercambiador en contraflujo.

- **F_c <1 para:** flujo cruzado casco y tubos de múltiples pasos.

- **F_c =1 para:** el intercambiador de paso simple, condensadores y evaporadores.

El factor de corrección (F_c) es normalmente correlacionado como una función de dos razones adimensionales de temperatura que son **P** y **R.**

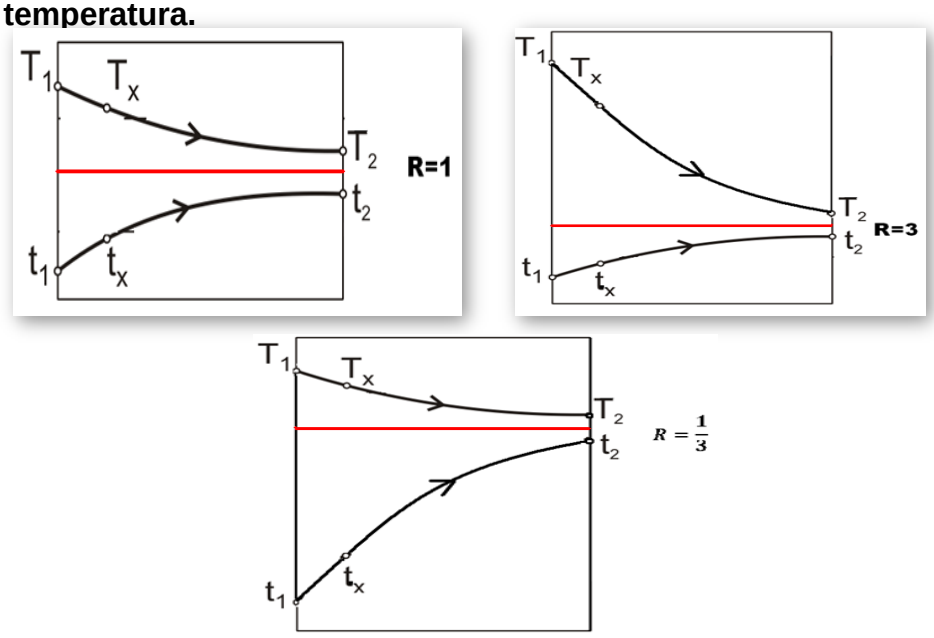
Donde:

R= Razón de capacidad térmica $$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m} * \dot{C}_p)_{tubo}}{(\dot{m} * \dot{C}_p)_{casco}}$$

P= Eficiencia del intercambiador $$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

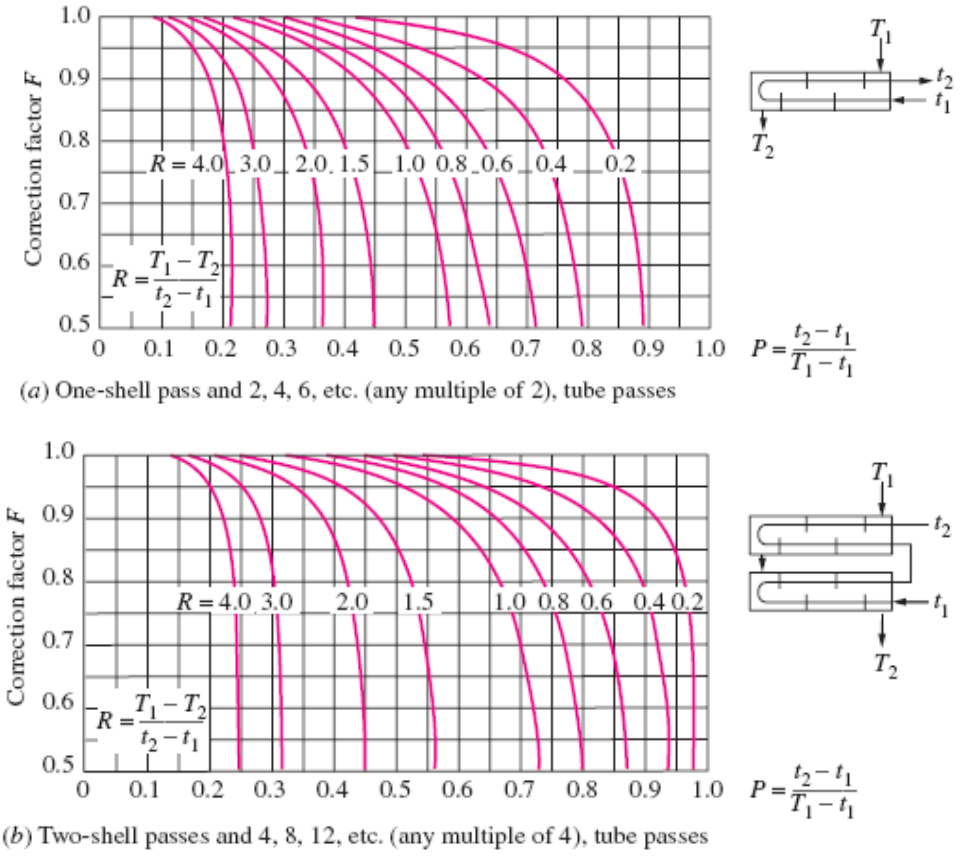
Con la razón de la capacidad térmica (R) y la eficiencia del intercambiador (P) se han elaborado una serie de diagramas del factor de corrección F_c para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado, ver figura 42.

Figura 42. Variación de la razón de la capacidad térmica debido al efecto de la temperatura.



Fuente: GELVEZ Omar. "*Transferencia de calor*". Notas de clase.

Figura 43. Diagramas del factor de corrección F_c para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado.



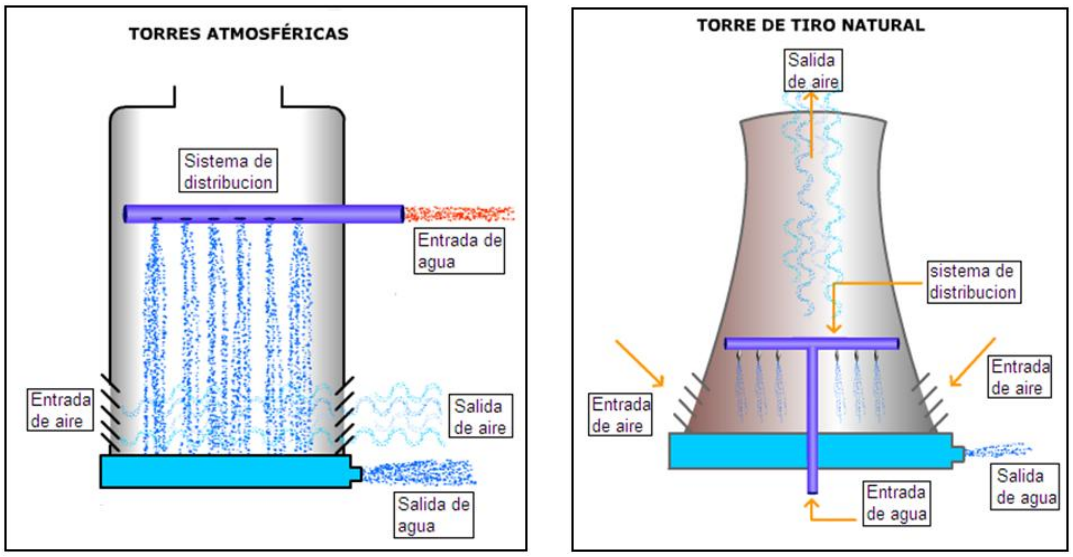
Fuente: CENGEL A Yunus. "*Transferencia de calor y masa*". 2 ed. México. Editorial McGraw-Hill. 2007.

6.5 TORRES DE ENFRIAMIENTO

Las torres de enfriamiento son equipos de transferencia de calor y masa entre el aire atmosférico y el agua caliente procedente de los procesos industriales. Estas torres pueden ser:

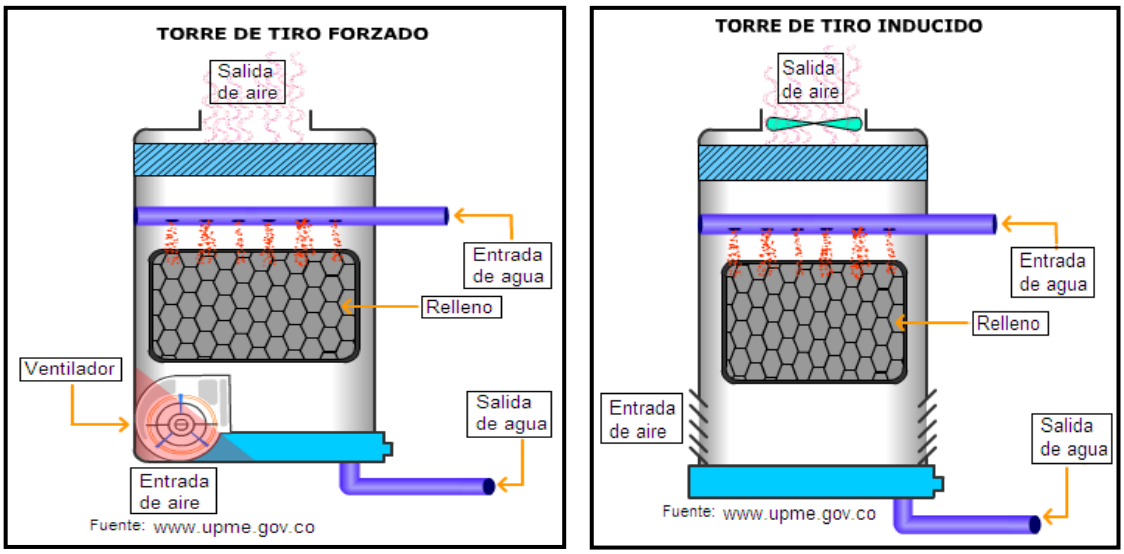
- **Torres de circulación natural**
  - ➢ **Atmosféricas**
  - ➢ **Tiro natural**
- **Torres de tiro mecánico**
  - ➢ **Tiro Inducido**
  - ➢ **Tiro Forzado**

Figura 44. Torres de circulación natural.



Fuente: <www.upme.gov.co>

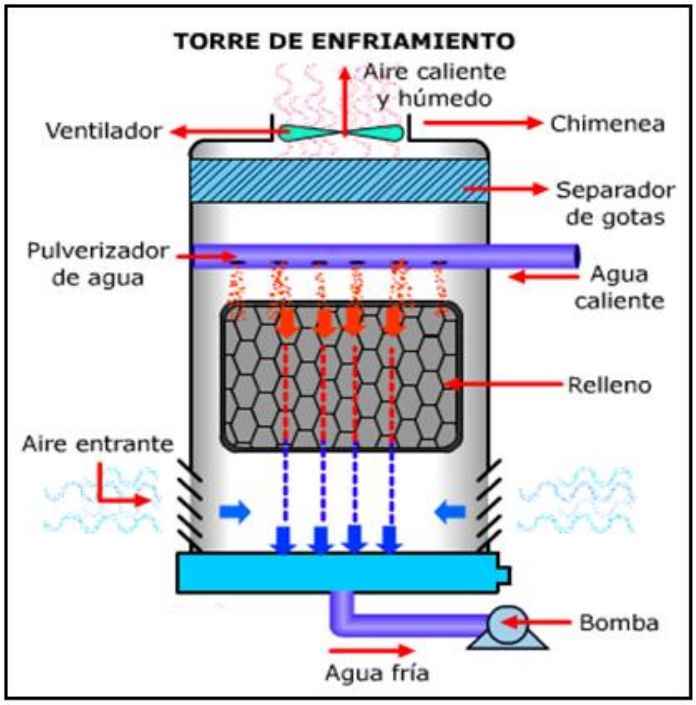
Figura 45. Torres de tiro mecánico.



Fuente: <www.upme.gov.co>

6.5.1 Componentes básicos de las torres de enfriamiento. Las torres de enfriamiento están compuestas por 7 elementos.

Figura 46. Componentes básicos de las torres de enfriamiento



Fuente: <www.upme.gov.co>

1. Sistema de distribución de agua.

Pueden ser:

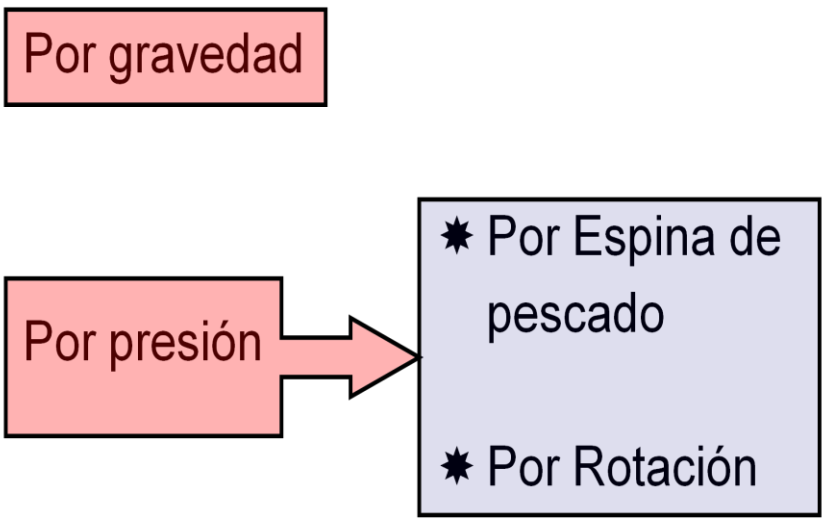
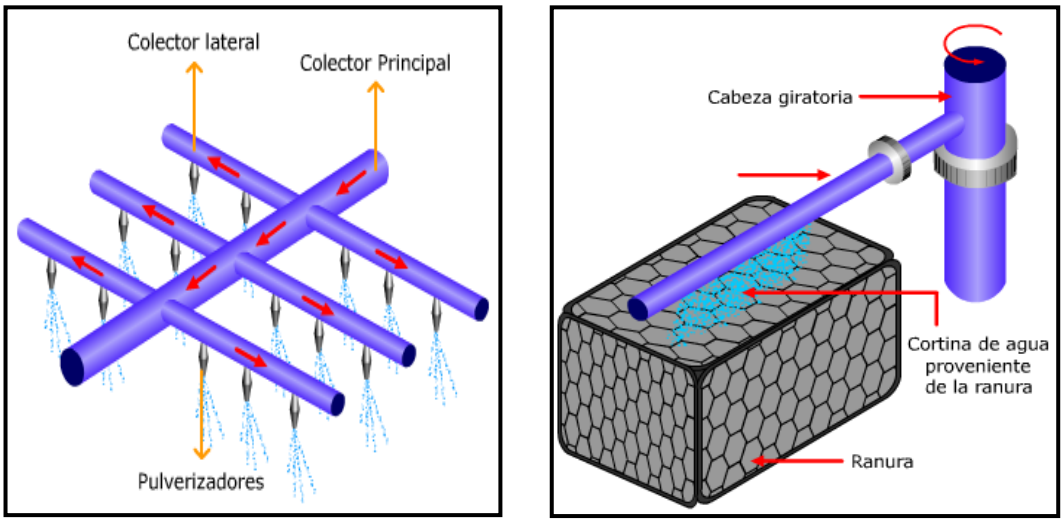


Figura 47. Sistema de distribución (a) espina de pescado, (b) por rotación.



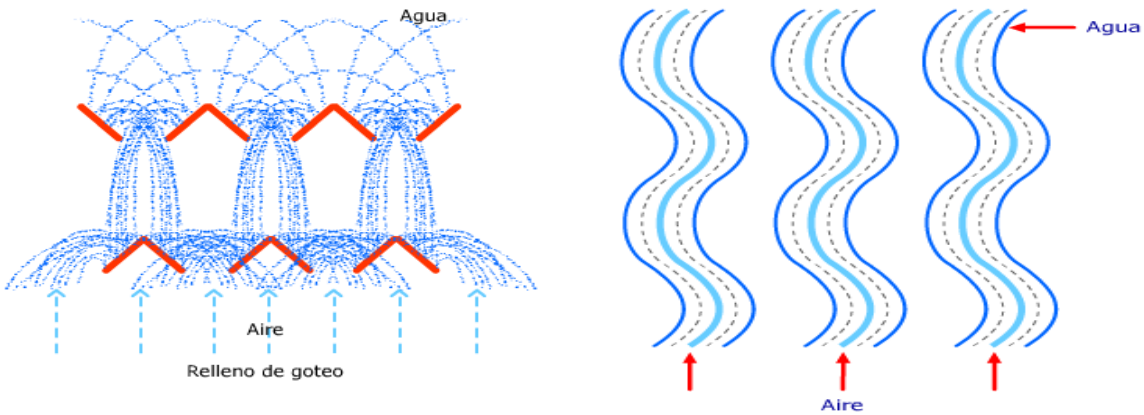
(a) **(b)**

Fuente: <www.upme.gov.co>

2. Relleno: pueden ser

- Relleno por goteo.
- Relleno laminar o de película.

Figura 48. Relleno: (a) Por goteo, (b) Laminar o de película



(a) **(b)**

Fuente: <www.upme.gov.co>

3. **Eliminadores de gotas.** Son paneles ubicados en la parte superior que redireccionan el flujo y separan las gotas del aire, haciéndolas caer de nuevo sobre el relleno, tienen dos efectos positivos; el primero es reducir la reposición del agua y el segundo evitar la formación de ambientes saturados que puedan afectar las torres adyacentes.

4. **Chimeneas.** Se emplean en torres de tiro inducido para mejorar el comportamiento del ventilador y evitar efectos de recirculación de aire.

5. **Ventiladores: pueden ser:**

- **Axiales** ⟶ Para torres de tiro forzado e inducido.

- **Centrífugos** ⟶ Para torres de tiro forzado.

Figura 49. Ventilador axial.



Fuente: <www.upme.gov.co>

6. **Bombas.**

7. **Control.**

Capitulo 7

PSICROMETRÍA APLICADA

7 PSICROMETRÍA APLICADA

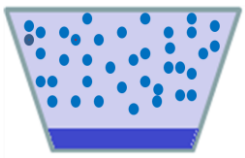
La Psicrometría es la rama de la termodinámica que estudia las propiedades del aire húmedo, y se emplea para facilitar el análisis de los procesos que se presentan en sistemas que requieran el acondicionamiento de aire para cumplir cierto propósito (confort, secado, etc.)

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) define el acondicionamiento del aire como: "El proceso de tratar el aire, de tal manera, que se controle simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución, para que cumpla con los requisitos del espacio acondicionado".

7.1 DEFINICIONES.

7.1.1 Aire atmosférico. El aire atmosférico o aire húmedo es una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua puede variar de 0 (aire seco), hasta un máximo que depende de las condiciones de presión y temperatura; en este último caso, se habla de saturación (un estado de equilibrio entre el aire húmedo y la fase de agua condensada como se muestra en la figura 50).

Figura 50. Volumen de aire húmedo.



Fuente: Autores

7.1.2 Aire seco. El aire seco es una mezcla de gases de nitrógeno, oxigeno y otras pequeñas cantidades de argón, CO_2, hidrogeno, neón, helio, entre otros. El aire, no es un vapor saturado que esté cercano a temperaturas donde pueda ser condensado. Es un gas altamente sobrecalentado, o más precisamente, es

una mezcla de gases altamente sobrecalentados, así que cuando se calientan o enfrían solamente se les agrega o quita calor sensible.

7.1.3 Vapor de agua. El vapor de agua en el aire húmedo se encuentra en el estado de vapor sobrecalentado y se le conoce con el nombre de humedad. Las palabras "vapor" y "gas", comúnmente son empleadas para referir a lo mismo; pero en realidad, un gas es un vapor altamente sobrecalentado, muy lejos de su temperatura de saturación, pero un vapor está en sus condiciones de saturación o no muy lejos de ellas, como el vapor de agua. Así pues, el vapor de agua o "humedad" en un espacio, puede estar en una condición de saturación o ligeramente arriba de ella. Si se enfría unos cuantos grados, se condensa, y si se aplica calor, se sobrecalientan.

7.2 PARÁMETROS QUE DETERMINAN EL ESTADO TERMODINÁMICO DEL AIRE

Dado que el aire atmosférico es una mezcla binaria entre aire seco y vapor de agua como en toda mezcla se requiere para la determinación de su estado establecer como mínimo tres propiedades que son usualmente.

7.2.1 Presión atmosférica (P). Es la fuerza que ejerce una columna de aire atmosférico sobre la superficie terrestre la cual se define para el nivel del mar como 101 325 Pa.

7.2.2 Temperatura de bulbo seco (t_{bs}). Es la temperatura ambiental de un recinto, y se mide con un termómetro convencional de mercurio.

7.2.3 Contenido de humedad. Es la cantidad de vapor de agua que contiene el aire atmosférico. El contenido de humedad en el aire tiene un límite determinado por las condiciones de equilibrio del vapor de agua, cuando el contenido de humedad es máximo se dice que el aire está saturado.
El contenido de humedad en el aire se puede establecer utilizando distintos

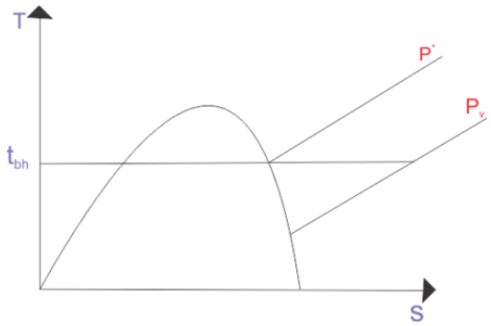
parámetros que pueden medirla de manera absoluta, relativa o indirecta.

7.2.3.1 Parámetro absoluto. Humedad absoluta (ω), [Kg $_{vapor}$/Kg $_{aire\ seco}$]. El vapor de agua presente en el aire se encuentra en el estado de vapor sobrecalentado ejerciendo una presión parcial que es proporcional a la cantidad m_v. Si el porcentaje de la m_v se incrementa el aire se satura de dicha humedad.

La humedad absoluta se define en la ecuación 7.1.

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} \left(\frac{Kg_{vapor}}{kg_{aire\ seco}} \right) \qquad (7.1)$$

Figura 51. Saturación del aire a P_v, P* y t_{bh} en el diagrama T-s.



Fuente: Autores

Se aplica la ecuación de estado de los gases ideales para cuantificar la masa de vapor y la masa de aire seco de lo que se obtiene la ecuación 7.2:

$$\omega = 0.622 \times \frac{P_v}{P - P_v} \qquad (7.2)$$

Si la presión del vapor de agua en el aire se incrementa hasta la presión de saturación del agua a la temperatura de bulbo seco del aire, el aire se satura de humedad. En la condición de saturación la humedad absoluta del aire se expresa en la ecuación 7.3.

$$\omega^* = 0.622 \times \frac{P^*}{P - P^*} \qquad (7.3)$$

7.2.3.2 Parámetro relativo. Humedad relativa (ϕ), [%]. Se define como la relación entre la cantidad de humedad (w) en una muestra dada de aire y la cantidad máxima (w^*) que podría contener dicho aire a la misma temperatura de la muestra.

$$\phi = \frac{\omega_v}{\omega^*} = \frac{0{,}622 \cdot \dfrac{p_v}{P - p_v}}{0{,}622 \cdot \dfrac{p^*}{P - p^*}} = \frac{\dfrac{p_v}{P - p_v}}{\dfrac{p^*}{P - p^*}}$$

Ejemplo1.

Determinar la humedad relativa para un aire a temperatura de 27°C, P^* = 3.56 Kpa, p_v =1.47 Kpa y P=101.3 Kpa

$$\phi = \frac{\dfrac{p_v}{101.3 - 1.47}}{\dfrac{p^*}{101.3 - 3.56}} = \frac{99{,}83 p_v}{97{,}74 p^*} = 1{,}021 \frac{p_v}{p^*} \approx \frac{p_v}{p^*}$$

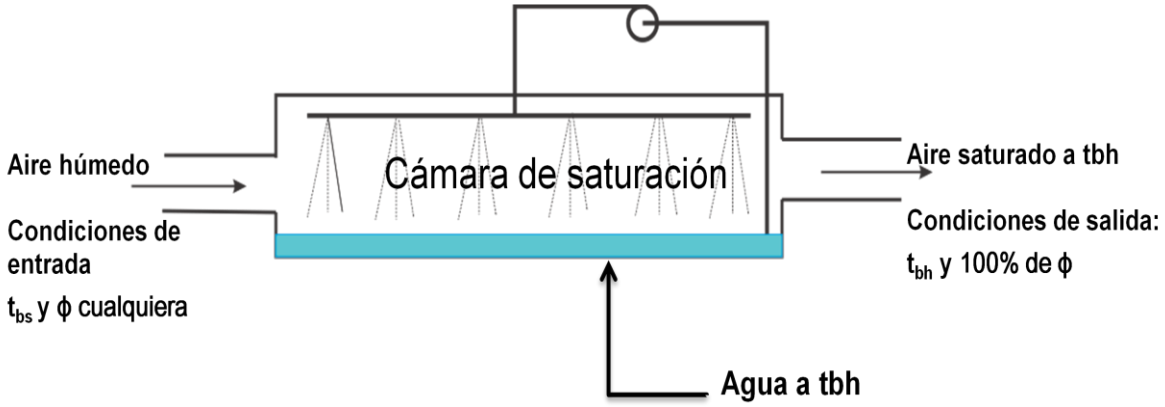
$$\phi = \frac{p_v}{p^*} \cdot 100\% = \frac{1{,}47}{3{,}56} \cdot 100\% = 41.3\%$$

De lo anterior se puede deducir que la humedad relativa se puede expresar de manera práctica como se resume en la ecuación 7.4:

$$\phi = \frac{p_v}{p^*} \cdot 100\% \qquad (7.4)$$

7.2.3.3 Parámetro indirecto. Temperatura de bulbo húmedo (tbh), [°F, °C]. Esta temperatura se define como la temperatura de agua líquida (menor o igual que la temperatura de bulbo seco del aire) puesta en contacto con una corriente de aire húmedo del cual podría recibir calor sensible que generara la vaporización, en la corriente de aire, de una cantidad agua producto del calor sensible recibido. La vaporización del agua en el aire eventualmente saturara dicho aire denominándose este proceso de saturación como adiabático debido a que el balance de energía neto para cada uno de los fluidos es cero.

Figura 52. Saturador adiabático.

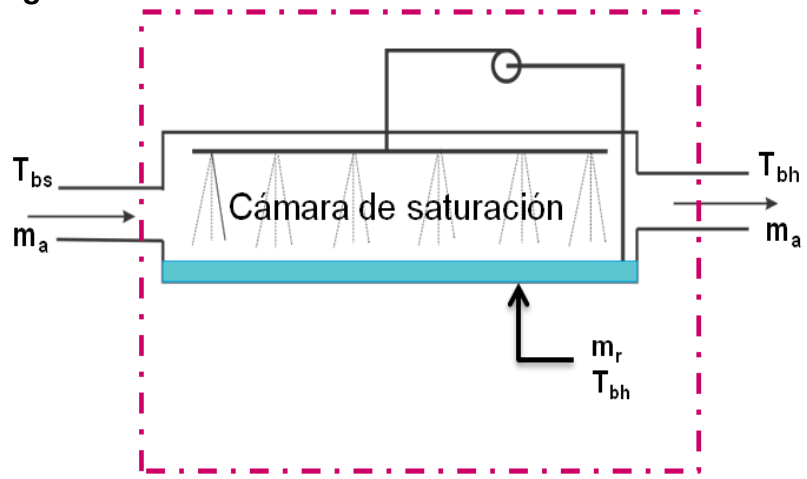


Fuente: Autores

Para determinar la relación entre la humedad del aire con la temperatura de bulbo húmedo se deben seguir paso a paso el proceso de saturación adiabática.

❖ **Paso 1:** Realizar un balance de energía en el volumen de control del saturador adiabático.

Figura 53. Volumen de control del saturador adiabático



$$\dot{m}_a\, h + \dot{m}_r\, h'_{@tbh} = \dot{m}_a\, h^*_{@tbh}$$

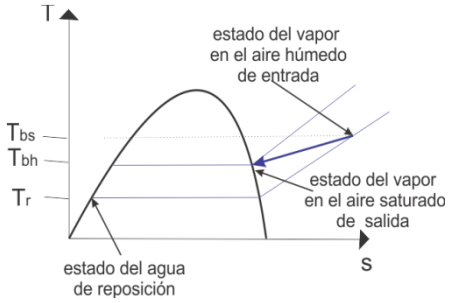
Fuente: Autores

❖ **Paso 2:** Hacer un balance de la humedad en el saturador.

Figura 54. Cambios de estado del vapor de agua en el diagrama T-s

$$\dot{m}_v + \dot{m}_r = \dot{m}_v^*$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_a\left[\omega^*_{@tbh} - \omega\right]$$



Fuente: Autores

❖ **Paso 3:** Para encontrar la ecuación que expresa la dependencia del contenido de humedad del aire, a la entrada, con la temperatura de bulbo seco del aire y la temperatura del agua (T_{bh} del aire), se remplaza el paso 2 en el 1.

$$h + h'_{@tbh}\left[\omega^*_{@tbh} - \omega\right] = h^*_{@tbh}$$

❖ **Paso 4:** Teniendo en cuenta que.

$$h = h_a + \omega.h_v$$

$$h_a = C_{pa}.\Delta t \quad h_v = Q_{l@0°C} + C_{pv}.\Delta t$$

❖ **Paso 5:** De lo anterior se obtiene la relación para determinar el valor de la humedad en función de la temperatura de bulbo húmedo en la ecuación 7.5.

$$\omega = \frac{\dot{Q}_{l\,t_{bh}}\,\omega^*_{at_{bh}} - c_{pa}(t_{bs} - t_{bh})}{\dot{Q}_{l\,t_{bh}} + c_{pv}(t_{bs} - t_{bh})} \quad (7.5)$$

Donde:

$\omega^* at_{bh}$= Humedad absoluta del aire saturado.

C_{pa} C_{pv}= Calor especifico del aire y del vapor de agua.

t_{bs} t_{bh}= Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo.

$Q_{lt_{bh}}$= Calor latente adicionado al agua para saturar el aire.

7.3 INSTRUMENTOS PARA MEDIR EL CONTENIDO DE HUMEDAD.

Debido a que el tanque saturador adiabático es algo impráctico por su tamaño y lo difícil de transportar, en la actualidad existen dispositivos que me determinan el contenido de humedad de manera fácil y precisa conocidos como:

7.3.1 El psicrómetro. El psicrómetro es un dispositivo diseñado para hacer circular aire sobre un par de termómetros, uno de bulbo seco y otro denominado de bulbo húmedo debido a que tiene sobre su elemento sensor una mecha humedecida con agua (ver figura 55). SI el aire circulado no está saturado se vaporizara una cierta cantidad del agua proveniente de la mecha reduciendo la energía efectiva entregada por el aire al elemento sensor el cual marcara una temperatura inferior a la del sensor de bulbo seco. La diferencia entre las temperaturas marcadas depende del grado de saturación que tenga el aire.

Figura 55. Psicrómetro.



Fuente: Yuyao electrónica Shuanghe Instrument Co., Ltd., Psicrómetro, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://spanish.alibaba.com/product-gs/psychrometers-50571767.html.

7.3.2 El higrómetro. Un higrómetro es un instrumento que se usa para medir el contenido de humedad del aire. Este instrumento se sirve de sensores que perciben e indican las variaciones de la humedad.

7.3.2.1 Higrómetro mecánico. Este higrómetro se basa en la dilatación y la contracción de varios elementos de medida (sobre todo orgánicos).Tales elementos de medida son, por ejemplo: pelo, durómetros, cuerda de tripa, etc. El cambio de longitud del elemento de medida se transfiere al indicador por medio de un mecanismo (ver figura 56).

Figura 56. Higrómetro mecánico.



Fuente: Museo nacional de ciencia y tecnología, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.muncyt.es/mnct/exposicion/cienciasexperimentales/meteorologia.html

7.3.2.2 Higrómetros eléctricos:

Figura 57. Higrómetro eléctrico.



Museo nacional de ciencia y tecnología, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.viarural.com.ar/viarural.com.ar/insumosagropecuarios/agricolas/agronomias/sumidea/termo-higrometro-digital-doble-display.htm

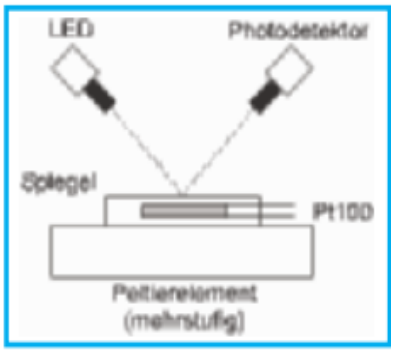
- **Por resistencia:** está formado por dos electrodos arrollados en espiral entre los cuales se halla un tejido impregnado de un material higroscópico sintético (cloruro de litio acuoso) que varía la resistencia eléctrica cuando la humedad también lo hace, estableciendo con precisión el grado de humedad.

- **Por capacidad:** Consiste en dos electrodos planos, entre los cuales está situado un encamisado higroscópico sintético, eléctricamente aislado,

(dieléctrico). Este dieléctrico puede absorber el agua presente en el aire. Con el aumento de humedad del aire, la capacidad del condensador sensible a la humedad también aumenta.

7.3.2.3 Higrómetro de espejo de punto de rocío. El espejo de punto de rocío es un procedimiento muy exacto de medida para leer la humedad relativa, en donde se evalúa la condensación del vapor de agua mientras que baja debajo del punto de rocío. La temperatura de una superficie reflejada (espejo) se enfría hasta al punto donde comienza a ser cubierta de condensación. La temperatura medida en este momento por un termómetro de resistencia Pt100 corresponde a la temperatura del punto de rocío, de la cual se puede calcular la humedad relativa, por medio de los datos medidos de presión de saturación y temperatura del aire. Un elemento Peltier está instalado para enfriar, y se evalúa la superficie reflejada usando un procedimiento optoelectrónico.

Figura 58. Higrómetro de espejo de punto de rocío.



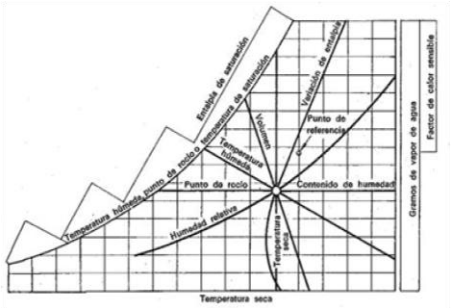
Fuente: SICO. La medición de la humedad., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.sicocv.es/pdf/lufft/Medici%C3%B3n%20de%20Humedad.pdf

7.4 HERRAMIENTAS GRÁFICAS Y ANALÍTICAS PARA EL ESTUDIO DE LOS PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE.

7.4.1 Herramienta grafica. El diagrama psicrométrico, es una herramienta gráfica donde se visualiza el estado del aire atmosférico en función de la temperatura de bulbo seco, el contenido de humedad para una presión atmosférica dada. Permite además tener una visión global de los procesos que

sufre el aire en un sistema. El uso de este diagrama puede ahorrarnos mucho tiempo y cálculos, en la mayoría de los casos donde no se requiere una extremada precisión. Las líneas que representan las propiedades del aire en el diagrama psicrométrico son:

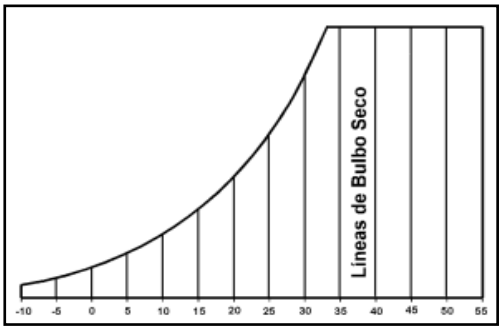
Figura 59. Diagrama psicrométrico.



Fuente: Abaco psicrométrico., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://wapedia.mobi/es/archivo:abaco_psicrometrico_conceptual.png

7.4.1.1 Temperatura de bulbo seco. Las líneas que se extienden verticalmente, desde la parte baja hasta la parte alta de la carta, se llaman líneas de temperatura de bulbo seco constantes, o simplemente «líneas de bulbo seco». Son constantes porque cualquier punto a lo largo de una de estas líneas, corresponde a la misma temperatura de bulbo seco indicada en la escala de la parte baja. Por ejemplo, en la línea de 40°C, cualquier punto a lo largo de la misma, corresponde a la temperatura de bulbo seco de 40°C.[27]

Figura 60. Líneas de bulbo seco.

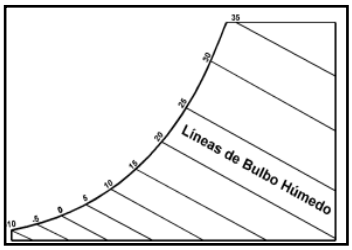


Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

[27]Psicrometría., [en línea], Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.1.2 Temperatura de bulbo Húmedo. La escala de temperaturas de bulbo húmedo, es la que se encuentra del lado superior izquierdo, en la parte curva de la carta psicrométrico. Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constantes o líneas de bulbo húmedo, corren diagonalmente de izquierda a derecha y de arriba hacia abajo, en un ángulo de aproximadamente 30° de la horizontal. También se les dice constantes, porque todos los puntos a lo largo de una de estas líneas, están a la misma temperatura de bulbo húmedo.

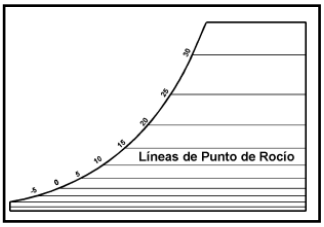
Figura 61. Líneas de bulbo húmedo.



Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.1.3 Temperatura de punto de rocío. Esta es la temperatura a la cual se condensará la humedad sobre una superficie. La escala para las temperaturas de punto de rocío es idéntica que la escala para las temperaturas de bulbo húmedo; es decir, es la misma escala para ambas propiedades. Sin embargo, las líneas de la temperatura de punto de rocío, corren horizontalmente de izquierda a derecha. Cualquier punto sobre una línea de punto de rocío constante, corresponde a la temperatura de punto de rocío sobre la escala.

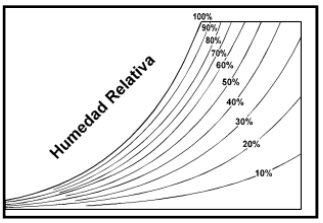
Figura 62. Líneas de temperatura del punto de rocío.



Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.1.4 Humedad relativa. En una carta psicrometríca completa, las líneas de humedad relativa constante, son las líneas curvas que se extienden hacia arriba y hacia la derecha. Se expresan siempre en porciento, y este valor se indica sobre cada línea siendo la de 100% la condición de saturación.

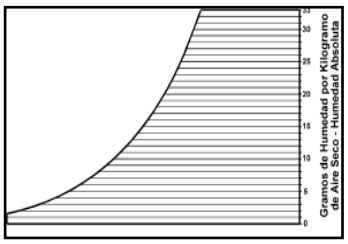
Figura 63. Líneas de humedad relativa.



Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.1.5 Humedad absoluta. Las líneas de humedad absoluta, corren horizontalmente de derecha a izquierda, y son paralelas a las líneas de punto de rocío y coinciden con éstas. Así pues, podemos ver que la cantidad de humedad en el aire, está relacionada con el punto de rocío del aire.

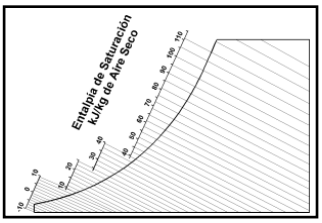
Figura 64. Líneas de humedad absoluta.



Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.1.6 Entalpía. Las líneas de entalpía constantes en una carta psicrométrico, son extensiones de las líneas de bulbo húmedo; ya que el calor total del aire, depende de la temperatura de bulbo húmedo. La escala del lado izquierdo lejana a la línea curva, da el calor total del aire en kJ/kg (kilojoules por kilogramo) de aire seco, en el sistema internacional o en Btu/lb de aire seco, en el sistema inglés.

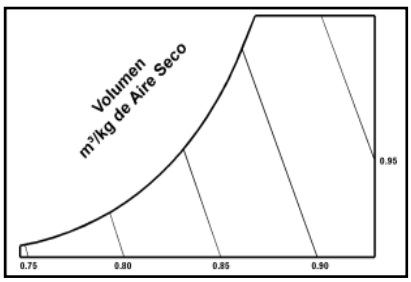
Figura 65. Líneas de entalpia.



Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.1.7 Volumen especifico. Estas líneas están en un ángulo aproximado de 60° con la horizontal, y van aumentando de valor de izquierda a derecha. Por lo general, el espacio entre cada línea, representa un cambio de volumen específico de 0.05 m³/kg. Cualquier punto que caiga entre dos de estas líneas, naturalmente debe ser un valor estimado. Si se desea saber la densidad del aire a cualquier condición, como ya se sabe, se debe dividir uno entre el volumen específico, puesto que la densidad es la inversa del volumen específico y viceversa.

Figura 66. Líneas de volumen específico.

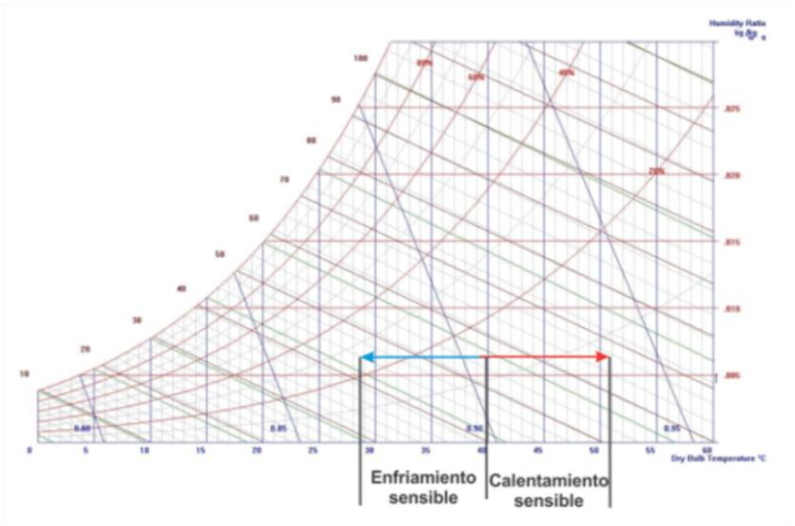


Fuente: Psicrometría., [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

7.4.2 Análisis de los procesos de acondicionamiento de aire. El propósito en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado es crear condiciones atmosféricas en un local que satisfagan los requisitos particulares de confort cambiando el estado termodinámico del aire a través del suministro o retiro de energía y/o humedad. Los procesos básicos útiles para alcanzar esas condiciones de confort pueden ser:

7.4.2.1 Proceso de calor puramente sensible. Es aquel que recibe un cuerpo y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y estado. Para el aire los procesos de calentamiento y enfriamiento sensible son aquellos en los cuales se aumenta o disminuye la temperatura manteniendo la humedad absoluta constante.

Figura 67. Cambio de calor sensible en el diagrama psicrométrico.



Fuente: Autores.

La cantidad de calor requerida para cambiar un Δt la temperatura de una masa de aire será:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a \times Cp \times \Delta T \qquad Donde:$$

$$\dot{Q}_s = Cp \times \rho \times G \times \Delta T \qquad Cp = calor\ especifico\ del\ aire \qquad (7.6)$$

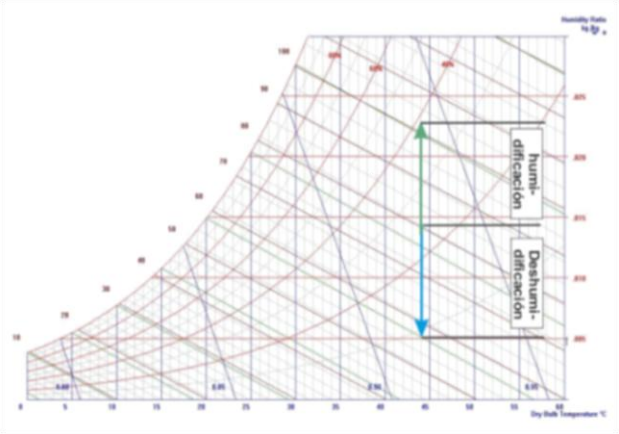
$$\dot{Q}_s = Cte_s \times G \times \Delta T \qquad G = Gasto\ o\ flujo\ volumetrico$$

$$\rho = densidad\ del\ aire$$

La densidad y el calor específico del aire dependen de la temperatura y de la presión atmosférica, presentándose un diferente valor en la Cte_s dependiendo del sitio donde se hagan los análisis en las tablas 8 y 9 se muestran los valores de las Cte_s para las principales ciudades del país.

7.4.2.2 Procesos de calor puramente latente. El calor latente se refiere a la cantidad de calor necesario para cambiar el estado físico de una sustancia de sólido a líquido o de líquido a vapor sin cambiar la temperatura de la sustancia. Para el aire los procesos de calentamiento y enfriamiento latente son aquellos en los cuales se aumenta o disminuye el contenido de humedad manteniendo la temperatura del aire constante. Se presentan proceso de humidificación y deshumidificación.

Figura 68. Cambio de calor latente en el diagrama psicrométrico.



Fuente: Autores.

El calor requerido para cambiar el estado físico de una masa de aire será:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_a \times h_{fg} \qquad Donde: \tag{7.7}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \times h_v \qquad h_v = entalpia\ del\ vapor$$

$$\dot{Q}_L = \rho \times G \times (\omega_2 - \omega_1) \times h_v, \quad G = gasto\ o\ flujo\ volumétrico$$

$$\dot{Q}_L = Cte_L \times G \times \Delta\omega \qquad \rho = densidad\ del\ aire$$

La densidad y la entalpia del aire dependen de la temperatura y de la presión atmosférica, presentándose un diferente valor en la Cte_L dependiendo del sitio donde se hagan los análisis en las tablas 5 y 6 se muestran los valores de Cte_L para las principales ciudades del país.

Tabla 8. Condiciones del aire en diferentes ciudades del país (IP).

Ciudad	Altura sobre el nivel del mar (m)	P. atmosférica (psi)	Cte_S (IP) (Btu/ft^3 ºf)	Cte_L (IP) (Btu/ft^3)
Bogotá	2640	10,83	0,8065	3561
Bucaramanga	959	13,15	0,9793	4333
Cartagena	2	14,7	1,095	4849

Fuente: Autores.

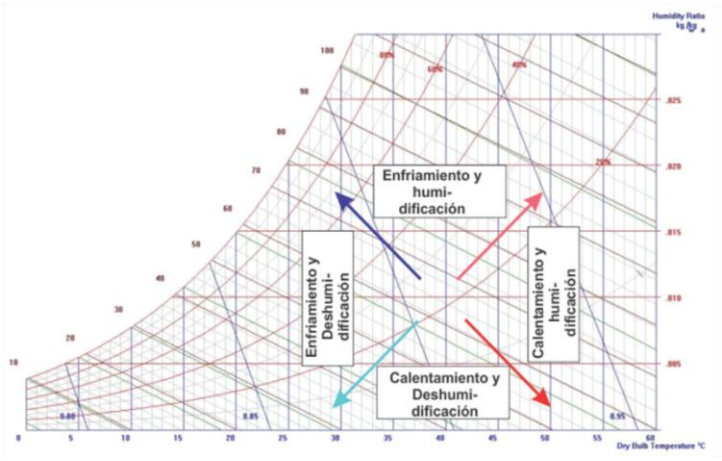
Tabla 9. Condiciones del aire en diferentes ciudades del país (SI).

Ciudad	Altura sobre el nivel del mar (m)	P. atmosférica (pa)	Cte_S (SI) (Kcal/m^3 ºC)	Cte_L (SI) (Kcal/m^3)
Bogotá	2640	74661	0,2171	532,1
Bucaramanga	959	96659	0,2811	690,9
Cartagena	2	101325	0,2947	724,7

Fuente: Autores.

7.4.2.3 Procesos combinados de calor sensible y calor latente. Existen diferentes procesos en los cuales se combinan calentamiento y enfriamiento con procesos de humidificación y deshumidificación para mantener las condiciones deseadas en un lugar como los vistos en la figura 69:

Figura 69. Procesos combinados de calor sensible y latente en el diagrama psicrométrico.



Fuente: Autores

7.4.3 Análisis termodinámico de los procesos que sufre el aire. Los procesos del acondicionamiento del aire requieren normalmente encontrar los flujos de energía latente y sensible requeridos para cambiar el estado del aire de una condición inicial expresada en términos de su temperatura de bulbo seco y su humedad a una condición final también especificada a través de las mismas variables.

Para el análisis de estos procesos se pueden presentar dos casos:

- Cuando se conoce el estado inicial y final del aire y se busca la energía requerida para realizar el proceso.

- Cuando se conoce el estado inicial y la energía del proceso y se requiere conocer el estado final del aire.

Los métodos utilizados para resolver ese tipo de problemas se pueden clasificar como:

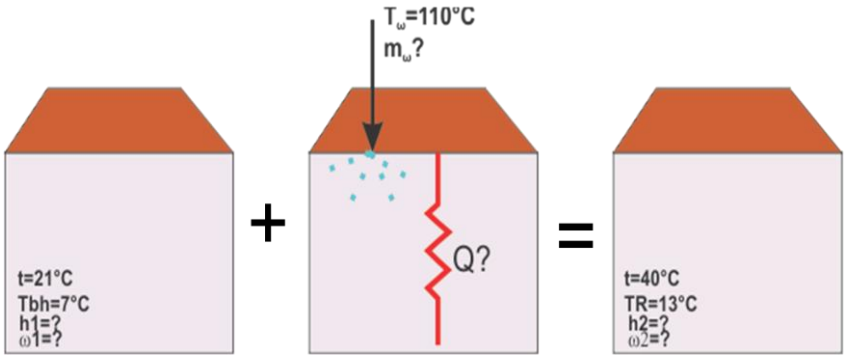
7.4.3.1 Método analítico: Aplicación directa de la primera ley de la termodinámica y la ley de la conservación de la masa.

7.4.3.2 Método simplificado: Aplicación de herramientas graficas que permiten definir los estados del aire y la aplicación de ecuaciones simplificadas para la cuantificación del calor sensible y el calor latente.

EJEMPLO 2.

Análisis termodinámico para un proceso de adición de calor y humedad a una corriente de aire húmedo. Aire húmedo en un recinto a 21°C de bulbo seco y 7°C de bulbo húmedo se va a procesar hasta una temperatura de bulbo seco de 40°C y de punto de rocío de 13°C mediante calentamiento y adición de vapor saturado a 110°C. La rata de flujo de aire seco es de 100Kg/ min. Encontrar el gasto de vapor de agua y la rata de calor requerida.

Figura 70. Esquema para el proceso de adición de calor y humedad a una corriente de aire húmedo.



Fuente: Autores.

Solución.

MÉTODO ANALÍTICO

- Determinar la humedad absoluta del punto inicial (ω_1), según las tabla para agua saturada

Tabla 10. Fragmento de la tabla de propiedades del agua saturada.

PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA Tabla de presión	
P^*, Pa	h'', kJ/kg
1001	2485

Fuente: MARADEY Juan Francisco, tablas de saturación. Termodinámica aplicada

$$\omega^*_{@\ tbh} = 0{,}622.\frac{1001}{101325-1001} = 0.00621,$$

$$\omega_1 = \frac{2485.0{,}00621-14}{2485+1.82.14} = 0.00057$$

- Determinar la humedad absoluta del punto final (ω_2): La humedad en este punto será igual a la humedad de saturación correspondiente a la temperatura del punto de rocío. De las tablas:

Tabla 11. Fragmento de la tabla de las propiedades del agua saturada.

PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA Tabla de presión	
T,°C	P^*, Pa
13	1497

Fuente: MARADEY Juan Francisco, tablas de saturación. Termodinámica aplicada

$$\omega_2 = 0{,}622.\frac{1497}{101325-1497} = 0{,}00933$$

❖ Determinar la entalpia del punto inicial y final (h_1) y (h_2): De las tablas:

Tabla 12. Fragmento de la tabla de las propiedades del agua saturada.

ROPIEDADES DEL AGUA SATURADA Tablas de temperatura	
T,°C	h^*, kJ/kg
21	2539
40	2574
110	2691

Fuente: MARADEY Juan Francisco, tablas de saturación. Termodinámica aplicada

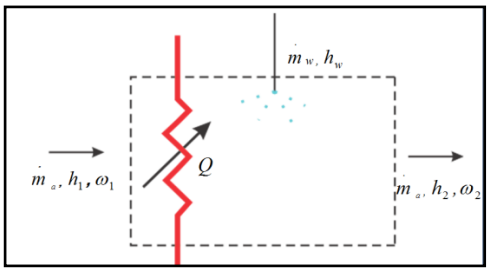
$$h = t + \omega.h^*_{@t}$$

$$h_1 = 21 + 0{,}00057.2539 = 22{,}4kJ/kg$$

$$h_2 = 40 + 0{,}00933.2574 = 64kJ/kg$$

❖ Balance de masa para determinar el gasto de vapor de agua requerido:

Figura 71. Volumen de control del proceso.



Fuente: Autores.

$$\dot{m}_a\,\omega_1 + \dot{m}_\omega = \dot{m}_a\,\omega_2$$

$$\dot{m}_\omega = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) = 100.60(0{,}00933 - 0{,}00057)$$

$$\dot{m}_\omega = 52{,}6\ kg/h$$

❖ Con un balance de energía se determinara el flujo de calor requerido:

$$\dot{Q} + \dot{m}_{\omega}\, h_{\omega} = \dot{Q}_a$$

$$\dot{Q} + \dot{m}_{\omega}\, h_{\omega} = \dot{m}_a\, h_2 - \dot{m}_a\, h_1$$

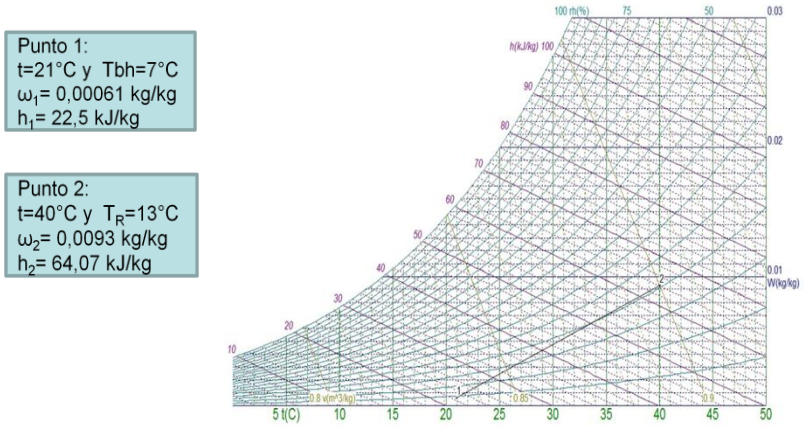
$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) - \dot{m}_{\omega}\, h_{\omega} = 100.60(64 - 22{,}4) - 52{,}6.2691$$

$$\dot{Q} = 108053 kJ/h$$

POR EL MÉTODO SIMPLIFICADO.

❖ Trazamos los puntos inicial y final sobre la carta psicrométrico para determinar la humedad absoluta y entalpia en los dos estados.

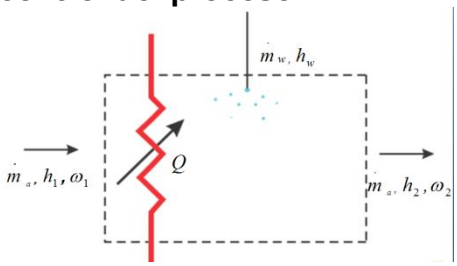
Figura 72. Puntos iníciales y finales del proceso sobre el diagrama psicrométrico.



Fuente: Carta psicrométrico

❖ Balance de masa para determinar el flujo de vapor requerido:

Figura 73. Volumen de control del proceso.



Fuente: Autores

$$\dot{m}_{\omega} = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{\omega} = 100\,.\,60(0{,}0093 - 0{,}00061) = 52{,}14\ kg/h$$

❖ Determinar la rata de calor requerida con un balance de energía del proceso.

$$\dot{Q} + \dot{m}_{\omega}\, h_{\omega} = \dot{Q}_a\,, \qquad \dot{Q} + \dot{m}_{\omega}\, h_{\omega} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_L$$

$$G = 100\ Kg/\,min\,.\frac{1}{1{,}2 kg/m^3}.\frac{60\ min}{1\ h} = 5000\ m^3/h$$

$$\dot{Q}_s = Cte_s\,.\,G\,.\,\Delta. \;= 0{,}29\,.\,5000\,.\,(40 - 21)\,.\,4{,}1868$$

$$\dot{Q}_s = 115346.34\ kJ/h$$

$$\dot{Q}_L = Cte_L \times G \times (w_2 - w_1) = 724{,}7\,.\,5000\,.\,(0{,}0093 - 0{,}00061)\,.\,4{,}1868$$

$$\dot{Q}_L = 131834.85\ kJ/h$$

$$\dot{Q} = 115346.34 + 131834.85 - (52{,}14\,.\,2691) = 105635\ kJ/h$$

7.4.4 Análisis por el método del factor de calor sensible de los procesos que sufre el aire. El factor de calor sensible (SHF): Se define en la ecuación 7.8 como la razón aritmética del calor sensible y el calor total. El calor total es la suma del calor sensible y el calor latente.

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH} \qquad (7.8)$$

donde:

$SH = Calor\ sensible$

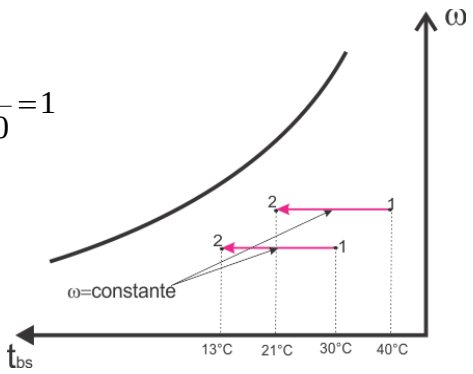
$LH = Calor\ latente$

$TH = Calor\ total$

El análisis por el método del factor de calor sensible es de fácil aplicación para determinar el estado final de un proceso cuando se conoce el estado inicial y la energía requerida para el proceso.

Figura 74. Proceso puramente sensible.

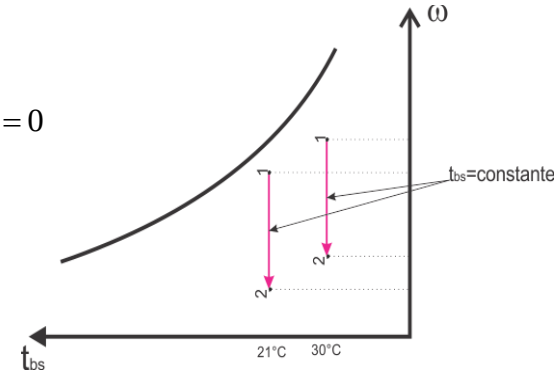
$$SHF = \frac{SH}{SH + 0} = 1$$



Fuente: Autores.

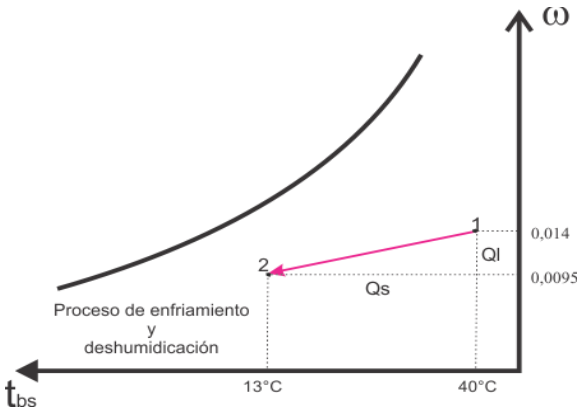
Figura 75. Proceso puramente latente.

$$SHF = \frac{0}{0 + LH} = 0$$



Fuente: Autores.

Figura 76: Proceso combinado.



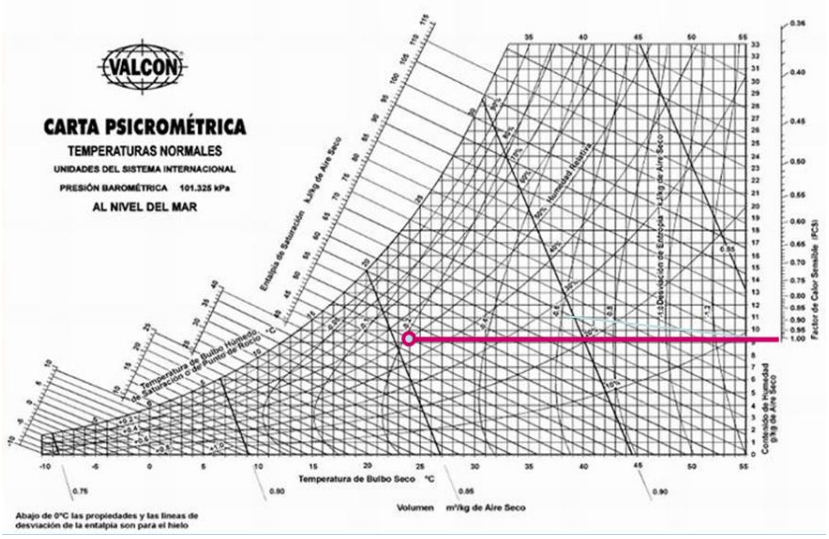
Fuente: Autores.

En los procesos puramente sensibles (figura 74), el factor de calor sensible será igual a uno pero en los procesos puramente latentes, (figura 75), el factor será igual a cero. En un proceso de aire acondicionado donde los cambios de

calor latente y sensible son diferentes de cero, (figura 76), se puede concluir que todos los procesos que tengan el mismo SHF serán rectas paralelas en la carta psicométrica.

Para facilitar el uso de del factor de calor sensible como herramienta de análisis en Aire acondicionado se construyen cartas psicrométricas con una escala auxiliar de factores de calor sensible referenciada a un estado particular, normalmente 24°C y 50% de ϕ.

Figura 77. Carta psicrométrica en el sistema internacional SI.



Fuente: VACON, Carta psicrometríca [en línea] visto el 15-02-11 disponible en internet: http://www.operacion-unitaria-humidificacion.shtml

7.5 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar de acuerdo a diversos criterios:

- Por el tipo fluido que lleva a cabo el enfriamiento: (aire, agua, refrigerante.).

- Por las temperaturas de los ambientes a acondicionar: (zona simple, zona múltiple).

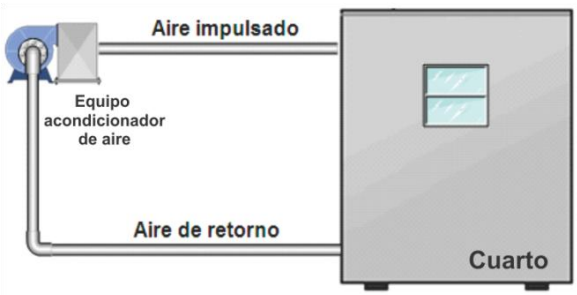
❖ Por la integración de los distintos componentes: (Sistemas Split, compactos, auto contenidos etc.).

❖ Por la renovación del aire que se introduce al espacio a acondicionar.

7.5.1 Sistemas de aire acondicionado basados en la renovación del aire. Los diferentes sistemas de renovación de aire son:

7.5.1.1 Sistema sin renovación de aire. Estos sistemas se emplean generalmente cuando se requieren temperaturas bastante bajas y no es de gran importancia la calidad del aire, siendo estos sistemas los más económicos.

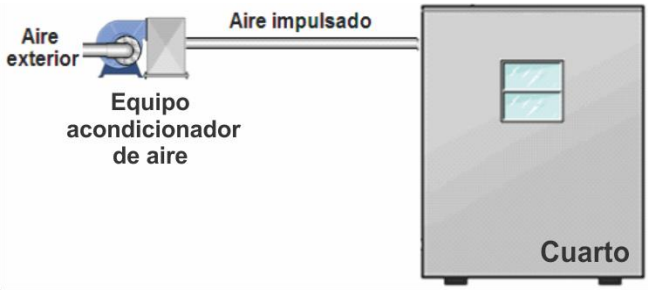
Figura 78. Sistema sin renovación de aire.



Fuente: Autores.

7.5.1.2 Sistema con renovación total de aire. Estos sistemas se emplean cuando se requiere aire muy limpio, por lo general en hospitales, salas de operación.

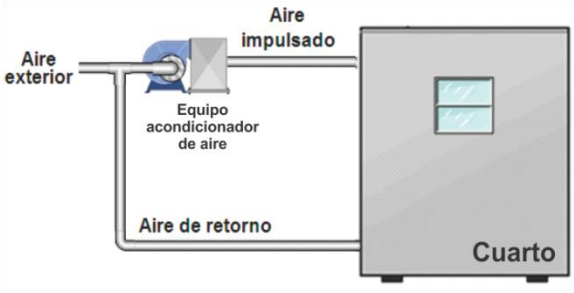
Figura 79. Sistema con renovación total de aire.



Fuente: Autores.

7.5.1.3 Sistemas con renovación parcial de aire. Estos sistemas son los más comunes y se emplean para tener un balance entre calidad del aire y economía.

Figura 80. Sistemas con renovación parcial de aire.



Fuente: autores.

7.5.2 Análisis de los sistemas de aire acondicionado. El objetivo del análisis de los sistemas de aire acondicionado es la selección de la unidad manejadora de aire (UM), capaz de evacuar el calor total del sistema. En conclusión encontrar una unidad manejadora que ofrezca la capacidad de retirar la carga total requerida por el sistema.

$$Q_{ofrecida} = Q_{requerida} \qquad (7.9)$$

7.5.2.1 Capacidad requerida. Esta capacidad corresponde a los requerimientos de calor impuestos por el sistema los cuales dependen de:

- La cantidad de calor generada en el local producto de las fuentes internas. (Calor sensible (RSH) y calor latente (RLH))

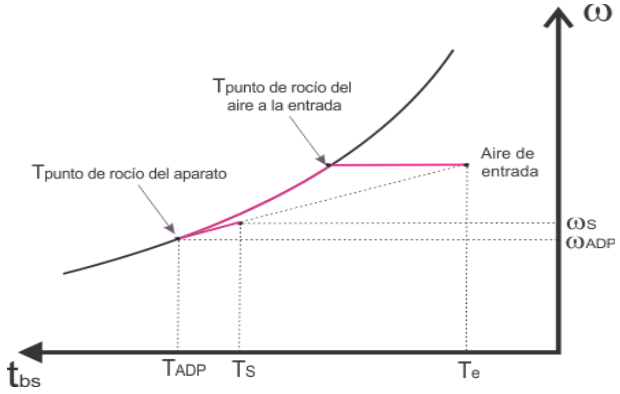
- La carga sensible y latente impuesto por el aire exterior requerido para ventilación. (OALH).

- Otras ganancias producto de fugas, perdías en los ductos etc.

7.5.2.2 Capacidad ofrecida. Esta capacidad corresponde a la cantidad de calor que es capaz de retirar efectivamente la unidad manejadora y depende de la eficiencia de su intercambio de calor. Durante el proceso de enfriamiento en una unidad manejadora, el aire se pone en contacto con la superficie de los tubos de la unidad, los cuales están a una temperatura inferior a la temperatura del punto de rocío del aire a la entrada, por lo tanto se producirá una condensación parcial de la humedad del aire sobre la superficie de los tubos.

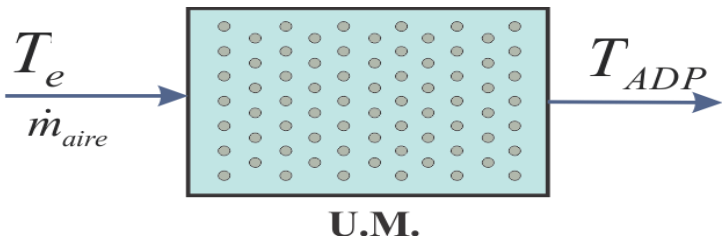
Teóricamente si la velocidad (caudal) del aire fuera baja y la unidad tuviesen un número de filas elevado la salida del aire a enfriar estaría saturado a una condición de temperatura de punto de rocío más baja o igual a la temperatura de superficie de los tubos. Esta temperatura teórica se denomina temperatura de punto de rocío del aparato (t_{adp}) (ver figuras 82 y 83). Para poder definir la capacidad de la unidad manejadora se deben tener claros conceptos como:

Figura 81. Línea de proceso del serpentín en el diagrama psicométrico.



Fuente: Autores.

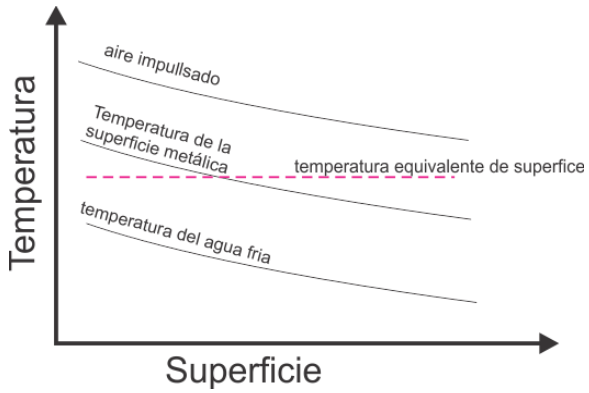
Figura 82. Proceso del serpentín.



Fuente: Autores.

- **Temperatura equivalente de superficie (T_{ADP}):** La temperatura del punto de rocío del aparato es variable de un punto a otro. No obstante se puede suponer una temperatura media de superficie (ver figura 83), la cual si se considera constante en toda la superficie del evaporador daría lugar a las mismas condiciones de la temperatura real variable de salida la cual se le da el nombre de temperatura equivalente de superficie o ADP la cual se utilizara para determinar el caudal de aire y elegir el equipo más económico.

Figura 83. Temperatura equivalente de superficie.



Fuente: Autores.

- **Factor de bypass (Bp):** Si el número de filas de la unidad manejadora es finito y la velocidad del aire es relativamente alta la condición de salida del aire, T_S no alcanzara la temperatura T_{ADP}.

  La medida del grado de acercamiento de T_S con T_{ADP} es relativa al cambio máximo posible de la temperatura del aire a su paso por la unidad manejadora (T_e-T_{ADP}) se denomina FACTOR DE BYPASS (Bp) y se determina con la ecuación 7.10:

$$BF = \frac{T_s - T_{adp}}{T_e - T_{adp}} = \frac{\omega_s - \omega_{adp}}{\omega_e - \omega_{adp}} \qquad (7.10)$$

  El Bp da un índice de la eficiencia con que se realizan los intercambios térmicos entre la superficie de contacto y el aire. Este factor es función de la configuración geométrica y de la extensión de la superficie de contacto. Algunos valores medidos de los factores de bypass para ciertas

aplicaciones y determinadas condiciones el serpentín están provistos en las tablas siguientes:

Tabla 13. Valores usuales de los factores de BP para serpentines con aletas a diferentes velocidades del aire.

Profundidad de la del serpentín (filas)	sin pulverización aletas por pulgada		con pulverización aletas por pulgadas	
	8	14	8	14
	Velocidad (m/seg)			
	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5
2	0,42-0,45	0,22-0,38		
3	0,27-0,40	0,10-0,23		
4	0,19-0,30	0,05-0,14	0,12-0,22	0,03-0,10
5	0,12-0,23	0,02-0,09	0,08-0,14	0,01-0,08
6	0,08-0,18	0,01-0,06	0,06-0,11	0,01-0,05
8	0,03-0,08		0,02-0,05	

Fuente: Carrier; Manual de aire acondicionado.

Tabla 14. Valores usuales de BP para las aplicaciones más frecuentes del acondicionamiento de aire.

factor de bypass	Tipo de aplicación	Ejemplo
0,30-0,50	Balance térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
0,20-0,30	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño o algo mayor pero con pequeño SHF	Tiendas pequeñas Fábricas
0,10-0,20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes banco, fábricas
0,05-0,10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tienda grande, Restaurante, fábrica
0-0,10	Funcionamiento con aire fresco total	Hospital, Quirófano, fábrica

Fuente: Carrier; Manual de aire acondicionado.

7.5.3 Análisis de los procesos para la selección de la unidad manejadora.

Para garantizar que los requerimientos del sistema sean retirados exactamente

por la UM, la cantidad de flujo de aire a circular por este debe ser tal que:

- La UM entregue el aire a una condición de temperatura T_i cuando este entra a T_m.

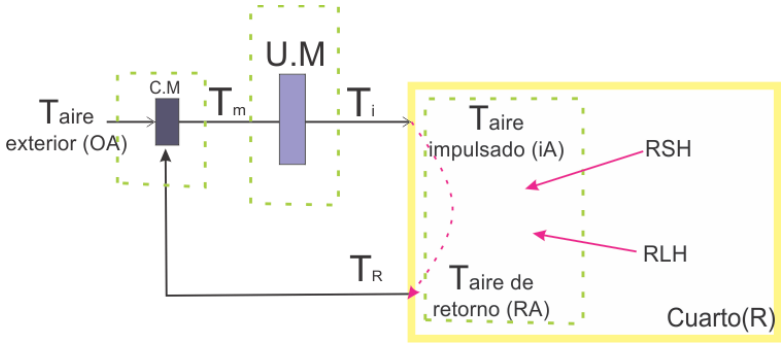
- El aire a esta condición debe calentarse debido al calor sensible del cuarto hasta máximo una temperatura T_R.

- El aire de retorno a T_R al mezclarse con el aire exterior debe lograr una temperatura T_m.

De acuerdo a la consideración previa, la relación entre los diferentes estados termodinámicos del aire se puede establecer mediante los balances de masa y energía de los componentes principales del sistema de acondicionamiento del ciclo continúo como el que se observa en la figura 84.

Comprender estos tres procesos es clave para la selección del sistema adecuado. En el tema anterior se analizo el proceso que ocurre en la unidad manejadora ahora hace falta comprender el proceso que ocurre dentro del cuarto y la caja de mezcla.

Figura 84. Ciclo estable continúo del proceso.

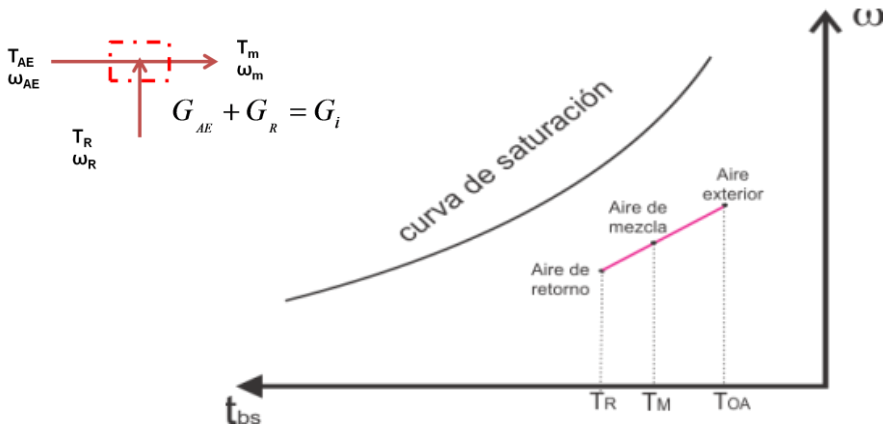


Fuente: Autores.

7.5.3.1 Proceso en la caja de mezcla. En la caja de mezcla el aire de retorno se mezcla con el aire exterior para producir el aire de mezcla que

entrara a la unidad manejadora para ser procesado antes de entrar al cuarto.

Figura 85. Proceso en la caja de mezcla con representación en la carta psicrométrico.



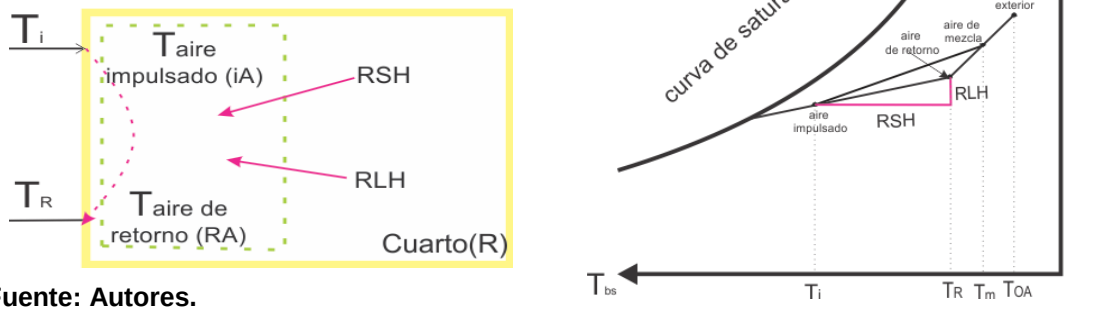
Fuente: Autores.

La temperatura de mezcla se puede determinar analizando el volumen de control de la caja de mezcla como el que se muestra en la figura 85. Con lo que se obtiene la ecuación 7.11 de la temperatura de mezcla.

$$Cte_s G_{AE}.T_{AE} + Cte_s.G_R.T_R = Cte_s.G_i.T_m$$
$$G_{AE}.T_{AE} + (G_i - G_{AE})T_R = G_i.T_m$$
$$G_{AE} \cdot (T_{AE} - T_R) = G_i \cdot (T_m - T_R)$$
$$T_m = T_R + \frac{G_{AE}}{G_i} \cdot (T_{AE} - T_R), \qquad (7.11)$$

7.5.3.2 Proceso en el cuarto. Al cuarto entra el aire impulsado o de salida de la unidad manejadora para contrarrestar las ganancias latentes y sensibles de este.

Figura 86. Volumen de control del proceso en el cuarto y su representación en la carta psicrométrico.



Fuente: Autores.

Las ganancias latentes o de humedad y las ganancias sensibles o de temperatura como se observa en la figura 86 están representadas por las ecuaciones 7.12 y 7.13.

$$RSH = 1{,}1 \cdot CFM(t_R - t_i) \qquad (7.12)$$

$$RSH = 0{,}29 \cdot \frac{m^3}{hr}(t_R - t_i) \qquad (7.13)$$

7.5.4 Métodos de análisis para la selección de la unidad manejadora. Los datos requeridos para los procesos de selección de la UM son dependientes de:

- El espacio a acondicionar: RSH, RLH, T_{bs} del cuarto y ϕ de confort.

- El espacio exterior: T_{AE}, ϕ_{AE}, CFM_{AE}

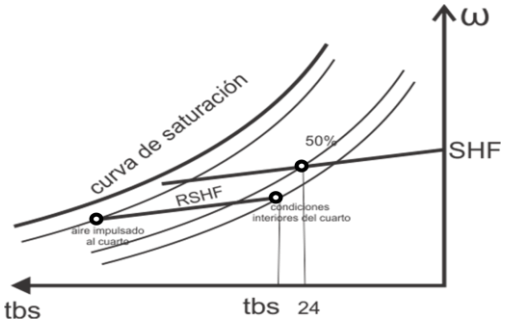
Los métodos de análisis para seleccionar una unidad manejadora que cumpla con los requerimientos del espacio a acondicionar son:

7.5.4.1 Método iterativo para seleccionar una unidad manejadora. Pasos a seguir:

- Ubicar las condiciones del aire del local y el aire exterior conocidos sobre el diagrama psicométrico, ver la figura 87.

- Calcular el factor de calor sensible del cuarto y trazar la línea en el diagrama psicrométrico que pase por las condiciones del aire del local, ver figura 87.

Figura 87. Línea del cuarto en el diagrama psicrométrico.



Fuente: Autores.

- Determinar el caudal para compensar las ganancias latentes y sensibles del cuarto, partiendo de un proceso iterativo que inicia por asumir la diferencia T_R-T_i hasta calcular T_i.

$$CFM = \frac{RSH}{1.08 \times (t_R - t_i)}, \qquad \frac{m^3}{hr} = \frac{RSH}{0.29 \times (t_R - t_i)}$$

- Determinar la condición de mezcla

$$T_m = T_R + \frac{G_{AE}}{G_i} . (T_{AE} - T_R), \qquad \omega_m = \omega_R + \frac{\omega_{AE}}{\omega_i} . (\omega_{AE} - \omega_R)$$

- Calcular las cargas latentes y sensibles del aire exterior

$$OASH = Cte_s \times G \times (T_{OA} - T_R) \qquad OALH = Cte_L \times G \times (w_{OA} - w_R)$$

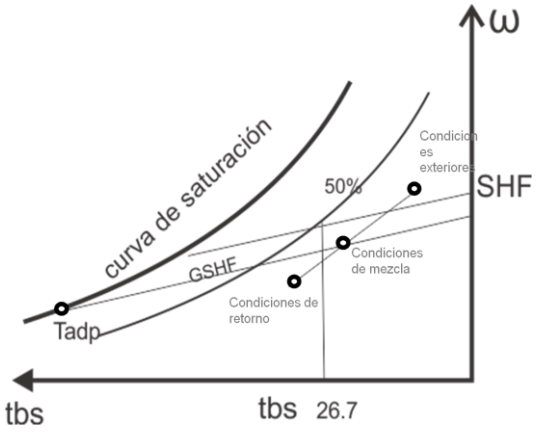
- Calcular el factor de calor sensible total (GFSH) y trazar la línea en el diagrama psicrométrico (ver figura 88) que pase por las condiciones de

mezcla hasta la línea de saturación donde encontramos la temperatura ADP.

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

$$TSH = RSH + OASH$$
$$TLH = RLH + OALH$$

Figura 88. Línea de la caja de mezcla.



Fuente: Autores.

- Determinar el Bp psicrométrico y comprobar que la unidad seleccionada debe además de manejar el flujo de aire impulsado y absorber las cargas latentes y sensibles debe tener el mismo Bp ofrecido por la unidad, para que cumpla con los requerimientos del sistema.

$$Bp_{psi} = \frac{T_{i-}T_{ADP}}{T_m - T_{ADP}}$$

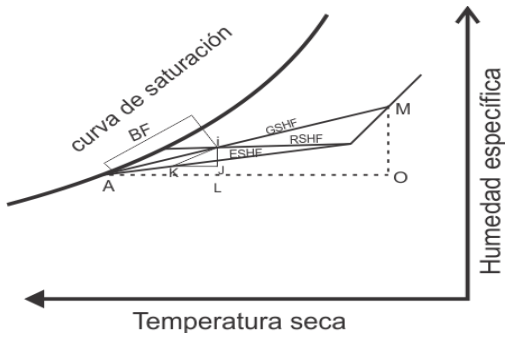
Si el Bp psicrométrico no es igual al Bp ofrecido se prueba asumiendo otra Ti repitiendo el proceso hasta encontrar que:

$$Bp_{psi} = Bp_{unidad}$$

7.5.4.2 Método iterativo para seleccionar una unidad manejadora. El ESHF se define como las ganancias efectivas sensibles del local. Estas

ganancias efectivas sensibles son iguales a la suma de las ganancias del local aumentadas en las cantidades de calor sensible y latente correspondientes al caudal que pasa por el serpentín sin que su estado se modifique y cuyo porcentaje viene dado por el factor de bypass. El flujo de aire impulsado al cuarto se puede determinar asumiendo el Bp de la unidad y con ayuda de la carta psicrometríca.

Figura 89. Bp en la carta psicrometríca.



$$\frac{Ai}{AM} = \frac{iJ}{OALH} = \frac{KJ}{OASH} = \frac{AL}{AO} = Bp$$

$$AJ = Bp.OALH$$

$$KJ = Bp.OASH$$

$$Pendiente\ \ linea\ R\vec{K}$$

$$ERHF = \frac{RSH + Bp.OASH}{RSH + Bp.OASH + RLH + Bp.OALH}$$

Fuente: Autores.

Teniendo en cuenta que el ERHF está dado por la ecuación 7.14 el flujo de aire total requerido será el descrito en la ecuación 7.15.

$$ERHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} \qquad (7.14)$$

$$ERSH = RSH + Bp.OASH$$

$$ERSH = CTE_S.G(T_R - T_i) + Bp.CTE_S.G(T_M - T_R),\ Bp(T_M - T_R) = T_i - T_K$$

$$ERSH = CTE_S.G(T_R - T_i + T_i - T_K),\qquad T_R - T_K = (1 - Bp)(T_R - T_{ADP})$$

$$G = \frac{ERSH}{CTE_S(1 - Bp)(T_R - T_{ADP})} \qquad (7.15)$$

Pasos a seguir:

- Asumir un Bp, (Ver tabla 13 y 14).

- Calcular el calor sensible y latente del aire exterior.

$$OASH = Cte_s \times G \times (T_{OA} - T_R) \qquad OALH = Cte_L \times G \times (w_{OA} - w_R)$$

- Calcular el calor sensible y latente efectivo.

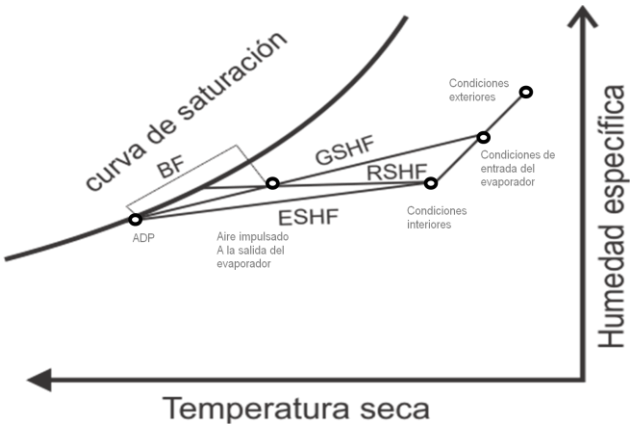
$$ERSH = RSH + BF.OASH \qquad ERLH = RLH + BF.OALH$$

- Calcular el factor de calor sensible efectivo:

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

- Encontrar la temperatura ADP en la carta psicrométrico (ver figura 90) y si la línea ESHF no corta con la línea de saturación es porque la unidad no es capaz con la carga entonces se disminuye el calor sensible o latente del aire exterior.

Figura 90. Proceso de enfriamiento en la carta psicrometríca.



Fuente: Autores.

- Calcular el flujo de aire impulsado:

$$G = \frac{ERSH}{CTE_S(1 - Bp)(T_R - T_{ADP})}$$

7.6 PSICROMÉTRIA DEL CONTROL DE CARGA PARCIAL

El equipo necesario para mantener las condiciones correctas en el local se selecciona normalmente para funcionamiento con carga máxima aunque esta situación se presente pocas veces ya que la mayoría del tiempo los equipos funcionan bajo carga parcial. Para un óptimo funcionamiento de los equipos la instalación de acondicionamiento debe poder adaptarse a esas variaciones y

mantener el ambiente a los valores prefijados de humedad y temperatura denominados set-point.

Se tiene dos posibles variables a modificar: La temperatura y el caudal circulante. Por ello, existen dos tipos de sistemas básicos de distribución[28].

7.6.1 Sistemas de volumen constante y temperatura variable. Un sistema de volumen constante sometido a condiciones de carga parcial, es decir a un RSH más bajo, producirá una disminución de la temperatura del aire en el cuarto respecto a la temperatura que habría en este a carga máxima es decir la temperatura de confort. Un ejemplo de esto es el siguiente.

$$RSH = 0{,}29.\frac{m^3}{h}.(T_R - T_i)$$

$$ejm: \qquad \Delta t = T_R\text{-}T_i$$

$$carga\ máxima \quad 10 = 24 - 14$$

$$carga\ parcial \quad 8 = 22 - 14$$

Para mantener la temperatura de confort en el cuarto lo que se varía es la temperatura de impulsión al cuarto, siendo este un sistema de temperatura variable y caudal constante (Ver figura 91). Un ejemplo de esto es el siguiente[29]:

$$RSH = 0{,}29.\frac{m^3}{h}.(T_R - T_i)$$

$$ejm: \qquad \Delta t = T_R\text{-}T_i$$

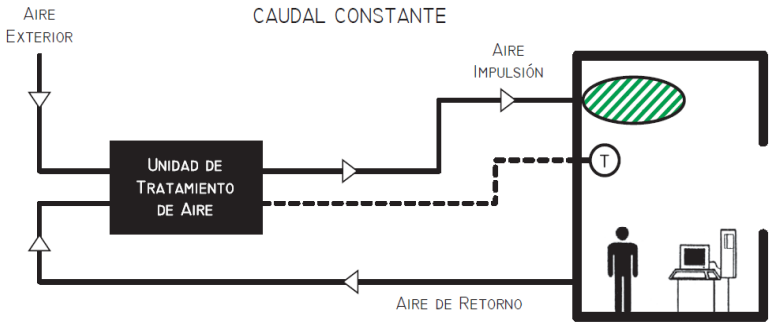
$$carga\ maxima \quad 10 = 24 - 14$$

$$carga\ parcial \quad 8 = 24 - 16$$

[28] [28]Psicrometría., [en línea], Disponible en internet: http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_13.pdf

[29] **QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.**

Figura 91. Sistemas de volumen constante y temperatura variable.

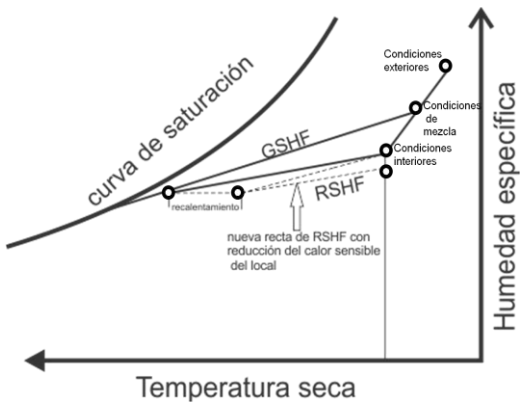


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

Para controlar que la temperatura del local permanezca constate se ubica un termostato en el local, el cual actúa sobre la unidad de tratamiento de aire, a fin de variar la temperatura de impulsión del aire. Los métodos más empleados para lograr el objetivo de regulación de la temperatura de impulsión a los ambientes son:

7.6.1.1 Control de recalentamiento. En ocasiones es necesario un proceso de recalentamiento después del serpentín de enfriamiento, recalentando el aire frio antes de entregarlo al recinto. Esto parece confuso pero es necesario para dar al aire de suministro las condiciones satisfactorias de humedad del local como puede ser el caso en una sala de cómputo.

Figura 92. Control de recalentamiento en el diagrama psicrométrico.

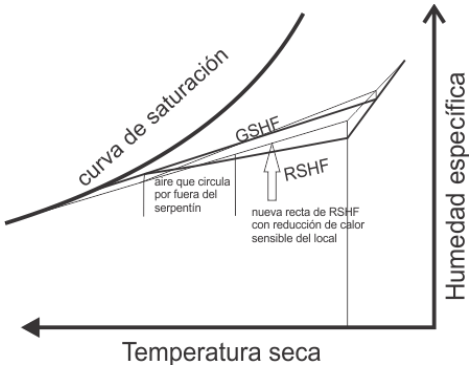


Fuente: Autores.

7.6.1.2 Control bypass. Este control mantiene la temperatura seca dentro del local mediante la modulación de la cantidad de aire a enfriar desviando algo de aire de retorno para que no pase por el serpentín, el cual puede ser; solamente aire de retorno o aire de mezcla (retorno y aire nuevo), de las dos soluciones es mejor el by-pass de solamente aire de retorno para evitar el ingreso de aire sin tratar.

En los casos de carga máxima la persiana de bypass debe estar completamente cerrada. Al disminuir la carga sensible del local un termostato en contacto con el aire de retorno provoca la apertura progresiva de la persiana de bypass accionada por servomotor.

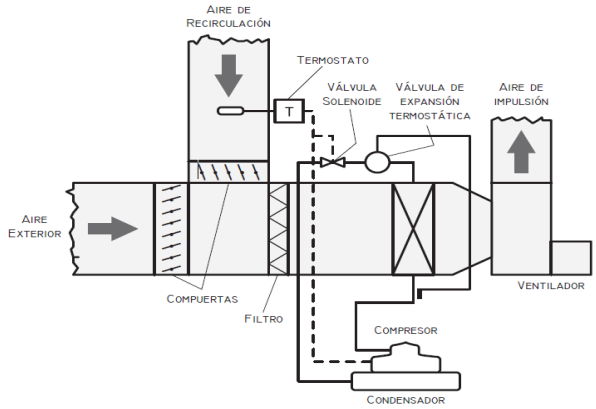
Figura 93. Control de Bypass en el diagrama psicrométrico.



Fuente: Autores.

7.6.1.3 Control todo o nada. Este tipo de regulación todo o nada es el más elemental y típico en los equipos con serpentines de expansión directa. La instalación alterna los períodos de marcha (en los que suministra el máximo de potencia) con los de parada del compresor (en los que no tiene lugar ningún proceso de enfriamiento y deshumidificación). Durante los períodos de parada, el aire exterior que penetra en el sistema no es deshumidificado así como el aire de retorno y la condensación que se forma sobre la batería se vuelve a evaporar, por lo que se produce siempre una elevación de la humedad relativa ambiente. Por ello, solo es aceptable este sistema de regulación en locales con factores de calor sensible elevados, pocas personas y moderados porcentajes de aire exterior.

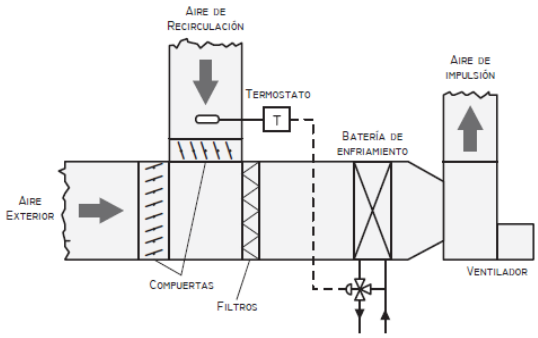
Figura 94. Control todo o nada en el sistema AA.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

7.6.1.4 Control del caudal de agua enfriada. En los sistemas de expansión indirecta con unidades enfriadoras de agua, se puede regular el caudal de agua generalmente mediante una válvula de tres vías modulante en función de un termostato en el conducto de retorno, de manera de ajustar la temperatura de impulsión en condiciones de carga parcial. Con este tipo de regulación el caudal de aire que atraviesa el serpentín es constante variando la temperatura efectiva de la superficie de la misma, tendiendo a aumentar al disminuir la carga, por lo que la deshumectación va disminuyendo paralelamente y si la carga latente del ambiente se mantiene constante en cargas parciales, la humedad relativa de los ambientes tiende a aumentar, no permitiendo un control de la misma.

Figura 95. Control del caudal de agua enfriada.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

7.6.2 Sistemas de volumen de aire variable y temperatura constante. Este sistema de regulación, se basa en disminuir el caudal de aire enviado por el sistema en función de la reducción de las cargas, manteniendo constante tanto T_R como T_i. Estos sistemas son conocidos como los sistemas de volumen de aire variable, o más comúnmente sistemas VAV.

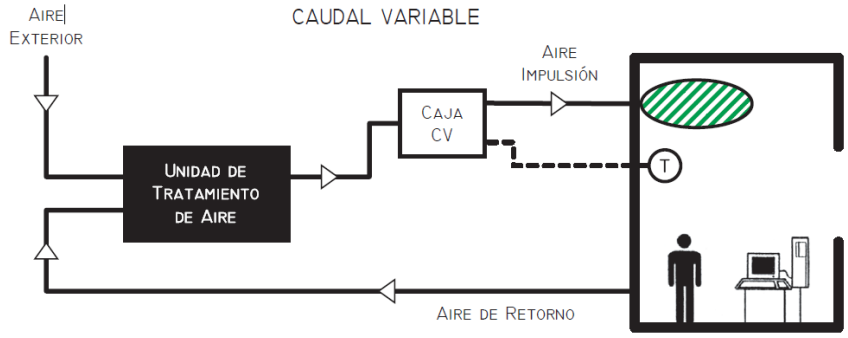
$$RSH = 0{,}29.\frac{m^3}{h}.(T_R - T_i)$$

$$ejm: \qquad \Delta t = cte$$

$$c\arg a \ \max ima \quad \frac{m^3}{h} = \uparrow$$

$$c\arg a \ parcial \quad \frac{m^3}{h} = \downarrow$$

Figura 96. Sistema de volumen de aire variable y temperatura constante.

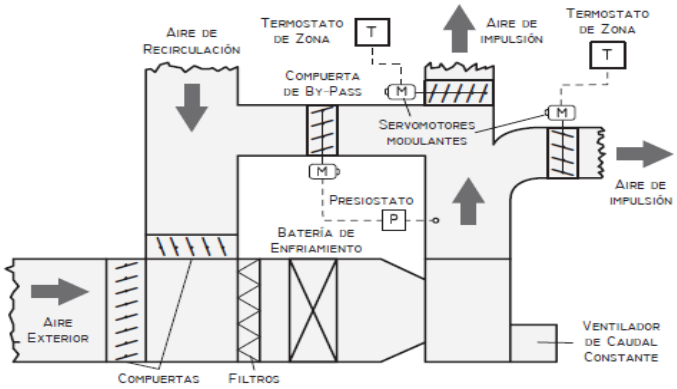


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

Para trabajar a cargas parciales con los sistemas VAV y mantener las condiciones correctas en el local se puede emplear:

- **Ventilador de caudal constante con persianas by-pass de recirculación:** Para los sistemas de VAV con ventilador de caudal constante se debe emplear un Bypass de recirculación para liberar el flujo no requerido en las zonas cuando se reduce la capacidad del sistema.

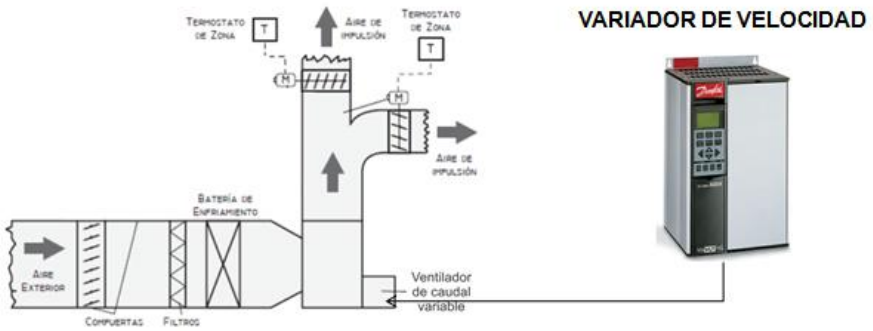
Figura 97. Sistema con ventilador de caudal constante con persianas by-pass de recirculación.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

- **Ventilador de caudal variable mediante la regulación de la velocidad de giro**: Para evitar la recirculación del flujo por medio de compuertas de bypass se emplean ventiladores con variadores de velocidad, los cuales reciben la señal del control principal del sistema para variar la velocidad de giro en el ventilador.

Figura 98. Sistema con ventilador de caudal variable mediante la regulación de la velocidad de giro.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.92.

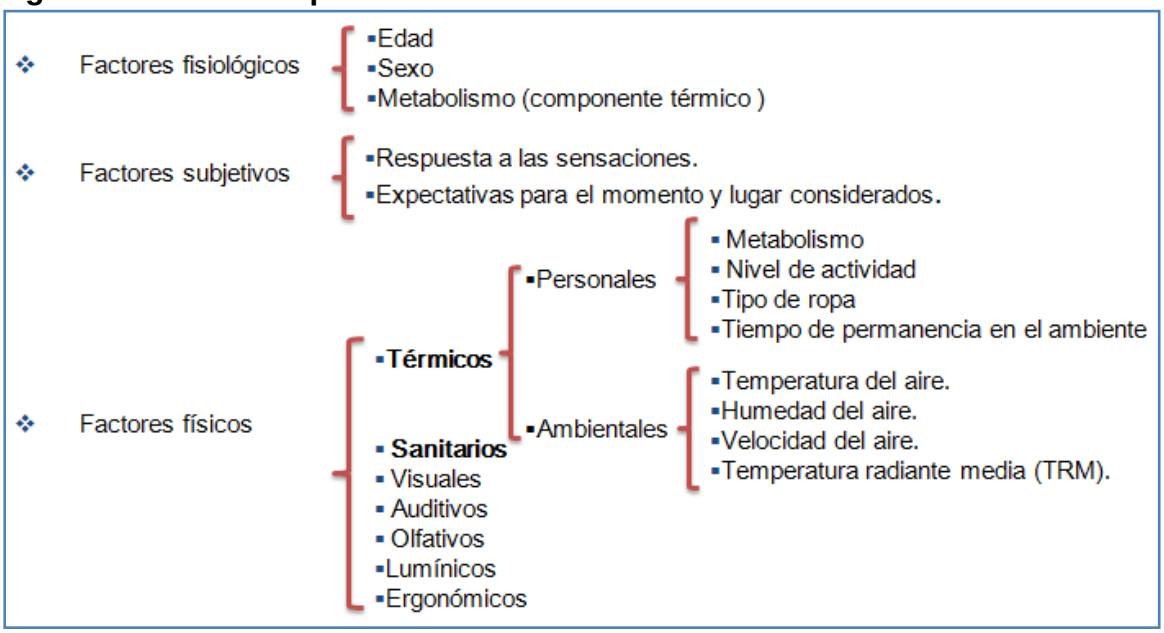
Capitulo 8
CONFORT Y CALIDAD DEL AIRE INTERIOR

8 CONFORT

Es un estado de completo bienestar físico, mental y social que se percibe en un ambiente determinado. La satisfacción con el ambiente se logra cuando las "expectativas" del sujeto, sobre ese ambiente, son semejantes a condiciones ya experimentadas.

El confort, así definido depende de:

Figura 99. Factores que determinan el confort



Fuente: Los autores

8.1 FACTORES FISIOLOGICOS

Edad y sexo. Factores como la edad de las personas o su sexo afectan en principio la percepción del entorno térmico, fundamentalmente por las variaciones en la producción metabólica que experimentan. En términos generales, las personas de sexo femenino y las de edad avanzada producen menos calor metabólico, haciendo que sean más propensas al frío y más lentas a adaptarse a condiciones térmicas cambiantes.

8.2 FACTORES SUBJETIVOS

Estudios han demostrado que existe relación entre las expectativas psicológicas ante determinado ambiente térmico o el clima en que se vive y la sensación de confort térmico.

Se ha constatado que los requerimientos de confort son más exigentes en ambientes con aire acondicionado que en ambiente simplemente ventilados.

Además la adaptación producto de la percepción de la información sensorial de las experiencias personales atenúa las expectativas con relación a determinado ambiente, llevando a una disminución de la intensidad con que se le percibe.

Por ejemplo los habitantes de climas tropicales se sienten confortables bajo condiciones que resultarían calurosas para habitantes de climas fríos.

8.3 FACTORES FÍSICOS

Existen varios factores físicos que influyen en el confort ver figura a. Factores como los térmicos y sanitarios son quizás lo que más se deben estudiar al momento de climatizar un espacio, aunque no son los únicos si nos darán la clave para lograr un ambiente de bienestar o de confort térmico. El confort térmico puede ser estudiado de dos maneras:

- Desde la perspectiva psicológica y subjetiva.

- Desde la perspectiva termofisiológica (Balance de calor).

8.3.1 Confort térmico desde la perspectiva psicológica y subjetiva. Es la condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico, la cual difiere de persona a persona.

8.3.2 Confort térmico desde la perspectiva termofisiológica (Balance de calor). Las condiciones de confort térmico, serán aquellas en las que se alcanza el equilibrio entre el calor generado por el cuerpo humano debido a su metabolismo y actividad, y el calor disipado al medio ambiente, de tal forma que la temperatura interna permanezca constante y no se produzca sensación de malestar o incomodidad.

El balance de calor alrededor del cuerpo se basa en la existencia de un equilibrio entre las ganancias y pérdidas térmicas del mismo.

El cuerpo gana calor por:

- Metabolismo
- Radiación del entorno
- Convección del aire
- Conducción

El cuerpo pierde calor por:

- Radiación del entrono
- Convección
- Respiración
- Trabajo externo
- Evaporación del sudor

- Conducción

8.3.3 Balance térmico alrededor del cuerpo. Debido al proceso metabólico, es necesario que el cuerpo humano disipe calor al ambiente, lográndose el estado ideal cuando hay un equilibrio entre la producción de calor y la emisión, es decir cuando el calor almacenado es nulo.

La ecuación para el balance térmico alrededor del cuerpo está determinada de la siguiente manera:

$$Q_d + Q_a = Q_m - W \qquad (8.1)$$

Q_d Calor disipado por el cuerpo W/m^2.
Q_a Calor almacenado W/m^2.
Q_m Calor metabólico W/m^2.
W Energía calórica equivalente al trabajo mecánico W/m^2

De acuerdo a la expresión (8.1):

$$Q_d = \pm R \pm C - E \pm C_{res} \pm E_{res} - E_d \pm C_{cond}$$
$$Q_a = A$$
$$Q_m = M$$

$$M \pm W \pm R \pm C - E \pm C_{res} \pm E_{res} - E_d \pm C_{cond} = A$$

Donde:

M Energía calórica producida por el organismo
W Trabajo mecánico desarrollado
R Intercambio de calor por radiación
C Intercambio de calor por convección
E Perdida de calor por evaporación del sudor

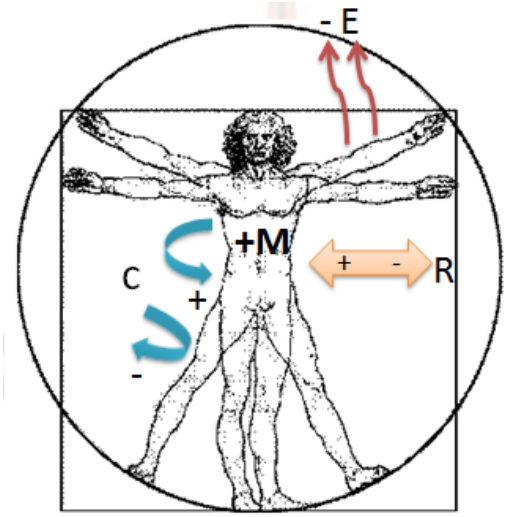
C_{res}	Intercambio de calor por convección respiratoria
E_{res}	Intercambio de calor por evaporación respiratoria
E_d	Perdida de calor por difusión del vapor en la piel
C_{cond}	Intercambio de calor por conducción
A	Ganancia o perdida de calor del cuerpo

En la práctica se pueden despreciar los intercambios por respiración y por conducción y, en determinadas situaciones el trabajo externo, teniendo en cuenta que en la mayor parte de las actividades su valor es bajo o nulo. De manera que la ecuación practica de balance térmico quedaría así:

$$M \pm R \pm C - E = A$$

Donde **A** seria el saldo final, es decir el calor acumulado (**si A>0**), o perdido (**si A<0**), en el organismo como consecuencia de un desequilibrio; y si (**A=0**) significa que existe un equilibrio térmico.

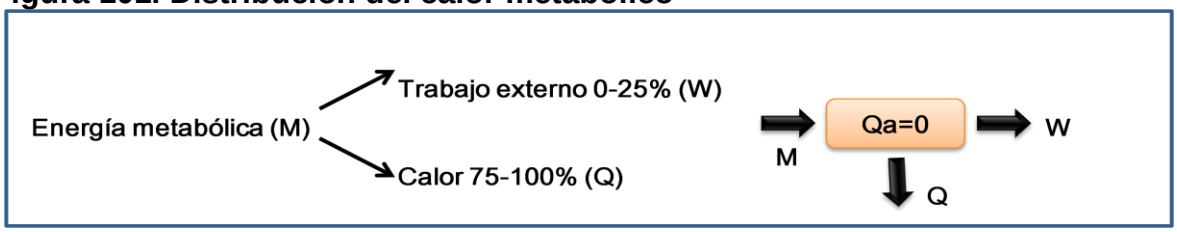
Figura 100. Mecanismos de transferencia de calor del cuerpo



Fuente: Los autores.

8.3.3.1 Distribución del calor metabólico. La eficiencia mecánica del hombre es baja, ya que entre el 75% y 100% de la energía que produce y consume para realizar sus actividades se convierte en calor dentro del organismo y tan solo entre 0 y el 25% de esta energía es requerida para realizar trabajo externo (Ver figura 101).

Figura 101. Distribución del calor metabólico



Fuente: Los autores.

8.3.4 Factores persónales. Los factores personales son todas aquellas variables que influyen en la producción de calor corporal producto del metabolismo de cada individuo, nivel de actividad, tipo de ropa y el tiempo de permanencia en el ambiente.

8.3.4.1 Metabolismo Es un proceso biológico del cuerpo humano, mediante el cual los elementos provenientes de los alimentos, se combinan con el oxigeno absorbido por los pulmones, para producir el calor y la energía destinada a la realización de las funciones internas y externas que requieran energía mecánica de acuerdo al tipo de actividad que se realice.

La magnitud del calor metabólico depende de:

- La actividad realizada
- Tamaño del cuerpo

➢ **Calor metabólico de acuerdo a la actividad realizada.** La unidad de medida para expresar calor metabólico es el **MET** (Metabolic Energy

Thermal) que equivale a **50Kcal/h*m^2 = 58.1 W/m^2**, y corresponde a una persona sentada inactiva.

En la tabla 15 se dan algunos valores establecidos por la ASHRAE[30] para la generación metabólica en función de la actividad.

Tabla 15. Valores de metabolismo en MET para actividades de las personas

Actividades de las personas	Metabolismo en MET
Durmiendo (Estado Basal)	0,8
Sentado inactivo	1
De pie	1,2
Trabajo de oficina	1,1 a 1,3
Caminando despacio - 3,2 km/h	2
Caminando normal – 4,8 km/h	2,6
Caminando rápido – 6,4 km/h	3,8
Gimnasia	3 a 4
Baile	2,4 a 4,4
Tenis	3,6 a 4,6
Lucha	7 a 8
Trabajos ligeros de taller	2 a 2,4
Trabajo pesado de taller	3,5 a 4,5

Fuente: QUADRI Néstor. "*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.35.

- **Calor metabólico de acuerdo al tamaño del cuerpo.** Para analizar el efecto del tamaño del cuerpo humano en la cantidad de energía neta generada por el metabolismo, se debe definir el concepto de ser humano típico estándar ver tabla 16.

[30] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Enginners,

Según la ASHRAE:

Tabla 16. Ser humano típico estándar

Hombre adulto	Mujer adulta
Peso 70 Kg y altura 1.73m	Peso 60 Kg y altura 1.60m
Área superficial Aprox 1.80 m^2	Área superficial Aprox 1.60 m^2

Fuente: QUADRI Néstor. "*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.35.

Considerando la superficie corporal, la equivalencia es a 50 kcal/h·m², lo que significa que un adulto de 1.80 metros cuadrado de superficie corporal gastaría en 1 hora estando sentado 90 calorías.

8.3.4.2 Tipo de ropa. La vestimenta reduce la perdida de calor del cuerpo. Por consiguiente el vestido es clasificado según su valor de aislamiento.

La unidad normalmente usada para medir el aislamiento de la ropa es la unidad de **Clo** (del inglés, "clothes" que significa Vestido).

$$1\text{Clo} = 0.18\frac{\text{m}^2 * °\text{C} * \text{h}}{\text{Kcal}} = 0.155\frac{\text{m}^2 * °\text{C}}{\text{W}}$$

La escala de **Clo** se basa en que una persona desnuda tiene un **Clo=0** y vestido con traje de negocios un **Clo=1**.

En la tabla 17 se dan algunos valores de aislamiento térmico de la ropa establecidos por la ASHRAE[31].

[31] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Enginners,

Tabla 17. Valores de aislamiento térmico de la ropa

Descripción de las prendas	Resistencia térmica (clo)	Descripción de las prendas	Resistencia térmica (clo)
ROPA INTERIOR		**TRAJES FORRADOS CON ELEVADO AISLAMIENTO**	
Calzoncillos	0.03	Impermeable	0.90
Calzoncillos largos	0.10	Pantalón	0.35
Camisa de tirantes	0.04	Chaqueta	0.40
Camisa manga corta	0.09	**DIVERSOS**	
Camisa manga larga	0.12	Calcetines	0.02
Sujetadores y bragas	0.03	Medias de nylon	0.03
PANTALONES		Zapato de suela delgada	0.02
Corto	0.06	Zapato de suela gruesa	0.04
Ligero	0.20	Botas	0.10
Normal	0.35	Guantes	0.05
PULLOVER (prenda de lana)			
Chaleco sin mangas	0.12		
Pullover ligero	0.20		

Fuente: "2005 *ASHRAE Handbook Fundamentals: Confort térmico"*. SI Edition. Cap 8.9.

8.3.4.3 Tiempo de permanencia en el ambiente. El tiempo de permanencia afecta a la percepción del ambiente en el sentido, de que el organismo al exponerse a condiciones de calor o de frío, tiene que realizar una labor más exigente para obtener un equilibrio térmico, ya sea para disipar más calor o evitar la pérdida de este. Esto implica un desgaste físico que el cuerpo no puede mantener indefinidamente.

El organismo requiere de uno 15 a 30 minutos para completar o intentar hacer su labor de autorregulación.

8.3.4.4 Termorregulación del cuerpo humano. El cuerpo humano al comportarse como una maquina térmica tiende por sí mismo a mantener en su interior una temperatura constante de aproximadamente 37°C para trabajar a su máxima eficiencia, utilizando un mecanismo de autorregulación sensitivo y complicado.

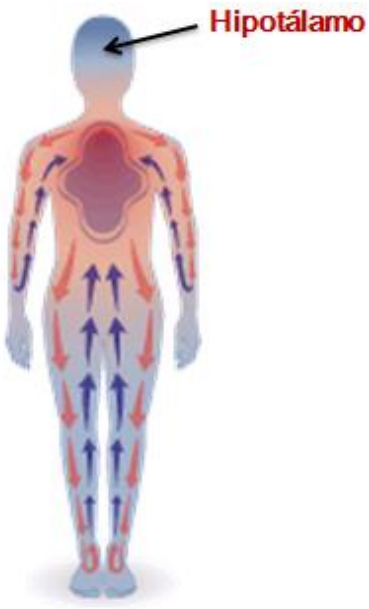
El centro encargado de regular las temperaturas en todas las partes del cuerpo radica en el **hipotálamo**, que se informa de la situación mediante los sensores que están distribuidos por todo el organismo, a su vez este emite órdenes reguladoras para compensar cualquier desviación en la temperatura corporal por:

- Sobrecarga de calor.

- Sobrecarga por frio.

- **Efectos fisiológicos primarios de la sobre carga de calor.** Bajo condiciones calurosas el hipotálamo ordena incrementar el flujo sanguíneo (cargado del exceso de calor interno) y a través de la vasodilatación a nivel de los capilares de la piel permite que gran cantidad de sangre llegue a la superficie del cuerpo, donde pierde calor hacia el entorno por convección y por radiación.

Figura 102. Flujo sanguíneo cargado de calor interno hacia la superficie de la piel.



Fuente: Los autores.

- **Efectos de fisiológicos secundarios de la sobrecarga de calor.**

- **38º C**
- **36º C**

} Intervalo aproximado de temperatura corporal.

- **40º C** Mareos, vértigos, deshidratación, debilidad, náuseas, vómitos, cefalea y sudor profundo.

- **41º C** (Urgencia médica): Todo lo anterior más acentuado, también puede existir confusión, alucinaciones, delirios y somnolencia.

- **42º C** A demás de lo anterior, el sujeto puede tener palidez o rubor. Puede llegar al coma, con hiper o hipotensión y una gran taquicardia.

- **43º C** Normalmente aquí se sucede la muerte o deja como secuelas diversos daños cerebrales, se acompaña de continuas convulsiones y shock. Puede existir el paro cardiorrespiratorio.

➢ **Efectos primarios de la sobrecarga por frio.** En ambientes fríos el mecanismo regulador del hipotálamo ordena la:

- Vaso-constricción sanguínea, (reducción de la entrega de calor al exterior).
- Desactivación de la transpiración.
- Disminución de la circulación sanguínea periférica.
- Temblores.
- Autofagia de los tejidos grasos almacenados, transformación de los lípidos (grasas) a glúcidos de metabolización directa.
- Arrollamiento o encogimiento (forma de presentar menos superficie (piel) de contacto al medio ambiente).

➢ **Efectos de fisiológicos secundarios de la sobrecarga por frio.**

- **35ºC** Se llama **hipotermia** cuando es inferior a 35 °C. Hay temblor intenso, entumecimiento y coloración azulada/gris de la piel.
- **34ºC** Temblor grave, pérdida de capacidad de movimiento en los dedos, cianosis y confusión. Puede haber cambios en el comportamiento.
- **33ºC** Confusión moderada, adormecimiento, arreflexia, progresiva pérdida de temblor, bradicardia, disnea. El sujeto no reacciona a ciertos estímulos.

- **32ºC** (Emergencia médica): alucinaciones, delirio, gran confusión, muy adormilado pudiendo llegar incluso al coma. El temblor desaparece, el sujeto incluso puede creer que su temperatura es normal. Hay arreflexia, o los reflejos son muy débiles.

- **31ºC** Existe coma, es muy raro que esté consciente. Ausencia de reflejos, bradicardia grave. Hay posibilidad de que surjan graves problemas de corazón.

- **28º C** Alteraciones graves de corazón, pueden acompañarse de apnea e incluso de aparentar estar muerto.

- **24-26°C** O inferior: aquí la muerte normalmente ocurre por alteraciones cardiorrespiratorias.

8.3.5 Variables ambientales que determinan el confort. Afectan el balance térmico, a través de los diferentes mecanismos de transferencia de calor convectivos, evaporativos y radiante.

- Temperatura del aire (Calor convectivo)

- Humedad del aire. (Calor evaporativo)

- Velocidad del aire. (Calor convectivo)

- Temperatura radiante media (TRM). (Calor radiante)

8.3.5.1 Temperatura del aire. La temperatura del aire es normalmente utilizada como índice del estado térmico de un ambiente. Sin embargo, a pesar de ser fundamental, es en la práctica insuficiente para explicar la sensación térmica que cabría esperar en un lugar determinado.

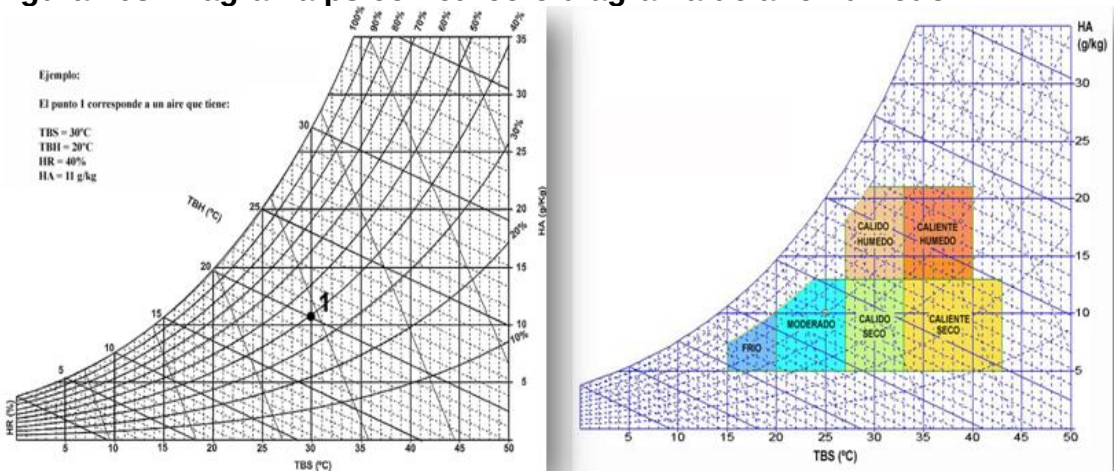
A la temperatura del aire se le llama en términos técnicos temperatura de bulbo seco (TBS).

8.3.5.2 Humedad del aire. El aire bajo condiciones atmosféricas normales contiene cierta cantidad de vapor de agua. En ambientes cerrados habitados adquiere importancia la humedad del aire, ya que esta determina la eficacia de la evaporación del sudor en la piel como en los pulmones y vías respiratorias, condicionando la disipación del calor del cuerpo.

Existen dos maneras de expresar la humedad; en términos absolutos, como el contenido absoluto de vapor de agua en el aire (humedad absoluta (HA)) y en términos relativos, como el porcentaje de vapor de agua que se tiene respecto de la saturación a una temperatura dada (humedad relativa (HR)).

La herramienta más utilizada y que mejor describe como se relacionan la temperatura y las diferentes maneras de medir la humedad, es el llamado diagrama psicrométrico o diagrama de aire húmedo ver figura 103.

Figura 103. Diagrama psicométrico o diagrama de aire húmedo.

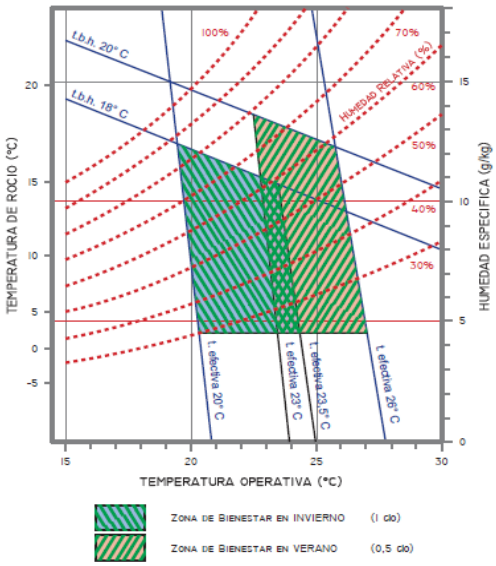


Fuente: "ASHRAE *Handbook Fundamentals: psicrometría"*. SI Edition. 2005

Cualquier punto ubicado dentro del diagrama psicrométrico representa un estado higrotérmico del aire.

La humedad relativa no tiene especial incidencia en el confort térmico en la mayoría de situaciones, siempre y cuando la temperatura de bulbo seco se encuentre dentro del rango de confort ver figura 104. Sin embargo, afecta la perceptibilidad de olores y la salud respiratoria. Debido a estas consideraciones, se diseña con una humedad relativa del 40% al 50%.

Figura 104. Abaco de confort.



Fuente: QUADRI Néstor. "*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.97

8.3.5.3 Velocidad del aire. El aire que roza a las personas influye en la sensación térmica de dos maneras: modificando la cantidad de calor intercambiado por convección y aumentando la eficacia de la evaporación del sudor.

Si la temperatura del aire está por debajo de la temperatura de la piel, la velocidad del aire provocara la perdida de calor; en cambio, si la temperatura del aire está por encima de la temperatura de la piel, el cuerpo tomara calor del aire.

Una corriente de aire se hace perceptible cuando sobrepasa los 0.3 m/s. Por debajo de esas velocidades las personas no perciben movimiento, cualquiera que sea el estado higrotérmico del aire.

8.3.5.4 Temperatura radiante media. Se define como la temperatura superficial uniforme de un recinto hipotético de paredes "negras" en el que se intercambiaría la misma cantidad de calor por radiación que en el ambiente real considerado[32].

La temperatura radiante media puede convertirse en el más importante de los parámetros de confort en zonas cálidas y soleadas debido a las altas temperaturas que pueden alcanzar los objetos.

La temperatura radiante media se puede calcular a partir de la lectura de un termómetro, el cual intercambia calor directamente con el aire e indirectamente con las superficies del entorno. Al resultado de esa lectura se le denomina temperatura de bulbo negro o **temperatura de globo** ***(T_g)***.

Figura 105. Equipo para medir la temperatura de globo



Fuente: ROSALES Luis. "sector de acondicionamiento ambiental- clima y diseño". Confort térmico.

Pueden combinarse las mediciones del termómetro de globo, de la temperatura del aire y de la velocidad para estimar de una manera práctica los valores de la temperatura radiante media, de la siguiente manera[33]:

[32] ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 3.

[33] MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 93.

$$T^2_{mrt} = T^2_g + C\overline{V}^{0.5}(T_g - T_a) \qquad (8.2)$$

T^2_{mrt} = Temperatura radiante media, R o K

T_g = Temperatura de globo, R o K

T_a = Temperatura de aire ambiental, R o K

$\overline{V}$ = Velocidad del aire, fpm o m/s

C = $0.103*10^9$ (unidades inglesas)

= $0.27*10^9$ (unidades del sistema internacional)

Otra forma de calcular la temperatura radiante media de manera simplificada, es adoptar el promedio de las temperaturas del contorno de un local.

$$TRM = \frac{A_1 * t_1 + A_2 * t_2 + \cdots + A_n * t_n}{A_1 + A_2 + \cdots + A_n} \qquad (8.3)$$

A_n= Area de la pared del local.

t_1 = Temperatura promedio de la pared.

8.4 ÍNDICES DE CONFORT BÁSICOS

De todo lo expuesto, en la disipación de calor, intervienen una serie de variables ambientales. Todas ellas contribuyen a crear lo que podríamos llamar un estado de comodidad.

Investigadores en climatización de recintos han intentado encontrar una sola magnitud que las englobe total o parcialmente, a lo que han denominado índices de confort. Los índices de confort básicos son conocidas como:

- Temperatura operativa

- Temperatura efectiva

8.4.1 Temperatura operativa. Es definida como la temperatura uniforme en un recinto negro radiante en el que un ocupante tendría que intercambiar la misma cantidad de calor por radiación y por convección, que en un ambiente real no uniforme[34].

La temperatura operativa también podemos definirla como la de un recinto equivalente en el cual el aire esté a la misma temperatura de las paredes y las otras variables (**humedad y velocidad**) sean iguales a la del recinto en estudio ver figura 106.

Figura 106. a) Recinto en estudio, b) Recinto equivalente.



Fuente: Los autores **a)** **b)**

En la mayoría de los casos prácticos, la temperatura operativa[35] puede determinarse como el promedio de la temperatura del aire y la temperatura radiante media, si la velocidad relativa del aire es menor de 0.2m/s y la diferencia entre la TRM y la Ta es menor de 4°C.

$$t_{op} = \frac{T_a + TRM}{2} \qquad (8.4)$$

Pero si se quiere mayor precisión se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$t_{op} = A * T_a + (1 - A) * TRM \qquad (8.5)$$

Donde A depende de la velocidad relativa del aire:

[34] ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 3.
[35] MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 96.

A=0.5 Para Va<0.2 m/s

A=0.6 Para 0.2<Va<0.6m/s

A=0.7 Para 0.6<Va<1.0m/s

8.4.2 TEMPERATURA EFECTIVA. Es la temperatura de un ambiente con 50% de humedad relativa que provoca la misma pérdida total de calor desde la piel que la que provocaría un medio real. Combina la temperatura y la humedad en un solo índice, de manera que dos ambientes con la misma *temperatura efectiva* deben producir la misma respuesta térmica aun cuando las temperaturas y las humedades pueden no ser las mismas.

Los cálculos de la **ET** son tediosos y generalmente requieren rutinas de computadora, para ayudar en estos cálculos se ha definido una temperatura efectiva estándar (Standard Effective Temperatura, SET) para condiciones interiores típicas[36] ver figura 107 y tabla 18.

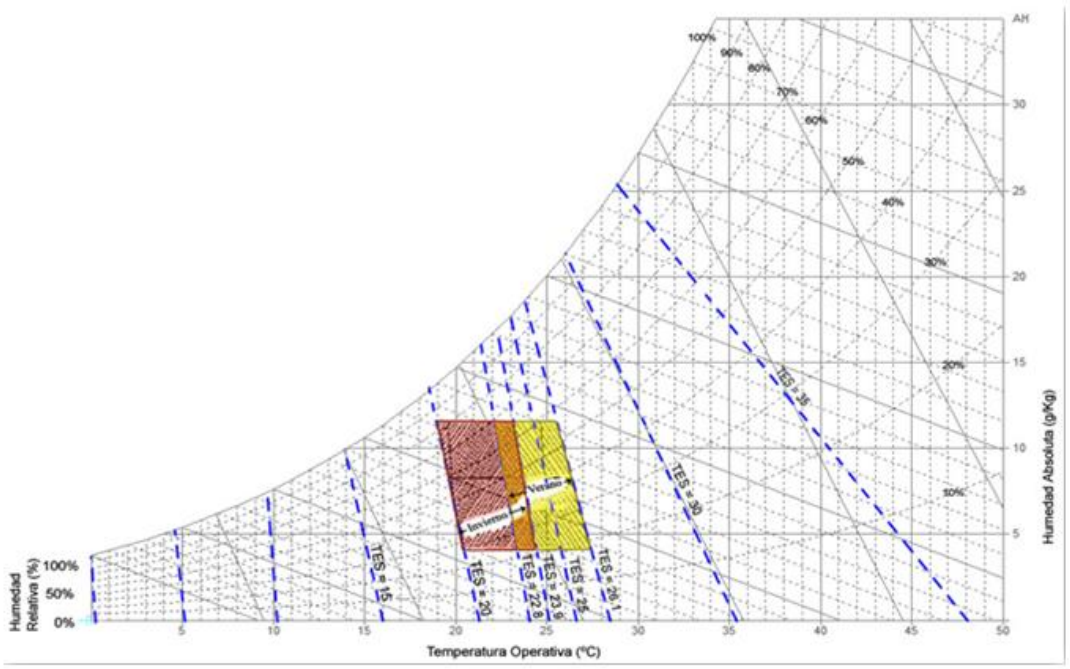
Tabla 18. Condiciones interiores típicas para calcular la temperatura efectiva estándar.

Condiciones Típicas	
Aislamiento de la ropa	0.6 clo
Nivel de actividad metabólica	1.0 Met
Velocidad del aire	<20 fpm
Temperatura ambiental = Temperatura radiante media	

Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 93.

[36] MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 93.

Figura 107. Líneas de igual temperatura efectiva estándar (o de igual sensación térmica) y zonas de confort para verano e invierno.



Fuente: "2005 *ASHRAE Handbook Fundamentals: psicrometría"*. SI Edition.

8.5 NORMA 55 ASHRAE 2004. CONDICIONES TÉRMICAS DE LOS AMBIENTES PARA OCUPACIÓN HUMANA.

El uso de esta norma es específico para el espacio que está siendo considerado y los ocupantes de ese espacio. Cualquier aplicación de esta norma debe identificar a los ocupantes que permanecen más de más de 15 minutos en el local o el espacio a acondicionar.

La actividad y la ropa de los ocupantes, deben ser consideradas en la aplicación de esta norma. Cuando hay diferencias sustanciales en la actividad física y / o ropa para los ocupantes de un espacio, estas diferencias deben ser consideradas.

Puede que no sea posible cumplir simultáneamente los requisitos de esta norma para todos los ocupantes de un espacio debido a las diferencias individuales, incluida la actividad y / o la ropa. Si los criterios no se cumplen

para un conjunto conocido de los ocupantes, a continuación, los ocupantes deben ser identificados y buscar otras alternativas.

8.5.1 Propósitos. Especifica las combinaciones de factores ambientales térmicos y factores personales, que producen condiciones ambientales térmicas aceptables para la mayoría de los ocupantes (80%).

Factores ambientales térmicos:

- Temperatura
- Radiación térmica
- Humedad
- Velocidad del aire

Factores personales:

- Actividad
- Vestimenta

8.5.2 Alcances

- No cubre los entornos de trabajo térmicamente extremos, donde las personas pueden estar expuestas a ambientes calientes o fríos.
- En el ámbito de aplicación no se limita a ningún tipo de construcción específica, por lo que puede ser utilizada para los edificios residenciales o comerciales.

- El propósito de la norma y las definiciones muestran que se basa en un 80% de aceptación.

- La norma específica los criterios para un grupo promedio, y no para una persona individual.

- Los criterios son validos para altitudes de 3000m y tiempos de ocupación mayores a 15 minutos

Si todos los criterios establecidos en la norma se cumplen, todos los ocupantes no necesariamente estarán satisfechos. Esto se debe a las grandes diferencias individuales en la preferencia y la sensibilidad de un entorno determinado.

8.5.3 Criterios para un clima térmicamente aceptable. Para establecer criterios para un clima térmicamente aceptable se deben tener en cuenta:

Los requisitos de comodidad térmica general:

- La Temperatura operativa (temperatura del aire y la temperatura media radiante).

- La velocidad del aire.

- La humedad.

Además factores de incomodidad térmica local:

- Corrientes de aire (velocidad media, intensidad de la turbulencia y la temperatura del aire).

- Diferencia vertical de temperatura del aire.

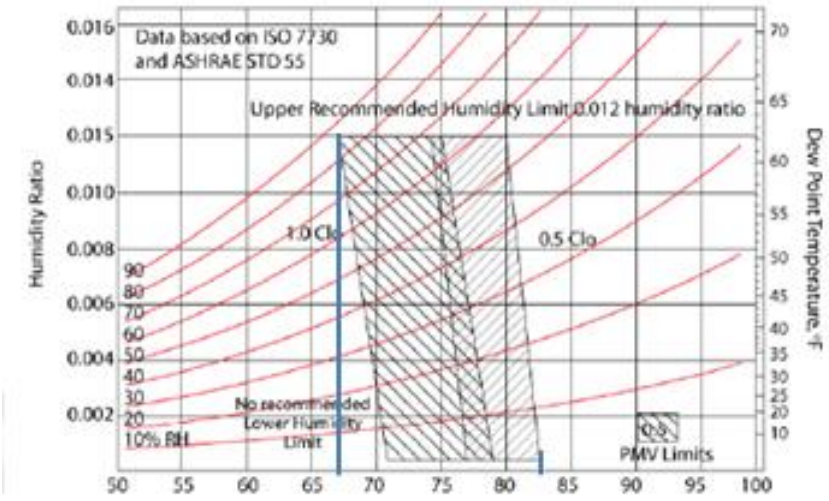
- Asimetría de la temperatura radiante.

- Temperatura del suelo.

8.5.3.1 Requisitos de comodidad térmica general, Temperatura operativa. En la Norma 55 ASHRAE sección 5.2.1, el rango aceptable de temperatura operativa se da en la figura 64 para las personas en verano (temporada de enfriamiento) con prendas de vestir de (0.5 Clo) y invierno (temporada de calefacción) con prendas de vestir de vestir de (1.0 Clo).

Para estar en la zona de confort dentro de este rango de temperatura operativa se debe tener en cuenta la humedad relativa y otros criterios de confort que afectan la salud de los ocupantes.

Figura 108. Rango máximo de Temperatura operativa.

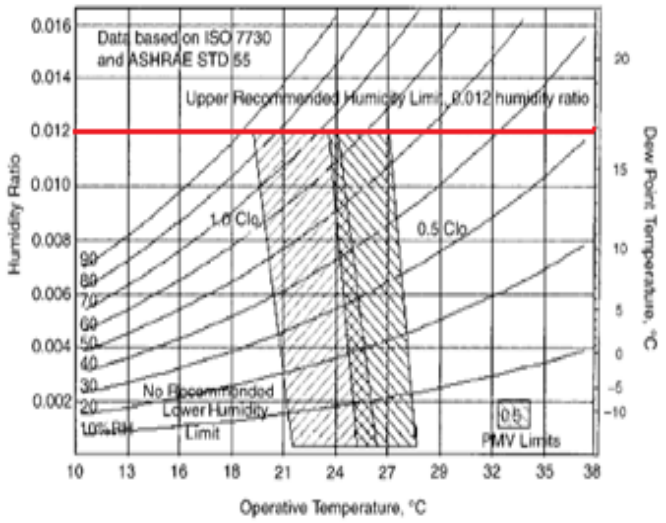


Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.1.1

Los sistemas entonces deben operar dentro de este rango, teniendo en cuenta un buen criterio de humedad relativa. Esto se debe a que las personas se suelen cambiar la ropa según la temperatura exterior (verano-invierno).

8.5.3.2 Humedad. La norma 55 ASHRAE establece en la sección 5.2.2 que Los sistemas diseñados para controlar la humedad deberán ser capaces de mantener una relación de humedad igual o inferior a 0.012 ver figura 14, lo que corresponde a una presión de vapor de agua de 1.910 kPa (0.277 psi) a presión normal o una temperatura del punto de rocío de 16,8 º C (62,2 º F).

Figura 14. Limite de humedad



Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.1.1-1

Esta norma no especifica un nivel mínimo de humedad. Sin embargo, los factores de confort no térmicos, como la resequedad de la piel, irritación de las membranas mucosas, sequedad de los ojos, y la generación de electricidad estática puede poner límites a la aceptación de los entornos de muy baja humedad.

8.5.3.3 Incomodidad térmica local. Norma ASHRAE 55; Sección 5.2.4 establece que la incomodidad térmica local se debe a molestias térmicas causadas por:

- La asimetría de la temperatura radiante.

- Enfriamiento por convección local (corrientes de aire).

- Diferencia vertical de la temperatura del aire.

- Temperatura del suelo.

Estos parámetros deben ser considerados en la determinación de las condiciones aceptables para el confort térmico.

Para estudiar la comodidad térmica local la norma ASHRAE 55 en la sección 5.2 plantea tres Clases de ambientes con respecto al confort térmico:

- **Clase A:** Se utiliza cuando se desea adherirse a los estándares más altos de confort.

- **Clase B:** Es para aplicaciones típicas.

- **Clase C:** Se utiliza cuando los estándares típicos de confort son bajos.

En la sección 5.2.2 la norma ASHRAE 55, plantea la medición de la inconformidad térmica local por medio de los porcentajes de insatisfacción **(DR y PD)**.

- **DR (Draught Risk):** Expresa el porcentaje de insatisfechos debido a las corrientes de aire.

- **PD (Percentage of dissatisfied):** Porcentaje de insatisfechos debido a otras molestias locales.

La información contenida en la tabla 19, especifica el porcentaje de insatisfacción asociado a cada clase de ambiente térmico para cada una de las fuentes de inconformidad térmica.

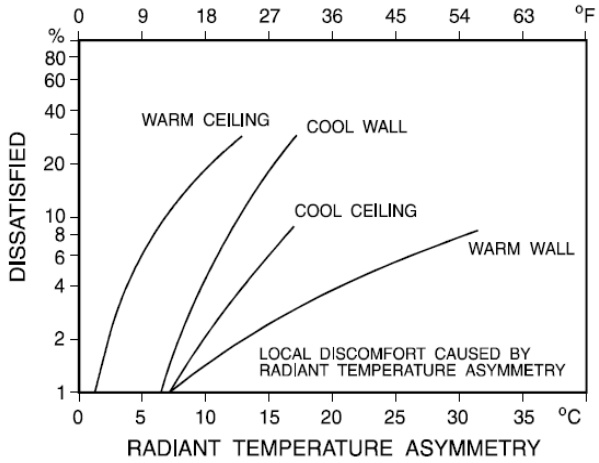
Tabla 19. Porcentaje previsto de insatisfacción (DR Y PD), debido a molestias locales.

Clase	DR debido a las corrientes de aire	PD debido a la diferencia vertical de la temperatura del aire	PD debido a pisos fríos o cálidos, o calentamiento o enfriamiento de techos	PD debido a la asimetría radiante
A	<10	<3	<10	<5
B	<20	<5	<10	<5
C	<20	<10	<15	<10

Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4. Tabla 5.2.4-1.

- **Asimetría de la temperatura radiante.** La Norma ASHRAE 55; Sección 5.2.4.1, define la asimetría de la temperatura radiante como la diferencia de temperatura entre una superficie particular y las demás superficies de un recinto. Esta asimetría puede causar molestias a nivel local y reducir la aceptabilidad térmica del espacio.

Figura 109. Incomodidad térmica causada por la radiación asimétrica.



Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4. Figura 5.2.4.1-1

Tabla 20. Límites admisibles de asimetría para la temperatura radiante.

Categoría	Temperatura radiante asimétrica °C (°F)			
	Techo cálido	Muro frio	Techo frio	Muro cálido
A	<5 (9.0)	<10 (18.0)	<14 (25.2)	<23 (41.4)
B	<5 (9.0)	<10 (18.0)	<14 (25.2)	<23 (41.4)
C	<7 (12.6)	<13 (23.4)	<18 (32.4)	<35 (63.0)

Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4. Tabla 5.2.4.1-1

Experimentos en los que se exponen a las personas a grados cambiantes de asimetría de temperatura radiante han demostrado que los techos calurosos y las ventanas frías causan la mayor incomodidad, mientras los techos fríos y las paredes calurosas causan el menor grado de inconformidad. Durante todos estos experimentos todas las otras superficies en el cuarto y el aire se mantuvieron a la misma temperatura.

- **Enfriamiento por convección local (corrientes de aire).** Norma ASHRAE 55; Sección 5.2.4.2. Las personas son muy sensibles a las corrientes de aire en las partes desnudas del cuerpo. La cantidad de pérdida de calor causada por las corrientes de aire depende de:

- **Velocidad media del aire.**

- **Temperatura del aire.**

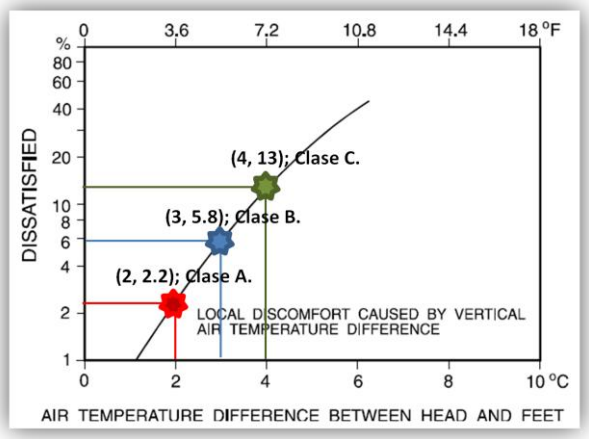
- **Turbulencia en la corriente del aire (Tu):** Definida como la relación entre la desviación estándar de la velocidad instantánea del aire (SDv) y la velocidad media del aire (Va) ver ecuación (a).

$$\mathrm{Tu} = \left(\frac{\mathrm{SDv}}{\mathrm{v_a}}\right) * 100 \qquad (8.6)$$

- **Diferencia vertical de la temperatura del aire. En la norma ASHRAE 55 sección 5.2.4.3,** La diferencia vertical de temperatura del aire se expresa como la diferencia entre la temperatura del aire a nivel del tobillo y la temperatura del aire a nivel del cuello.

  El factor físico que más incide en la diferencia vertical de temperatura del aire, es la posición del difusor y la velocidad del chorro de aire que sale de él.

Figura 110. Inconformidad térmica local, causada por la diferencia vertical en la temperatura del aire.



Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4.3 Figura 5.2.4.3-1

Tabla 21. Diferencia permisible de la temperatura vertical del aire entre la cabeza y los tobillos.

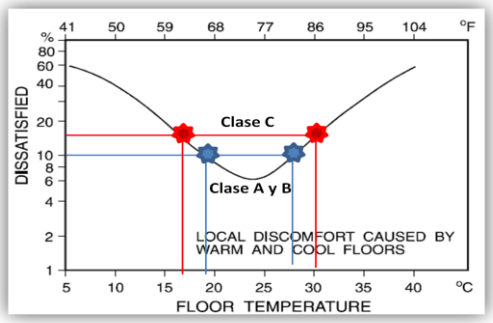
Clase	Diferencia vertical de la temperatura del aire °C (°F)
A	<2(<3.6)
B	<3(<5.4)
C	<4(<7.2)

Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4.3. Figura 5.2.4.3-1

- **Temperatura del suelo.** Norma ASHRAE 55; Sección 5.2.4.4. Debido al contacto directo entre los pies y el suelo, la incomodidad local de los pies

puede causarse a menudo por una temperatura del suelo demasiado alta o baja. La perdida de calor depende de otros parámetros además de la temperatura del suelo, como la conductibilidad y el calor especifico del material del suelo y del tipo de calzado que se lleve.

Figura 111. Incomodidad térmica causada por pisos fríos y cálidos.



Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4.4. Figura 5.2.4.4-1

Tabla 22. Rango de temperatura permitida para el piso.

Clase	Rango de temperatura de la superficie del piso ^{o}C(^{o}F)
A	19-29 (66.2-84.2)
B	19-29 (66.2-84.2)
C	17-31 (62.6-87.8)

Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.4.4. Tabla 5.2.4.4-1

8.6 EFECTO DE LA POSICIÓN DEL DIFUSOR

La posición del difusor, así como el comportamiento del flujo de aire al interior de un recinto, influyen en la sensación térmica del individuo.

De acuerdo a su ubicación los difusores se pueden clasificar en 5 grupos:

- **Grupo A:** Salidas instaladas en o cerca del techo que descargan el aire horizontalmente.

- **Grupo B:** Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire verticalmente en un chorro no dispersante.

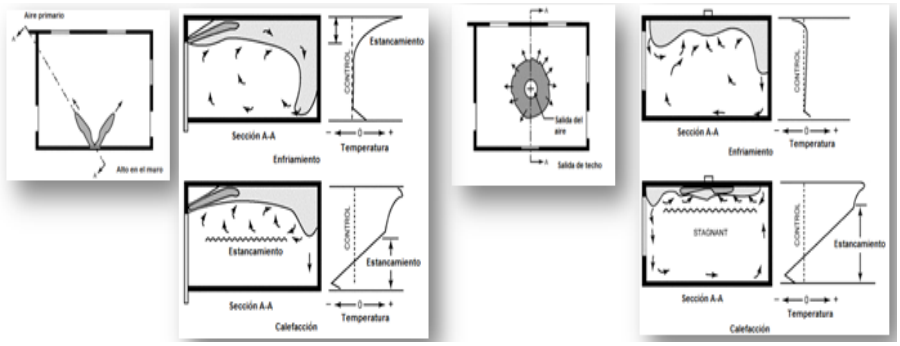
- **Grupo C:** Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire verticalmente en un chorro dispersante.

- **Grupo D:** Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire horizontalmente.

- **Grupo E:** Salidas instaladas en o cerca del techo que proyectan verticalmente el aire hacia abajo.

Grupo A: Salidas instaladas en o cerca del techo que descargan el aire horizontalmente: Este tipo de salidas no es recomendable para climas fríos o con pisos no calentados. Cuando se usan para calefacción puede producirse un gradiente de temperatura considerable entre el piso y el techo. No obstante, este tipo de salida produce un buen movimiento del aire y temperaturas uniformes en la zona ocupada para aplicaciones de enfriamiento ver figura 112.

Figura 112. Características del movimiento del aire en la salida, de los difusores del grupo A.

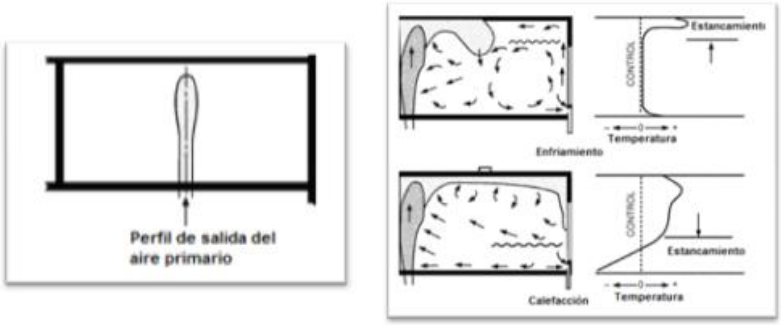


Fuente: "ASHRAE *Handbook Fundamentals"*. SI Edition. 2005

Grupo B: Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire verticalmente en un chorro no dispersante: Este tipo de difusor es usado para propósitos de enfriamiento. El chorro no dispersante es menos deseable para

propósitos de calefacción debido a que generalmente se produce una zona estratificada más grande. Existen difusores dispersantes que pueden cambiarse a no dispersantes, dependiendo de la estación del año ver figura 113.

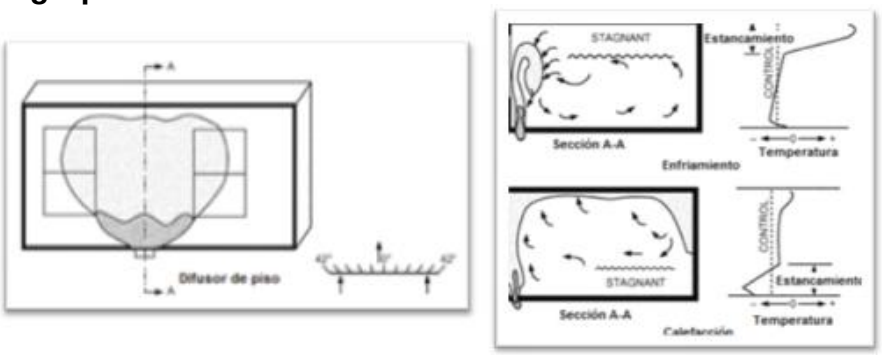
Figura 113. Características del movimiento del aire en la salida de los difusores del grupo B.



Fuente: "ASHRAE *Handbook Fundamentals"*. SI Edition. 2005

Grupo C: Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire verticalmente en un chorro dispersante: Suelen considerarse como los mejores para propósitos de calefacción. Los difusores de amplia dispersión son las mejores opciones en instalaciones de calefacción, debido a que las fuerzas ascensionales tienden a incrementar el desplazamiento inercial. Debido a esto los chorros dispersantes no son buenos para propósitos de enfriamiento, ya que un mayor desplazamiento inercial podría no ser adecuado para mezclar completamente el aire del recinto ver figura 114.

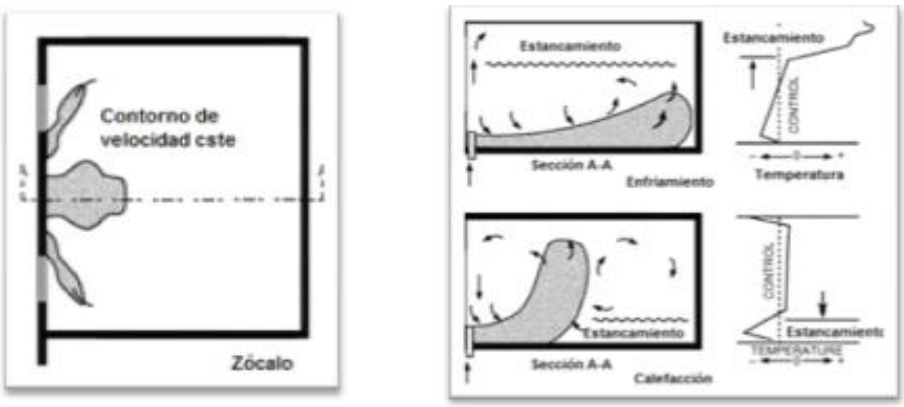
Figura 114. Características del movimiento del aire en la salida de los difusores del grupo c.



Fuente: "ASHRAE *Handbook Fundamentals"*. SI Edition. 2005.

Grupo D: Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire horizontalmente: Durante el enfriamiento, ya que el aire se descarga horizontalmente en el suelo, el aire total se mantiene cerca del piso, y se forma una gran zona de estancamiento en toda la región superior del la habitación. Durante el calentamiento, el total de aire se eleva hacia el techo a causa del efecto de flotación del aire caliente. Las variaciones de temperatura son uniformes, excepto en la región de aire total ver figura 115.

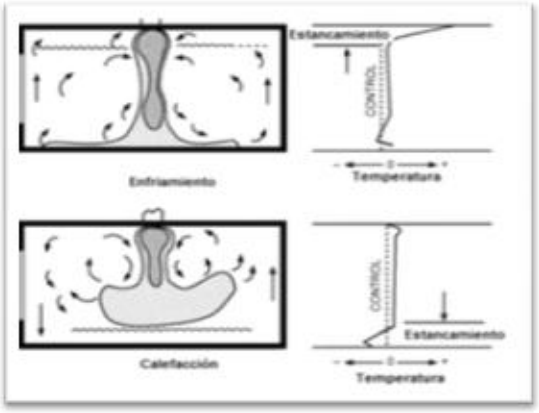
Figura 115. Características del movimiento del aire en las salidas de los difusores del grupo D.



Fuente: "ASHRAE *Handbook Fundamentals"*. SI Edition. 2005

Grupo E: Salidas instaladas en o cerca del techo que proyectan verticalmente el aire hacia abajo: Durante el enfriamiento, se proyecta el aire total hacia el suelo, produciendo una región estancada cerca del techo. Durante el calentamiento, el flujo total de aire alcanza el piso y se repliega hacia el techo. Si el aire no llega al suelo, se produce un estancamiento en la zona cercana al piso ver figura 116.

Figura 116. Características del movimiento del aire en las salidas de los difusores del grupo E.



Fuente: "ASHRAE *Handbook Fundamentals"*. SI Edition. 2005

8.7 PREDICCION DE LA TERMICA

La predicción de la sensación térmica de los ocupantes en un local se fundamenta mediante los índices PMV y PPD:

- **PMV** (voto medio previsto) refleja la opinión de un grupo numeroso de personas sobre la sensación térmica, valorada según una escala entre **+3 (mucho calor) y -3 (mucho frio)**, considerando el valor **0 como de sensación neutra o de bienestar.** El **PMV** es una función compleja que depende de la:

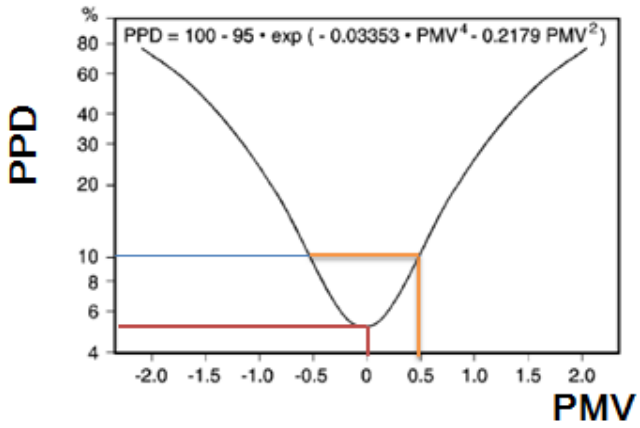
- Temperatura del aire
- La temperatura radiante
- La humedad
- La velocidad del aire
- La resistencia térmica de la ropa
- El metabolismo

- **El PPD** (porcentaje previsto de insatisfacción) es un índice que se relaciona con el PMV, para expresar la calidad del ambiente térmico en porcentajes de insatisfechos ver figura 117.

- PMV=0 corresponde a un 5% de personas insatisfechas.

- PMV=±0.5 corresponde aproximadamente a 10 % de insatisfechos.

Figura 117. PPD: porcentaje de personas inconformes con el ambiente térmico en función del PMV.



Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.1.2. Figura 5.2.1.2-1.

Si el valor resultante PMV y el PPD, se encuentran dentro de los rangos establecidos en la tabla 23, para cada clase de ambiente, se está en la zona de confort.

Tabla 23. Clases de entorno adecuado para el confort térmico.

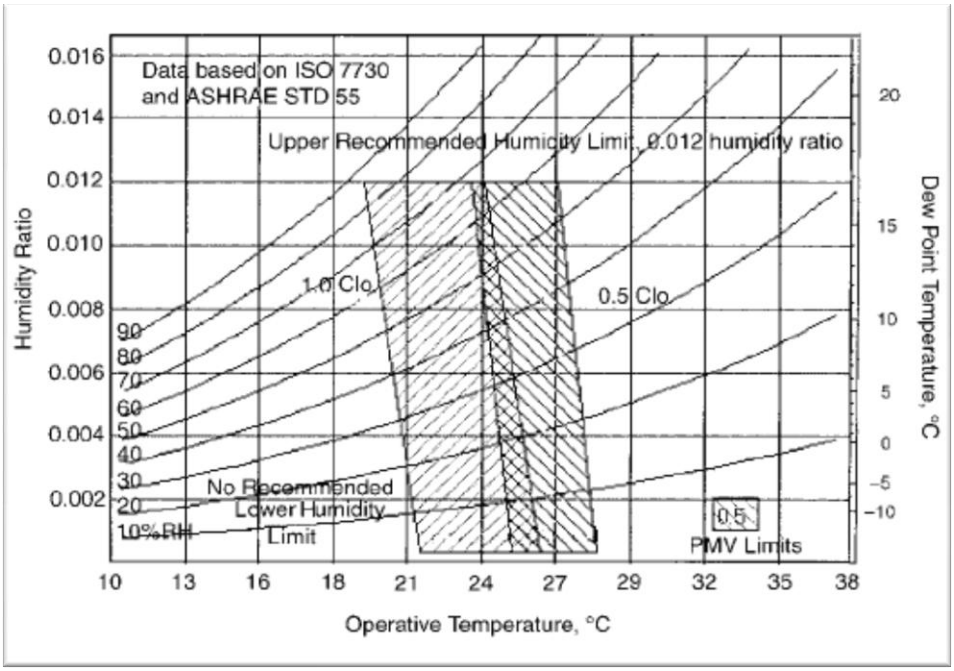
Clase de confort	PPD	Rango de PMV
A	<6	-0.2<PMV<+0.2
B	<10	-0.5<PMV<+0.5
C	<15	0.7<PMV<+0.7

Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.1.2. Tabla 5.2.1.2-1.

8.7.1 Zona de confort para un PPD=10% (PMV=±0.5). Método gráfico simplificado para determinar la zona de confort, puede ser utilizado en muchas aplicaciones típicas.

Este método se puede aplicar a espacios en los cuales los ocupantes tienen tasas metabólicas entre 1.0 y 1.3 **Met** y donde la ropa usada proporciona entre 0.5 y 1.0 **Clo** de aislamiento térmico y las velocidades del aire no son mayores 0.20m/s (40ft/min).

Figura 118. Rango aceptable de temperatura operativa y de humedad para personas vestidas con ropa típica de verano e invierno cuando realizan actividades fundamentalmente sedentarias.



Fuente: ASHRAE STANDARD 55. "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*". February 2003. Sección 5.2.1.1. Figura 5.2.1.1-1

8.8 CALIDAD DEL AIRE INTERIOR

La calidad del aire interior percibido se define como el aire en un espacio ocupado en el cual una mayoría sustancial (80%) de los ocupantes expresa satisfacción basándose en la percepción de los olores y la irritación sensorial, y

en el que no es probable que existan concentraciones de contaminantes peligrosos que puedan causar riesgos significativos para la salud.[37]

8.8.1 Riesgos generados por la contaminación del ambiente interior en la salud de los ocupantes. Muchas veces las características del aire interior son causa de alergias, jaquecas, problemas respiratorios, fatiga mental, etc. Estos factores de contaminación provienen de los ocupantes, de la instalación y materiales del edificio, así como de los elementos que pueda tener el mismo aire exterior destinado a la ventilación.

Los riesgos generados por los contaminantes del ambiente interior pueden ser químicos, biológicos y físicos.

- **Riesgos químicos:** Las vías de exposición a las sustancias químicas presentes en el aire pueden ser por inhalación, absorción cutánea (piel) e ingestión. El grado de riesgo a la exposición depende de la naturaleza de la sustancia, la potencia de sus efectos tóxicos y la magnitud y duración de la exposición. Las sustancias químicas presentes en el aire pueden ser gaseosas (vapores o gases) o particuladas (polvos, humos, nieblas, aerosoles y fibras).

- **Riesgos biológicos:** Los bioaerosoles (bacterias, virus, hongos y otros organismos vivientes) que pueden causar enfermedades agudas y crónicas en los trabajadores y ocupantes de los edificios están catalogados como riesgos biológicos en ambientes interiores. Las vías de exposición son la inhalación, el contacto cutáneo (piel) y la ingestión. El grado de riesgo a la exposición depende de la naturaleza y la potencia de los peligros biológicos, y la magnitud y duración de la exposición.

[37] ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007.Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality.p 3.

- **Riesgos físicos:** Estos incluyen los niveles excesivos de radiación electromagnética ionizante y no ionizante, el ruido, las vibraciones, la iluminación y temperatura.[38]

Por otra parte, la misma instalación y los elementos del edificio difunden una serie de gases que pululan el ambiente, lo que se denomina síndrome del edificio enfermo.

El Síndrome del Edificio Enfermo (SBS) fue reconocido como enfermedad por la Organización Mundial de la Salud (OMS) en 1982, comprendiendo los edificios en los que un porcentaje de más del 20% de personas experimentan efectos agudos sobre la salud y el bienestar. Se ha demostrado mediante estudios realizados, que cuando las personas permanecen gran cantidad de tiempo en el interior de los edificios y especialmente en oficinas o lugares de trabajo, pueden ser afectadas en su salud debido a que los niveles de polución pueden llegar a ser elevados.[39]

Algunos de los problemas de salud presentados por las personas afectadas por este síndrome son el malestar físico, irritación y sequedad de los ojos, tos, náuseas y problemas respiratorios, así como fatiga mental y estrés.

El uso en los edificios de nuevos materiales en lugar de los empleados tradicionalmente en estructuras, revestimientos, aislaciones, muebles, instalaciones eléctricas, iluminación, etc. sin tener en cuenta las emanaciones producidas, unido a otros factores, contribuyen a enrarecer el ambiente interior.[40]

[38] ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS 2005. SI Edition. Cap 9.p 9.4.
[39] QUADRI Néstor. "*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p 58.
[40] Ibid. p 59.

Tabla 24. Substancias contaminantes típicas del aire.

AIRE EXTERIOR	
Biosfera	Polen
Calefacción	Productos de la combustión, dióxido de azufre, anhídrido carbónico, etc.
Vehículos de motor	Anhídrido y monóxido de carbono, hidrocarbonos.
Comercio e industria	Dióxido de azufre, partículas en suspensión, óxido de nitrógeno.
FUENTES HUMANAS	
Metabolismo	Anhídrido carbónico, olores corporales, vapor de agua.
Actividades humanas	Humo de tabaco, partículas en suspensión, agentes de limpieza, aerosoles.
Cocinas	Anhídrido y monóxido de carbono, óxido de nitrógeno, partículas en suspensión, olores de comida.
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y MOBILIARIO	
Aglomerados, papel, pinturas.	Aldehídos y formaldehidos, disolventes, adhesivos de alfombras.
Materiales aislantes	Compuestos orgánicos, aldehídos, asbestos.
Humidificadores	Microorganismos, esporas de hongos y bacterias.
Cubiertas edificios	Radón, asbesto.
Planta baja	Radón

Fuente: QUADRI Néstor. "*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.59.

8.8.2 Métodos para el control de contaminantes. Existen tres métodos básicos para mantener una buena calidad del aire interior en los edificios:

- **Eliminación o modificación:** Es el método más efectivo para reducir los contaminantes no generados directamente por los ocupantes humanos. En el diseño de edificios nuevos, este método implica la especificación exacta de que materiales, muebles y equipos pueden introducirse al edificio. En los edificios ya existentes, el método implica la búsqueda y remoción de cualquier contaminante no deseable.

- **Ventilación (Uso de aire exterior):** Los espacios interiores ocupados durante cualquier cantidad de tiempo, requieren la introducción de aire exterior para mantener un ambiente aceptable. Se suministra aire de reposición para reemplazar al aire expulsado y al aire que se ha fugado por exfiltración. Siempre debe haber un balance entre la masa de aire que entra y que sale del sistema de suministro de aire.

- **Limpieza del aire:** Para eliminar o reducir los olores de modo que sean indetectables, así como para limpiar el aire es necesario eliminar los gases nocivos o diluir el aire hasta que la concentración de estos gases descienda lo suficiente como para no ser percibidos. La limpieza del aire se centra en dos niveles. Remoción de gases y remoción de partículas (filtración).[41]

8.8.2.1 Remoción de gases. Los contaminantes gaseosos del aire pueden ser removidos por medio de:

- **Absorción:** En general los gases residuales son mezclas de componentes gaseosos, algunos de los cuales son solubles en una fase liquida seleccionada, la mayor parte constituye un gas portador prácticamente insoluble. El contacto directo del gas con el líquido hace que la transferencia de materia ocurra entre las dos fases en direcciones controladas básicamente por los gradientes de concentración de los componentes individuales.

- **Adsorción física:** La adsorción es la adhesión de moléculas a una superficie de un sólido llamado adsorbente. Debido a que el proceso de adsorción es muy dependiente de la superficie disponible, los materiales usados deben constar de grandes áreas superficiales, usualmente tomando la forma de poros diminutos en una sustancia sólida. Existe una gran variedad de adsorbentes disponibles, como son: Carbón activado, zeolita, gel silica, alúmina activada, mica y otros.

- **Quimioadsorción:** La quimioadsorción es similar a la adsorción física, pero en este caso es un fenómeno químico y no físico, así que solo ciertos compuestos contaminantes reaccionan con determinados quimioadsorbentes; Permanganato de potasio-impregnado de Alúmina

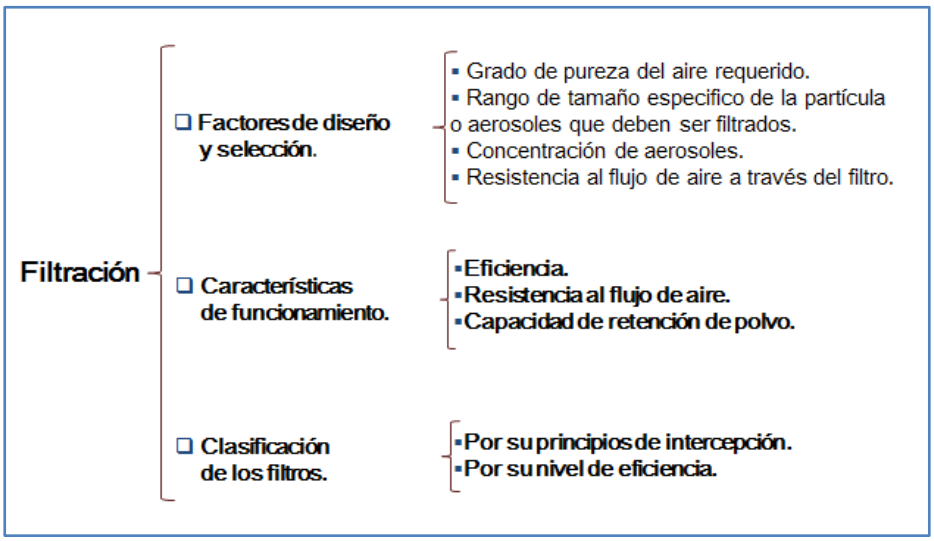
[41] MCQUISTON-PARKER-SPITLER. HEATING, VENTLIATING, AND AIR CONDITIONING Analysis and Design. 1997. p 63.

(PIA), es el quimiadsorbente más utilizado para eliminar óxidos de azufre, formaldehidos, sulfuro de hidrogeno, y aldehídos de bajo peso molecular.[42]

8.8.3 REMOCION DE PARTICULAS (FILTRACIÓN). Un filtro de aire es un dispositivo que elimina partículas sólidas como por ejemplo polvo, polen y bacterias del aire. Los filtros de aire encuentran una utilidad allí donde la calidad del aire es de relevancia, especialmente en sistemas de ventilación de edificios.

El factor de mayor influencia en el diseño y selección de un filtro es el grado de pureza del aire requerido. En general, el costo del filtro o del sistema de filtración aumentará a medida que el tamaño de las partículas a remover disminuye. El mantenimiento se incrementa del mismo modo.[43]

Figura 119. Caracterización de la filtración.



Fuente: Autores.

8.8.3.1 Características de funcionamiento**.** Hay tres características de funcionamiento que distinguen a los diferentes tipos de filtros.

[42] Ibid. p 71.
[43] Ibíd., p72.

- **Eficiencia:** La eficiencia mide la capacidad del filtro de aire para eliminar, dependiendo de su tamaño, partículas de una corriente de aire. La eficiencia promedio durante la vida útil del filtro es el aspecto más importante para la mayoría de las aplicaciones.

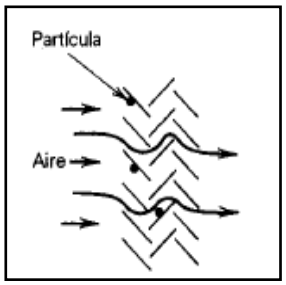
- **Resistencia al flujo de aire:** La resistencia al flujo de aire es la pérdida de presión total a través del filtro a una velocidad de flujo de aire dado.

- **Capacidad de retención de polvo:** La capacidad de retención de polvo define la cantidad de un tipo particular de polvo que un filtro de aire puede contener mientras se mantiene en funcionamiento a una velocidad de flujo de aire específica. A veces la capacidad de retención de polvo se refiere al valor alcanzado antes que la eficacia del filtro se vea seriamente reducida.[44]

8.8.3.2 Clasificación de los filtros por su principio de intercepción Existen cinco principios de intercepción de partículas, en los cuales se basa el funcionamiento de los filtros. Estos principios son:

- **Retención en el coladero:** Se atrapan las partículas por medio de una membrana con aberturas de menor tamaño que las partículas. Este mecanismo no es adecuado para la filtración de aerosoles debido a su tamaño.

Figura 120. Métodos de eliminación de las partículas de aire (colado).

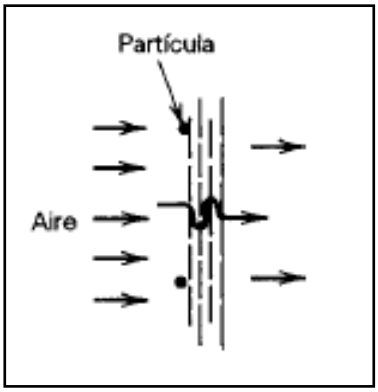


Fuente: PITA Edward G. ACONDICIONAMIENTO DE AIRE principios y sistemas. Primera edición en español. 1994. p 346.

[44] ASHRAE HANDBOOK HVAC Systems and Equipment 2000. SI Edition. Cap 24. p 24.2.

- **Intercepción directa:** Las partículas siguen el flujo de una línea de corriente de aire lo suficientemente cerca para que hagan contacto con las fibras del filtro y se queden allí. Este proceso es casi independiente de la velocidad.

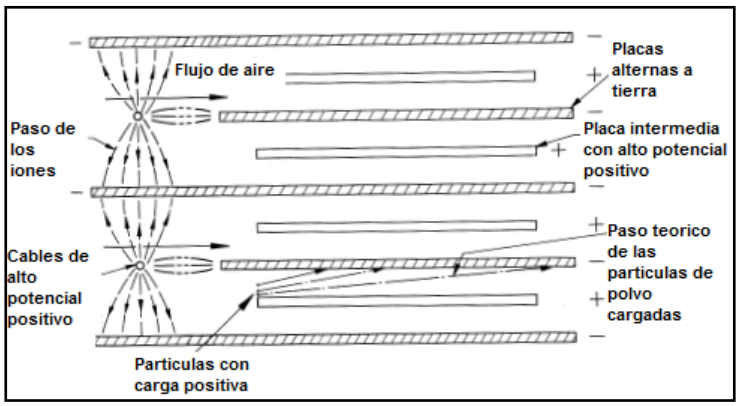
Figura 121. Métodos de eliminación de las partículas de aire (impacto).



Fuente: PITA Edward G. ACONDICIONAMIENTO DE AIRE principios y sistemas. Primera edición en español. 1994. p 346.

- **Efectos electrostáticos:** El filtro consiste de una sección de ionización y una sección de placa de recolección. Los iones positivos creados a través de la corriente de aire se adhieren a las partículas. Las partículas cargadas pasan a la placa de recolección. La retención de partículas es una combinación de adherencia eléctrica y fuerzas intermoleculares.

Figura 122. Sección transversal de un filtro de aire electrónico.



Fuente: ASHRAE HANDBOOK HVAC Systems and Equipment 2000. SI Edition. Cap 24. P 24.8.

- **Deposición inercial:** Las partículas en la corriente de aire son lo suficientemente grandes o densas como para no poder seguir la línea de corriente del flujo a través de las fibras, y se adhieren a las fibras del filtro.
  A altas velocidades, las partículas no pueden adherirse a las fibras porque las fuerzas de arrastre son muy grandes. En este caso, un recubrimiento viscoso se aplica a la fibra para mejorar la adherencia de las partículas.

- **Difusión:** Las partículas pequeñas tiene un movimiento muy aleatorio (movimiento Browniano), lo cual contribuye a su deposición en las fibras del filtro. Esta deposición crea un gradiente de concentración en la región fibrosa, mejorando aún más el proceso de filtrado.[45]

8.8.3.3 Clasificación de los filtros por su nivel de eficiencia. La mayoría de los sistemas de filtración de aire están marcados con la clasificación MERV; (Mínimum Efficiency Reporting Value; Valor de eficiencia mínima a reportar) que describe el tamaño de los agujeros que permiten el paso de aire a través del filtro. Mientras más alta sea la clasificación MERV (típicamente varia de 1 a 16), más pequeños serán los agujeros y mayor será el nivel de eficiencia de la filtración.

Los filtros de alta eficiencia para partículas submicronicas se denominan filtros HEPA y ULPA.

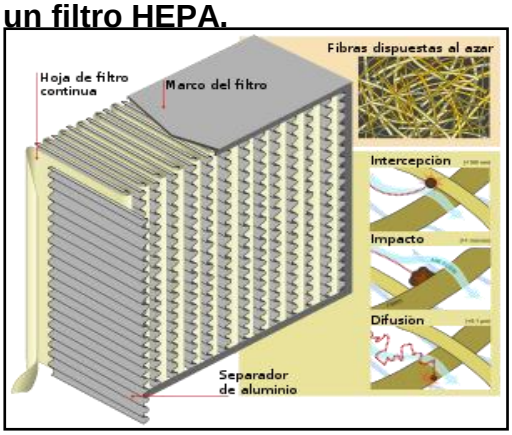
- **Filtros HEPA y ULPA:** Los filtros de aire de elevada eficiencia para partículas submicronicas se denominan filtros HEPA (Filtros de alta eficiencia para partículas) y ULPA (Filtros de aire de ultra baja penetración). Los filtros HEPA y ULPA tienen la siguiente designación de eficiencia mínima:

[45] ASHRAE HANDBOOK HVAC Systems and Equipment 2000. SI Edition. Cap 24. p 24.5.

- ✓ **HEPA:** 99,97% de eficiencia para la remoción de materia particulada de diam. 0,3µm o mayor.

- ✓ **ULPA:** 99,9995% de eficiencia para la remoción de materia particulada de diam. 0,12µm o mayor.

Figura 123. Partes de un filtro HEPA.



Fuente: Partes de un filtro HEPA. (En línea). (Citado 8 de abril de 2011) http://es.wikipedia.org/wiki/HEPA.

Tabla 25. Selección de la eficiencia del filtro.

Arrestancia	Eficiencia	MERV	Tipo de filtro
60 - 80%	Menos de 20%	MERV 1 - 4	Filtros desechables de panel, Filtros permanentes de metal Medio filtrante de fibra de vidrio, Medio natural recubierto de látex Medio filtrante de hule espuma, Medio filtrante de rollo automático
80 - 90%	Menos de 20%	MERV 5	Filtros desechables de panel, Medio filtrante sintético, Medio filtrante de rollo automático
90 - 95%	20 - 30%	MERV 6 - 7	Filtros de cubo, Filtros de bolsa auto soportados Filtros de paneles y anillos, Filtros de paneles plisados
95%	30 - 40%	MERV 7 - 8	Filtros de bolsa auto soportados, Filtros de paneles y anillos, Filtros de paneles plisados
95 - 98%	40 - 50%	MERV 8 - 9	Filtros de bolsa de superficie extendida
95 - 98%	50 - 60%	MERV 9 - 10	Filtros de paneles plisados, Filtros de celdas rígidas de superficie extendida Filtros de bolsa de superficie extendida
99%	60 - 70%	MERV 10 - 11	Filtros de bolsa de superficie extendida, Filtros de celdas rígidas de superficie extendida

99%	70 - 80%	MERV 12 - 13	Filtros de bolsa de superficie extendida, Filtros de paneles plisados
99%	80 - 90%	MERV 13 - 14	Filtros de bolsa de superficie extendida, Filtros de celdas rígidas de superficie extendida
99%	90 - 95%	MERV 14 - 15	Filtros de bolsa de superficie extendida, Filtros de celdas rígidas de superficie extendida
NA	95%	MERV 16	Filtros de celdas rígidas de superficie extendida
NA	99.97%; 99.99% 99.999%; 99.9995%	NA	Filtros HEPA/ULPA

Fuente: Guía de selección de filtros AIRGUARD.

8.8.4 NORMA ASHRAE 62 Ventilación para una calidad aceptable del aire interior. La norma ASHRAE 62 define la calidad del aire percibido como el aire en un espacio ocupado en el cual una mayoría sustancial (80%) de los ocupantes expresa satisfacción basándose en la percepción de los olores y la irritación sensorial, y en el que no es probable que existan concentraciones de contaminantes peligrosos que puedan causar riesgos significativos para la salud.

8.8.4.1 Propósitos de la norma

a) Definir las funciones y requisitos de la ventilación, gestión de fuentes y la purificación del aire para conseguir una calidad aceptable del aire interior.

b) Especificar los métodos empleados para la determinación de las ratas mínimas de ventilación.

c) Especificar el diseño, funcionamiento y mantenimiento del sistema de ventilación para los distintos espacios interiores.

8.8.4.2 Clasificación del aire de acuerdo al grado de contaminación.

De acuerdo al grado de contaminación y la aceptabilidad de recirculación, el aire puede clasificarse en 5 categorías.

- **Clase I:** Sin fuentes inusuales de contaminantes (oficinas, aulas, cuartos de hotel). Este aire puede ser recirculado o usado como aire de transferencia sin tratamiento previo.

- **Clase II:** Intensidad leve de contaminación (Salas de copiadoras, áreas de comedores, cuartos de un solo baño). Este aire puede ser recirculado, en su propio espacio (clase II) o en un espacio clase III, IV o V. [46]

  Puede ser recirculado en un espacio clase I si se limpia para remover los olores y se filtra el 80% de las partículas de 1 a 3 micras (si es alta la humedad, deshumidificar a un nivel optimo para su filtrado).

- **Clase III:** Intensidad significativa de contaminación (baños públicos, cocinas comerciales, piscinas cubiertas). Este aire puede ser recirculado si primero se limpian los contaminantes a un nivel clase I del aire.

- **Clase IV:** Gases nocivos o tóxicos (cabinas de pintura, cuartos de maquinas de refrigeración). Este aire no se recircula ni se puede usar como aire de transferencia; se debe extraer directamente al exterior.

- **Clase V:** Alta concentración de sustancias peligrosas, partículas, gases o bioaerosoles (Gases de combustión, salidas de los evaporadores condensadores y torres de enfriamiento). Este aire no se recircula ni se puede usar como aire de transferencia; se debe extraer directamente al exterior.[47]

[46] Reese James A. ASHRAE. Standard 62R: How It Could Affect Segments Of the Air-Conditioning Industry.1997. p 3.
[47] Ibid, p 3.

8.8.4.3 Procedimientos de diseño. La norma recomienda dos procedimientos alternativos para obtener una calidad de aire aceptable.

- **Procedimiento de cantidad de aire de ventilación (VRP)** consiste en suministrar en el espacio un caudal específico de aire nuevo para diluir los contaminantes en la zona ocupada. El aire nuevo destinado a la dilución, debe ser aceptable para la ello, por lo que debe evaluarse la calidad del mismo en la zona exterior del edificio donde se capta, debiéndose asegurar que los contaminantes no excedan niveles de concentración mínimos que puedan ser perjudiciales. [48]

  Es un procedimiento prescriptivo en el que las tasas de entrada de aire exterior se determinan en función del tipo de espacio o la aplicación, nivel de ocupación y el área del piso.

- **Cantidad de aire exterior de ventilación** El corazón del procedimiento de la cantidad de aire de ventilación, es la ecuación de la cantidad de flujo de aire exterior de ventilación. Calcula el flujo de aire exterior necesario en la zona o espacio ocupado.

$$V_{bz} = R_p \times P_z + R_A \times A_Z \qquad (8.7)$$

Donde:

A_Z= Área del suelo (Superficie ocupable en ft^2; m2.)
P_Z= Zona de ocupación; El numero más grande de personas que se espere ocupen la zona durante un uso típico.
R_P= Flujo de aire exterior requerido por persona; (cfm/persona).
R_A= Tasa de flujo de aire exterior requerido por unidad de área; (cfm/ft^2).

[48] QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. Cap 3.p 51.

El valor de R_P yR_A son valores dados por la norma ASHRAE 62-2007. (Ver anexo A; Tabla A1).

La primera parte de la ecuación (RpPz) es la tasa de ventilación por persona.
La segunda parte de la ecuación (Ra Az) representa la tasa de ventilación por área. [49]

- **Eficiencia de la distribución de aire en la zona** Depende de la ubicación del difusor y la rejilla de retorno, así como de la temperatura del aire de suministro. Su valor esta dado por la norma ASHRAE 62-2007. (Ver Anexo A; Tabla A2).

- **Flujo de aire exterior por zona (Voz)** Una vez que la la eficiencia de la distribución del aire en la zona ha sido determinada, la cantidad de flujo de aire exterior puede ser determinada a partir de la siguiente ecuación:

$$V_{oz} = V_{bz}/E_z \qquad (8.8)$$

  Voz representa el flujo aire exterior que debe ser suministrado a la zona Por el sistema de distribución de aire, independientemente de si el sistema está en calefacción o refrigeración.

  Una vez que el flujo de aire exterior ha sido calculado para cada zona; el flujo de aire exterior de admisión (Vot) puede ser calculado para todo el sistema.

  Los procedimientos empleados para determinar la cantidad de aire exterior de admisión son:

- Procedimiento para sistemas simples.

[49] ASHRAE. The International Mechanical Code And ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004. 29 ed. p 2.

- Procedimiento para zonas múltiples.

❖ **Procedimiento para sistemas simples** Este procedimiento solo se aplica a sistemas de zona única y sistemas de 100% de aire exterior.

El procedimiento empleado para determinar el flujo de aire exterior se describe en la tabla. 26.

Tabla 26. Pasos para determinar el aire exterior de entrada usando el VRP (Zonas simples y de 100% de aire exterior).

	Sistemas simple zona	Sistemas de 100% de aire exterior
1	Determinación de ocupación de la zona; (Pz).	Determinación de ocupación de la zona; (Pz).
2	Determinación del área del piso en la zona; (Az).	Determinación del área del piso en la zona; (Az).
3	Calculo de la cantidad de flujo de aire exterior para respiración $V_{bz=}R_P \times P_Z + R_A \times A_Z$	Calculo de la cantidad de flujo de aire exterior para respiración $V_{bz=}R_P \times P_Z + R_A \times A_Z$
4	Determinación de la eficacia de la distribución del aire;(Ez).	Determinación de la eficacia de la distribución del aire;(Ez).
5	Calculo del flujo de aire exterior en la zona; $V_{OZ} = V_{bZ}/E_Z$	Calculo del flujo de aire exterior en la zona; $V_{OZ} = V_{bZ}/E_Z$
6	Calculo del flujo de aire exterior de entrada; $V_{ot} = V_{OZ}$	Calculo del flujo de aire exterior de entrada; $V_{ot} = \sum Todas\ las\ zonas\ (V_{OZ})$

Fuente: ASHRAE. The International Mechanical Code And ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004. 29 ed. p 4.

❖ **Procedimiento para zonas múltiples** Se emplea en sistemas multizona, en los cuales es necesario recircular cierta cantidad de aire en cada zona.

Existen varios pasos necesarios para calcular el flujo de aire exterior de entrada, para los sistemas multizonas con recirculación. En primer lugar se debe determinar la fracción primaria de aire exterior (Zp), por medio de la siguiente ecuación:

$$Z_P = V_{oz}/V_{Pz} \qquad (8.9)$$

Zp es la razón la relación entre el aire exterior por zona y el aire primario por zona, para cada zona servida por el sistema. Zp debe calcularse para cada zona, y el valor más alto debe elegir entre todas las zonas. Zp representa la fracción primario de aire exterior para el sistema. Dentro de la ecuación, la variable VPZ representa la cantidad total de suministro de aire (tanto el aire exterior, como el de retorno) desde el controlador de aire.

Una vez que la fracción de aire primario por zona para el sistema ha sido determinada, se puede determinar la eficiencia del sistema de ventilación (Ev), por medio de uno de dos métodos posibles. El primero es utilizar los valores predeterminados de la tabla 27.

Tabla 27. Eficiencia del sistema de ventilación.

Max (Zp)	Ev
≤ 0.15	1
≤ 0.25	0.9
≤ 0.35	0.8
≤ 0.45	0.7
≤ 0.55	0.6
> 0.55	Usar apéndice A.

Fuente: ASHRAE. The International Mechanical Code And ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004. 29 ed. p 4.

El segundo método consiste en calcular el valor utilizando el apéndice A de la norma ASHRAE 62-2007.

Si Zp es mayor de 0,55. Se debe emplear el enfoque del apéndice A de la norma para determinar el valor de Ev.

Otro factor a tener en cuenta en los sistemas de zonas múltiples es la diversidad ocupacional, la cual se basa en el hecho de que no todos los espacios de una edificación van a estar habitados en su totalidad, a lo largo del día. Este factor puede ser calculado por medio de la siguiente ecuación.[50]

[50] ASHRAE. The International Mechanical Code And ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004. 29 ed. p 4.

$$D = P_s / \sum Todas\ las\ zonas\ (P_Z) \qquad (8.10)$$

Ps es la población del sistema y representa la población total en el se define como el mayor número de personas que se espera ocupen la zona durante un uso típico.

Una vez determinados estos factores, se puede calcular el flujo de aire exterior de entrada. El proceso a seguir se resume en la tabla 28.

Tabla 28. Pasos para determinar el aire exterior de entrada usando el VRP (Zonas múltiples).

Sistemas zonas múltiples	
1	Determinación de ocupación de la zona; (Pz).
2	Determinación del área del piso en la zona; (Az).
3	Calculo de la cantidad de flujo de aire exterior para respiración $V_{bz} = R_P \times P_Z + R_A \times A_Z$
4	Determinación de la eficacia de la distribución del aire;(Ez).
5	Calculo del flujo de aire exterior en la zona; $V_{OZ} = V_{bz} / E_Z$
6	Calculo de la fracción de aire exterior primario; $Z_P = V_{OZ} / V_{PZ}$
7	Determinación de la eficiencia del sistema de ventilación; Ev.
8	Calculo de la diversidad ocupacional; $D = P_s / \sum Todas\ las\ zonas\ (P_Z)$
9	Calculo incorrecto del aire exterior de entrada; $V_{OU} = D \times \sum Todas\ las\ zonas\ (R_P \times P_Z) + \sum Todas\ las\ zonas\ (R_A \times A_Z)$
10	Calculo del aire exterior de entrada; $V_{Ot} = V_{OU} / E_V$

Fuente: ASHRAE. The International Mechanical Code And ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004. 29 ed. p 4.

- **Procedimiento de calidad del aire interior (*IAQ)* "Indoor Air Quality Procedure"** Este es un procedimiento de diseño en el cual la rata de aire exterior y otros parámetros son basados en el análisis de fuentes de contaminación y concentración de contaminantes. En pocas palabras este procedimiento se basa en el control de contaminantes dentro del sistema.

  Los requerimientos a cumplir para la aplicación del procedimiento IAQ son los siguientes:

- **Fuentes de contaminación:** Se deben identificar los contaminantes y sus fuentes.

- **Concentración de contaminantes:** Se debe conocer la concentración de cada contaminante (apéndice B de la norma ASHRAE 62-2007). (ver anexo A; Tabla A3).

- **Calidad del aire interior percibido:** El criterio para la aceptabilidad de la calidad del aire debe ser de acuerdo a la satisfacción expresada por los ocupantes o visitantes del recinto.

- **Aproximaciones de diseño:** La selección de una o varias combinaciones para el diseño permite determinar el espacio mínimo y la rata de flujo de aire exterior y otros parámetros de diseño.

- **Documentación:** Cuando se usa el método IAQ se debe incluir la siguiente información: Contaminantes considerados en el proceso de diseño, sus fuentes, los limites de concentración de contaminantes y periodos de exposición. Si la documentación se basa en otro sistema similar usado en otra edificación se deben llevar los reportes donde se asegure y se demuestre que ese sistema se puede usar en un nuevo proyecto. Si no se lleva un registro del monitoreo de contaminantes se debe incluir en la documentación el monitoreo y planes de evaluación.

Capitulo 9
ESTIMACIÓN DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO

9 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

En la estimación de cargas es necesario realizar un estudio completo de los componentes de carga que inciden en el local a climatizar (cargas internas y cargas externas), también es importante seleccionar un método de cálculo que garantice una correcta evaluación de las cargas.

En el capítulo 6 se explicaron los modos de transferencia de calor a un recinto en régimen transitorio, los cuales son muy variantes en el tiempo debido principalmente a la radiación solar. La ganancia bruta de calor que se tiene hacia un recinto puede ocurrir en las siguientes formas:

- Por radiación solar a través de vidrios.

- Por conducción de calor a través de los linderos, por radiación y convección desde las superficies internas del recinto.

- Por convección y radiación desde los objetos internos.

- Por infiltración de aire exterior.

- Por convección debida a las personas.

Todo el calor que se recibe de esas fuentes en general no se emplea en forma inmediata para calentar el aire del recinto. La radiación proveniente de objetos interiores y la radiación solar son absorbidas en su mayor parte por los pisos, paredes, techos y muebles los cuales alcanzan temperaturas elevadas y luego se enfrían por convección al aire. A esto se le llama *efecto de almacenamiento de calor*, el calor se absorbe y se almacena. Como consecuencia la ganancia neta de calor por el aire del recinto es menor que la ganancia bruta.

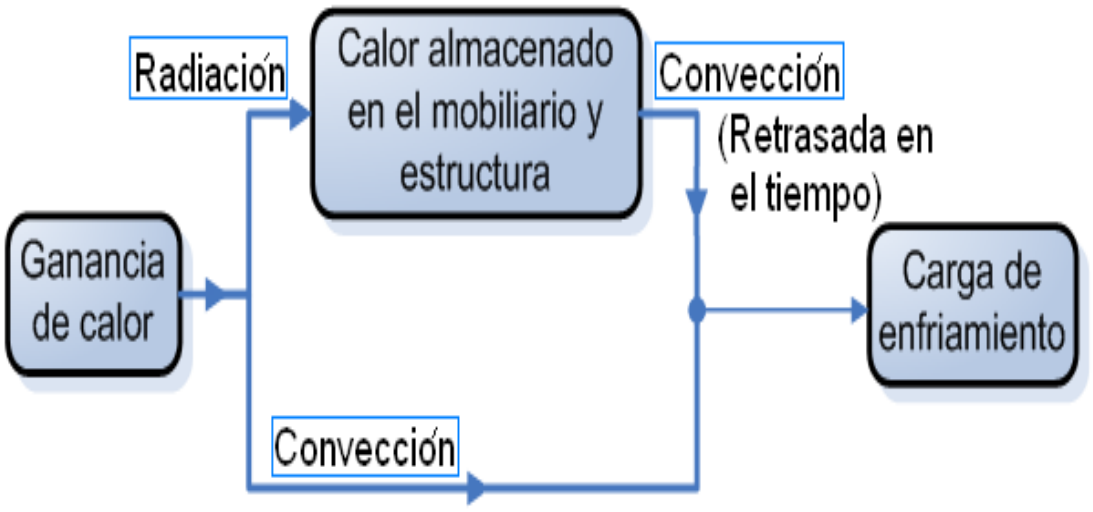
Entonces Los principales factores que influyen en la determinación de las cargas de enfriamiento son:

- **La dependencia del tiempo (cargas solares)**. Debido a la transitoriedad del valor de las cargas, implica la posibilidad de almacenamiento de calor en las estructuras.

- **La diversidad de tipos de cargas**. Solares, lumínicas, metabólicas etc.

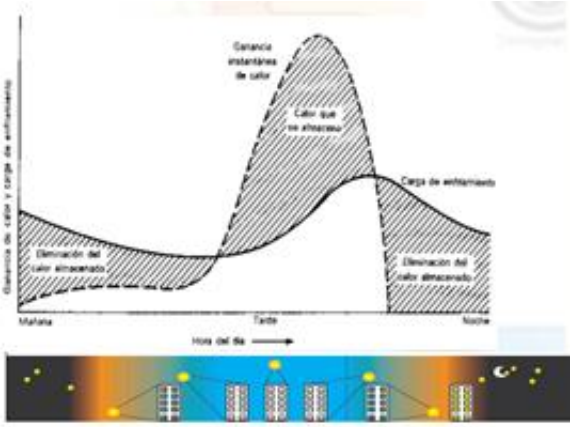
La velocidad a la que se retira esta carga neta de calor del recinto para mantener las condiciones de diseño se denomina *carga de enfriamiento*. En las figuras 124 y 125 se puede observar el efecto del almacenamiento de calor.

Figura 124. Ganancia de calor de la construcción, el almacenamiento de calor y la carga de enfriamiento.



Fuente: Pita G., Edward. "*Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas*". 2 ed México, D.F. Editorial continental S. A. 1994 p 134.

Figura 125. Diferencia entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto de almacenamiento de calor.



Fuente: Pita G., Edward. "*Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas*". 2 ed México, D.F. Editorial continental S. A. 1994 p 135.

Con respecto a la figura 124, es importante diferenciar entre ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento:

- **Ganancia instantánea de calor.** Es la cantidad de calor que se ingresa al espacio acondicionado a las condiciones imperantes, estas ganancias pueden ser de calor sensible y de calor latente.

- **Carga de enfriamiento.** Es la cantidad neta de calor que se debe retirar de un recinto para mantener su condición térmica estable. Con base en esta carga se selecciona el equipo de enfriamiento adecuado, así como las tuberías y los ductos.

9.1 MÉTODOS PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Una exactitud adecuada de los cálculos conduce con frecuencia a la selección de los equipos de menor tamaño y más eficiente energéticamente.

Para el cálculo de las cargas de enfriamiento la ASHRAE[51] plantea dos métodos básicos: método de balance de calor (HB) y método de series

[51] MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

cronológicas radiantes (RTS). A partir de estos métodos básicos se desprenden otros más como los que se describen a continuación.

Los procedimientos descritos se aplican a construcciones comerciales e industriales. En construcciones residenciales el enfoque es el mismo pero con algunas particularidades.

9.1.1 Método diferencial de temperatura equivalente (TEDT). Desarrollado originalmente por Willis Carrier. La primera presentación de este método se hizo en el manual de fundamentos de la ASHRAE de 1967

En el método diferencial de temperatura equivalente (TETD) se usa la técnica de factor de respuesta para un número de paredes y techos representativos de los cuales se obtienen datos para el cálculo de los valores de TETD como función de la temperatura Aire-Sol manteniendo constante la temperatura del cuarto. A los componentes de la carga térmica que se calculan mediante el TETD se les adiciona la ganancia de calor interno para obtener la ganancia de calor instantánea total. Esta ganancia instantánea se convierte en carga de enfriamiento inmediata.

La técnica de tiempo promedio (TA) hace un promedio con los valores desde un periodo apropiado de horas precedentes. Este método hace una cuantificación con el calor almacenado. Su debilidad fundamental es que hace un simple promedio de las cargas radiantes y es una mala aproximación del fenómeno además de estar sujeto a la experiencia del calculista.

9.1.2 Método función transferencia (TFM). Este método tiene como fundamento el estimar las cargas de enfriamiento hora por hora, predecir las condiciones del espacio para varios sistemas, establecer programas de control y programas de operación.

Desarrollado en 1972 por Mitalas aplica una serie de coeficientes de función de transferencia (CFT) que relacionan una función de salida en un tiempo dado al valor de una o más funciones que maneja y ajusta a un periodo inmediatamente anterior. Estos coeficientes son calculados para varias superficies exteriores opacas y con diferencias entre la temperatura aire-sol y la temperatura del cuarto, para determinar la ganancia de calor teniendo en cuenta la inercia térmica de dichas superficies.

El Método de Función de Transferencia (TMF) es aplicado para el cálculo de flujo unidimensional de transferencia de calor en paredes y techos soleados. Los resultados debido a las variaciones de construcción se consideran insignificantes, se si toman en cuenta la carga de los componentes normalmente dominantes.

Para la ganancia de calor por vidrios y cargas internas se calcula directamente para la hora de interés.

El método después aplica una segunda serie de factores de complemento, o coeficientes de función de transferencia del espacio (RTF). La ganancia de calor y la carga de enfriamiento de todos los elementos de carga que tienen componentes radiantes, representan el efecto del almacenamiento de calor y la carga de enfriamiento.

Los coeficientes del RTF se relacionan con la configuración geométrica, la masa y otras características del espacio para determinar el efecto del almacenamiento de calor.

9.1.3 Método diferencial de carga de enfriamiento (CLTD / CLF). Es el método que debe ser aplicado al considerarse como la primera alternativa de cálculo manual. Rudoy y duran en 1975 realizaron un estudio de comparación entre los métodos del TETD y el TFM en el cual simplificaron en un paso el cálculo de la carga de enfriamiento. Producida por la conducción de calor a

través de muros y techos externos y denominaron a esta técnica Método Diferencial de Carga de Enfriamiento.

Una serie de factores fueron tomados de los resultados de los cálculos de cargas de enfriamiento producidos por métodos más sofisticados como Diferencia de Temperatura Equivalente para el uso de ecuaciones tradicionales de transferencia de calor. También se desarrollaron los factores de carga de enfriamiento (CLF) para el cálculo en un sólo paso de las cargas debidas a la conducción y radiación en vidrios exteriores así como para las fuentes de calor interno.

El Método de Temperatura Diferencial para Carga de Enfriamiento es simplificado, por utilizar un factor "U" para calcular la carga de enfriamiento para techos y paredes, presentando resultados equivalentes. Así, la ecuación básica para carga de enfriamiento en superficies exteriores es:

$$Q = U * A * (CLTD) \qquad (9.1)$$

Luego, McQuiston desarrolló en 1992 un factor para carga solar a través de vidrios, factor (SCL), que permite tener en cuenta más parámetros para una mayor exactitud.

Los datos del CLTD y SCL están tabulados y disponibles en los manuales de la ASHRAE y los resultados de los cálculos de la carga de enfriamiento son semejantes con aquellos hechos por el método del TFM[52].

9.2 Calculo de cargas de enfriamiento (método CLTD/CLF)

La técnica del CLTD evoluciona como una operación manual que involucra menos cálculos matemáticos y reemplaza el procedimiento de TETD / TA, para cálculos manuales; pero requiere el uso de tablas de factores precalculados. Proyectos de investigación subsiguientes (ASHRAE 1984, 1988) aclaran el

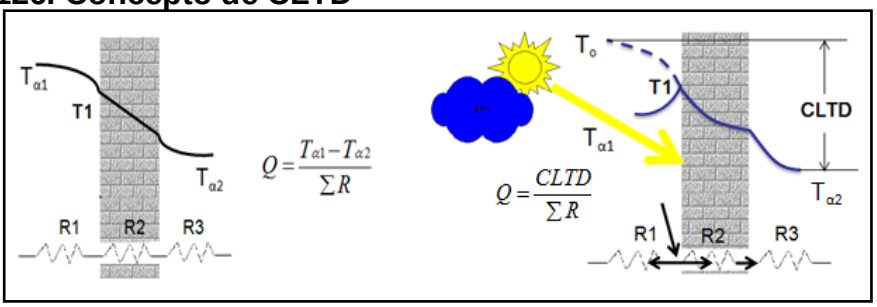
[52] ASHRAE. ASHRAE HandbookCD: Windows 95. Atlanta, USA: Publishing Group. Inc. 1999.

alcance de aplicación efectiva de los factores utilizados para el método de CLTD.

El CLTD ver figura 82, es una función que depende:

- Las propiedades físicas de la pared (**K, ρ, Cp, Color**).
- Su ubicación (**Latitud, Orientación**).
- El tiempo de estimación (**Mes, Hora**).

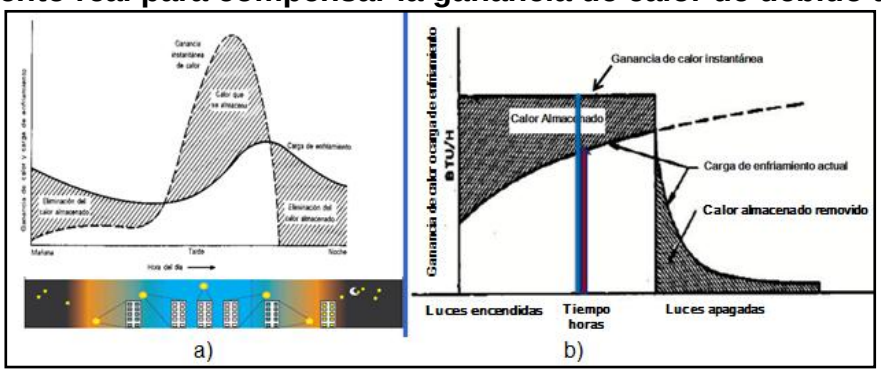
Figura 126. Concepto de CLTD



Fuente: Los autores

El CLF es la relación entre la ganancia de calor instantánea y la carga de enfriamiento actual ver figura 127.

Figura 127.a) Diferencia entre ganancia de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto del almacenamiento de calor. b) Carga de enfriamiento real para compensar la ganancia de calor de debido a luces.



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. "*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*". 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 217.

La determinación de las cargas de enfriamiento en un recinto o conjunto de recintos es trascendental al momento de elegir un equipo de aire acondicionado para mantener las condiciones de diseño.

Las ganancias de calor son muy variables debido a cada uno de los factores que contribuyen a esta ganancia al interior del recinto, en el transcurso del día y con cada uno de los días para lo que se requiere hacer un cálculo preciso para seleccionar el equipo de menor de tamaño y más eficiente en el uso de energía.

Las cargas térmicas se pueden agrupar en dos partes: las que proceden de fuentes externas al recinto y las que se generan internamente.

Dentro de los componentes de ganancia de calor externo hacia el recinto se encuentran:

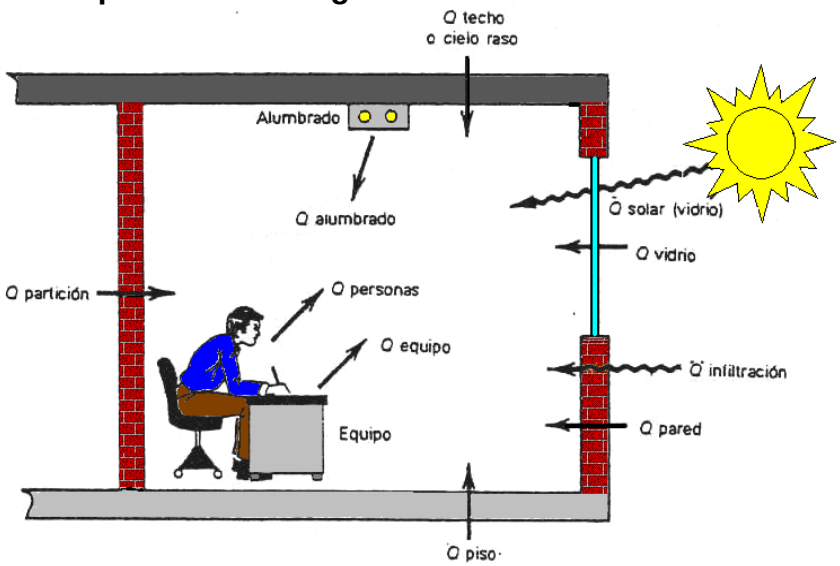
- Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior.
- Conducción a través de divisiones internas, cielo rasos y pisos
- Radiación solar a través de vidrios.

La ganancia de calor interior es generada entre otros por los siguientes componentes:

- Alumbrado.
- Personas.
- Equipos.

Los diferentes aportes a la ganancia de carga de un recinto se pueden observar en la figura 128 y figura 129.

Figura 128. Componentes de la ganancia de calor en un recinto



Fuente: *Air Conditioning Clinic: Cooling and Heating Load Estimation*. [En línea].TRG-TRC002-EN.2000. [Citado 1 de diciembre 2011]. Disponible en internet:< http://www.scribd.com>.

Figura 129. Carga de enfriamiento debido a ganancias internas y externas.



Fuente: Los autores.

9.2.1 Datos generales para estimar la carga de enfriamiento. Para estimar la carga térmica en un sistema de aire acondicionado, el diseñador debe tener en cuenta los siguientes datos generales:

- Ciudad donde se va a elaborar el diseño.

- Tipo de local.

- Ubicación del local (***latitud***).

- Mes y hora de diseño.

- Condiciones ambientales (*exteriores e interiores*).

9.2.1.1 Condiciones ambientales de diseño exterior. Se debe conocer la temperatura de bulbo seco, la temperatura de bulbo húmedo y la humedad relativa del aire donde se realizara el diseño, teniendo en cuanta la variación diaria de dichas temperaturas.

9.2.1.2 Condiciones ambientales de diseño interior. Para fijar las condiciones del local, se deberá conocer:

- La destinación que se le dará al local.

- Para propósitos de confort humano se recomienda aplicar el estándar 55 de 2004 de la ASHRAE. El siguiente criterio es aplicable en muchos casos, dado que el rango de temperaturas operativas es amplio (22.5-26.1° C) una temperatura de bulbo seco de 24° C (modificada ligeramente por la TRM para establecer la T_{op}) será adecuada ver tabla 29 y tabla 30.

Tabla 29. Rango de temperatura interior para invierno o para verano.

	Aislamiento de la ropa	**Temperatura interior (Rango de temperatura operativa °C)**	**Velocidad del aire(fpm)**
Invierno	0.8-0.9	20.5-23.3	<30
Verano	0.5-0.6	22.7-26.1	<50

Fuente: ASHRAE HandbookCD: Windows 95. Atlanta, USA: Publishing Group. Inc. 1999.

Tabla 30. Rango de humedad relativa tolerable y de preferencia.

	Humedad relativa	
	Rango tolerable (%)	**Rango de preferencia**
Invierno		25-30
verano	30-65	40-55

Fuente: ASHRAE HandbookCD: Windows 95. Atlanta, USA: Publishing Group. Inc. 1999.

9.2.2 Entradas adicionales para estimar la carga de enfriamiento. El diseñador también debe tener en cuenta la siguiente información general al momento de diseñar un sistema de aire acondicionado:

- **Características de almacenamiento térmico:**

  - Programación de la operación del sistema en las horas del día durante las condiciones pico externas.

  - Rango permisible de variación de temperatura en el espacio durante el día de diseño.

  - Capacidades de almacenamiento de los materiales de construcción, de las paredes, de los pisos, los muebles y equipos.

- **Operación continua o intermitente:**

  - Tiempo de operación del sistema en un día de oficina.

  - Si el espacio opera continuamente o intermitentemente.

Para el cálculo de las cargas externas e internas de enfriamiento, el diseñador requiere conocer la siguiente información:

- **Carga externa de enfriamiento:**

  - Orientación y dimensiones de los componentes de construcción.

  - Materiales de construcción del techo, paredes, pisos y ventanas.

  - Tamaño y uso del espacio a ser acondicionado.

  - Condiciones de los alrededores y las del espacio contiguo.

- **Carga interna de enfriamiento:**

  - **Luces:** Lámparas, Fluorescentes, luces incandescentes, luces venteadas, luces empotradas.

  - **Personas:** Numero de personas, actividad, ocupación.

  - **Equipos internos.**

- **Infiltración y ventilación:**

  - CFM por persona y/o por ft^2. mínimo requerido o el nivel de incremento por la construcción propia.

  - **Ventiladores de extracción:** tipo, tamaño, CFM repartidos.

  - **Puertas y ventanas:** Localización, tipo, tamaño, frecuencia con la que se abre.

9.2.3 Cargas externas. A través de la envoltura del recinto (paredes, techos, pisos y ventanearía) se tiene una transferencia de calor por conducción. En la estructura habitual, las paredes y los techos son ensambles complejos de

diferentes materiales. Con frecuencia, las ventanas están hechas de dos o más capas de cristales con espacios llenos de aire entre ellas. Debido a estas condiciones, es difícil elaborar los cálculos aplicando las ecuaciones básicas de transferencia de calor por lo que la norma ASHRAE establece métodos que simplifican tales cálculos.

Uno de los estos métodos es el método del CLTD (*Cooling Load Temperature Difference*). Este método usa coeficientes de película combinado de radiación y convección sobre las superficies externas e internas, es así como todos los datos que se encuentran tabulados son basados en la temperatura sol-aire en el exterior.

Los datos que se establece la ASHRAE son para una temperatura interior asumida de 78 °F para un sistema de enfriamiento de aire en operación las 24h/día.

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se realiza mediante la siguiente expresión[53]:

$$\mathrm{Q} = \mathrm{U} * \mathrm{A} * (\mathrm{CLTD_c}) \qquad (9.2)$$

Donde:

Q: Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrios Btu/h.
U: Coeficiente global de transferencia de calor para el techo paredes o vidrios, $Btu/(h * ft2 * °\mathrm{F})$
A: Área el techo, pared o vidrios, ft^2
CLTD: Diferencia de Temperatura para Carga de enfriamiento, °F

[53] MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

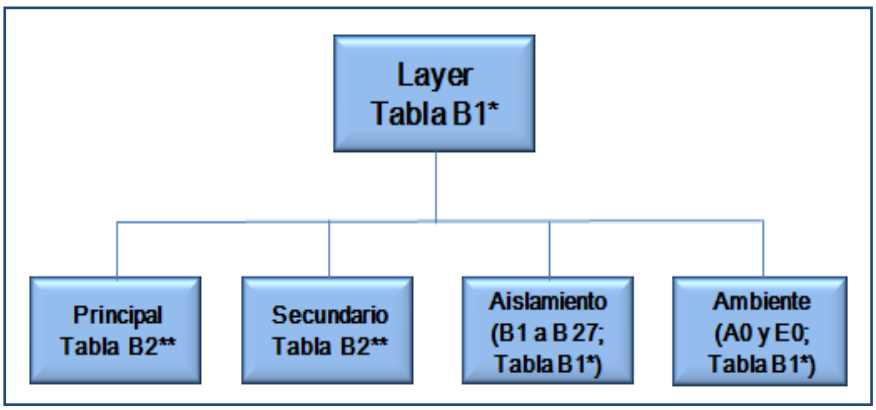
Todos los procesos de cálculo descritos en los siguientes numerales fueron extraídos del manual del (**Cooling and Heating LOAD CALCULATION MANUAL**) second edition de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, inc.

9.2.3.1 Ganancia de calor a través de paredes, (cálculo del CLTD para paredes). Para obtener el CLTD de un muro de concreto tres características de la pared deben ser determinadas:

- Ubicación de la masa con respecto al aislamiento.
- Valor total de la resistencia con respecto a la pared, 1/U.
- Material principal de la pared

Las paredes están compuestas por layers o capas, las cuales se deben identificar de la siguiente manera ver figura 86.

Figura 130. Composición de una pared por capas

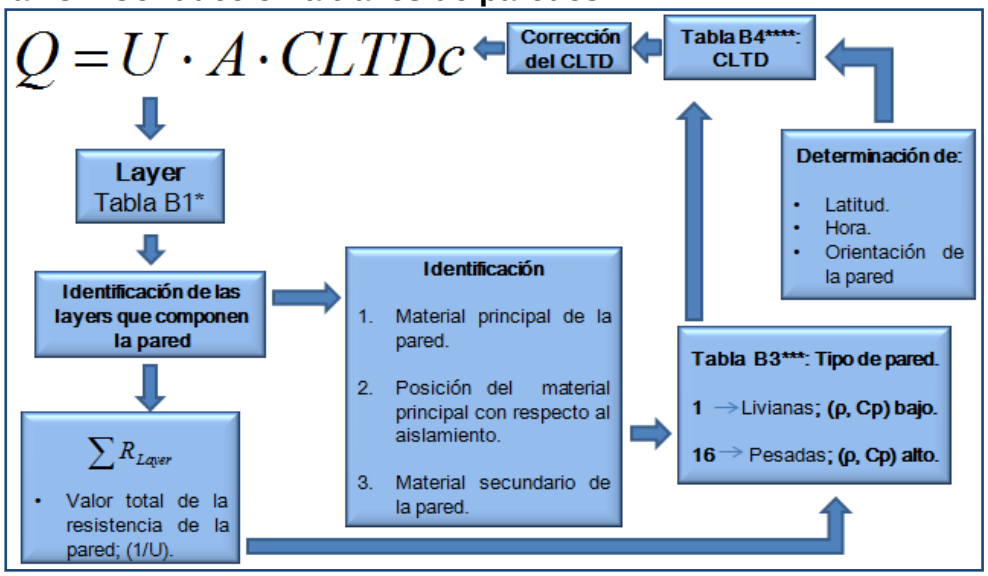


Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B.**

El cálculo de la carga a través de las paredes se puede resumir en la figura 131.

Figura 131. Conducción a través de paredes.

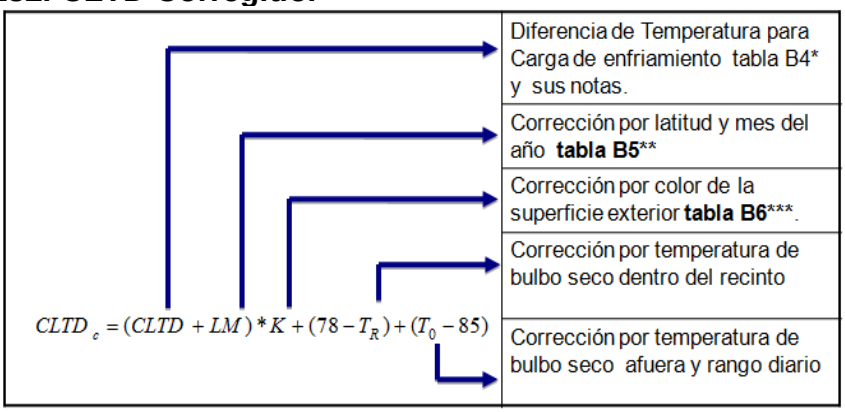


Fuente: Loa autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B. **** Ver anexo B.**

Corrección del CLTD para paredes ver figura 132.

Figura 132. CLTD Corregido.



Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B.**

$$T_o = T_{de} - \frac{RD}{2} \qquad (9.3)$$

$RD =$ Rango diario

9.2.3.2 Ganancia de calor a través de techos, (cálculo del CLTD para techos). El elemento externo más crítico sometido a la radiación solar es el techo, ya que este la recibe alrededor del 60 al 70% del día. Debido a que esta carga es alta se han creado elementos aislantes como son los cielos rasos falsos con colchones de aire, pintar el techo con colores reflectivos, etc., para disminuir un poco de la carga térmica al recinto.

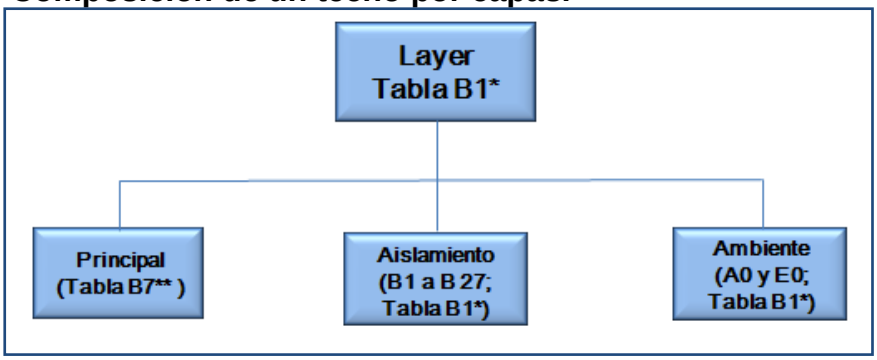
Para el cálculo de esta carga la ASHRAE presenta la expresión que se muestra en la figura 134.

Para obtener el CLTD para un techo en particular, cuatro características del techo deben ser determinadas:

- Ubicación de la masa con respecto al aislamiento.
- El valor de la resistencia total del techo, 1/U.
- Material principal del techo.
- Presencia o ausencia de techo suspendido, (cielo raso).

Los techos están compuestos por layers o capas, las cuales se deben identificar de la siguiente manera ver figura 133.

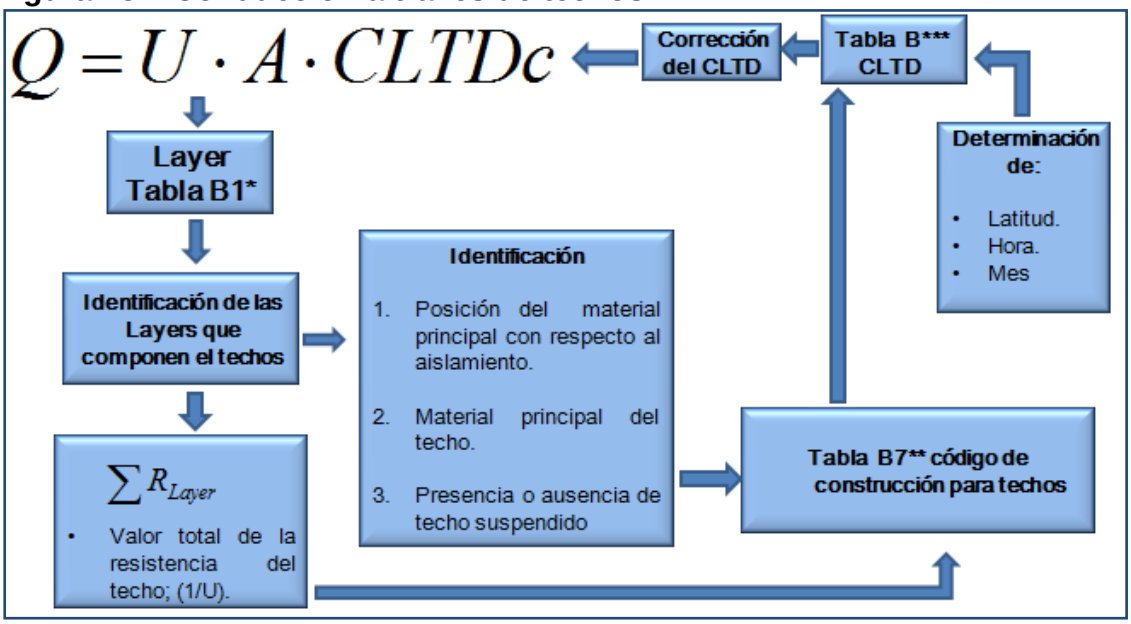
Figura 133. Composición de un techo por capas.



Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B.**

Figura 134. Conducción a través de techos.

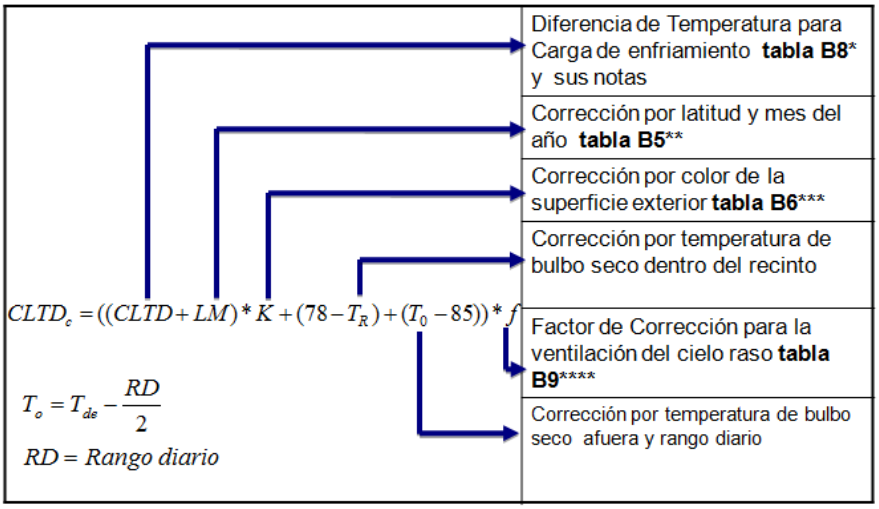


Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B.**

Corrección del CLTD para techos ver figura 135.

Figura 135. CLTD corregido.



Fuente: Autores.

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B. **** Ver anexo B**

9.2.3.3 Ganancia térmica por conducción en ventanas sin sombreado exterior. La radiación solar que recae sobre un vidrio exterior provoca una ganancia de calor que es muy diferente a las que se provocan por

el techo o las paredes debido a la característica translucida de este. La ganancia de calor por un vidrio se da de dos maneras: por radiación, en la cual se tiene la transmisión de la radiación y la parte de radiación absorbida que fluye hacia el interior y por conducción debida al gradiente de temperatura que se tiene entre la superficie externa y la superficie interna.

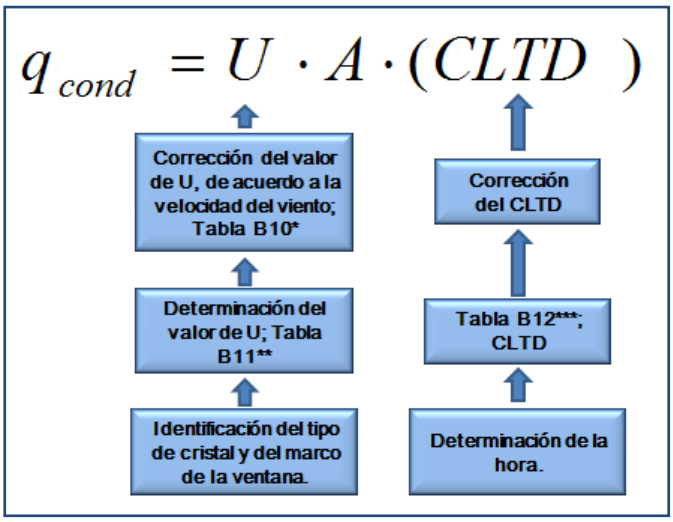
$$q = q_{rad} + q_{cond} \qquad (9.4)$$

q_{cond} = Ganancia térmica por radiación.

q_{rad} = Ganancia térmica por conducción.

La ganancia térmica en ventanas por conducción se resume en la figura 136, para el cálculo del CLTD.

Figura 136. Conducción a través de ventanas.



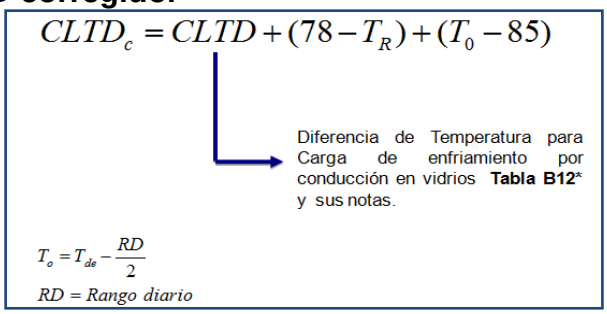
Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B.**

Para la corrección del CLTD para vidrios ver figura 137.

La ganancia térmica en ventanas por radiación se resume en la figura 138 y figura 139, para el cálculo del SCL y SC respectivamente.

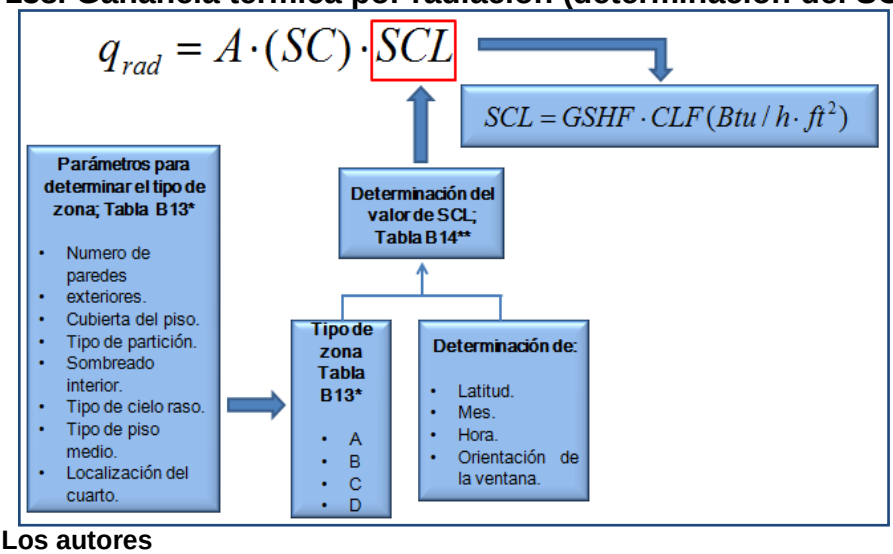
Figura 137. CLTD corregido.



Fuente: Los autores

*** Ver anexo B.**

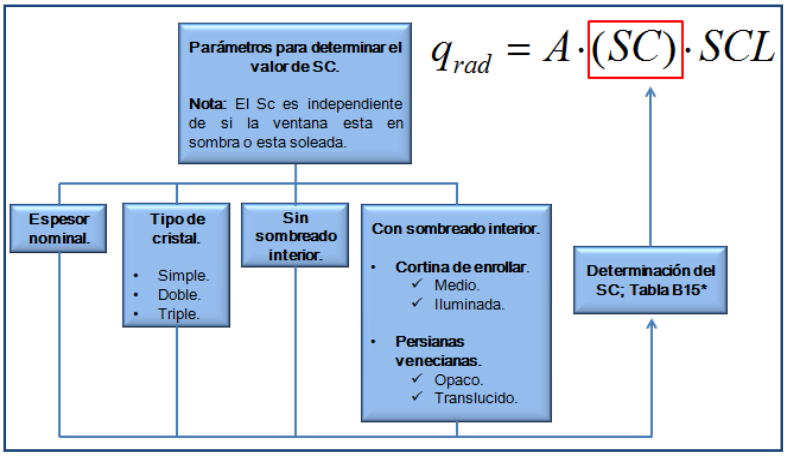
Figura 138. Ganancia térmica por radiación (determinación del SCL).



Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B.**

Figura 139. Ganancia térmica por radiación, (determinación del SC).



Fuente: Autores.

*** Ver anexo B.**

9.2.3.4 Ganancia térmica por radiación en ventanas con sombreado exterior. Para evitar que la radiación proveniente del sol ingrese totalmente al recinto a acondicionar por las ventanas, los diseñadores en climatización han encontrado soluciones arquitectónicas a este problema**,** instalando barreras que disminuyan la radiación solar incidente sobre la superficie acristalada de la ventana.

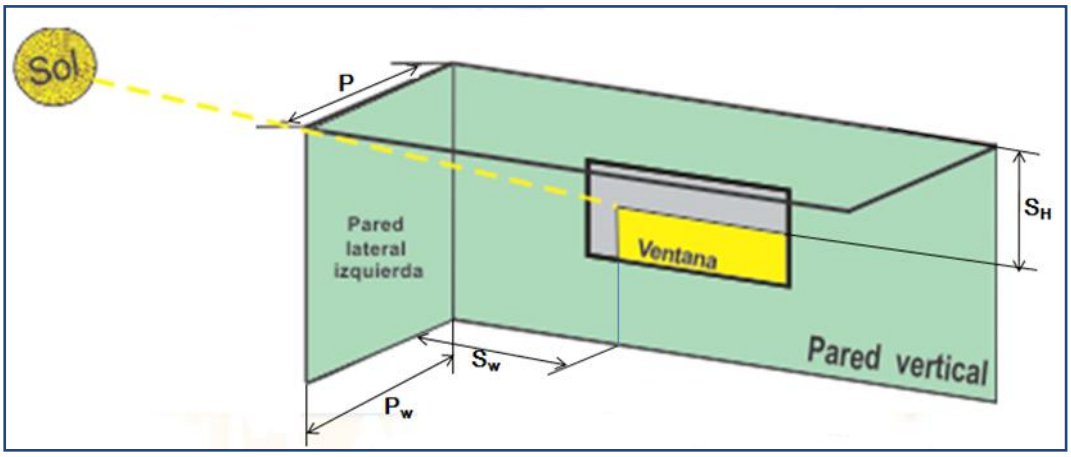
La ganancia térmica total por radiación y por conducción en una ventana con sombrado exterior se da la siguiente forma:

$$q = q_{sun} + q_{sh} + q_{cond} \quad (9.5)$$

q_{sun} = Ganancia térmica por radiación; parte soleada.
q_{sh} = Ganancia térmica por radiación; parte sombreada.
q_{cond} = Ganancia térmica por conducción.

Para empezar el cálculo de ganancia térmica en ventanas con sombreado exterior, el diseñador o calculista debe conocer los parámetros para la determinación del área sombreada y no sombreada ver figura 140.

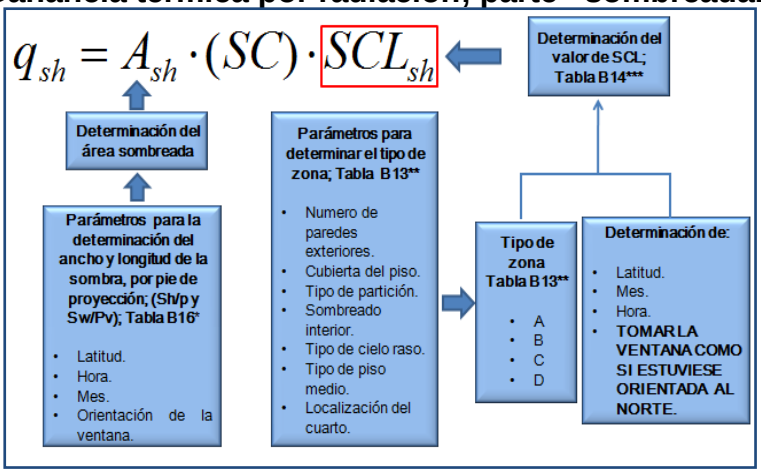
Figura 140. Parámetros para la determinación del ancho y longitud de la sombra.



Fuente: Autores.

A continuación se presenta el procedimiento de forma resumida ver figura 141, para calcular la ganancia térmica por radiación en ventanas con sombrado exterior. Las otras ganancias q_{sun} y q_{cond} se calculan de igual forma que en las ventanas sin sombreado exterior.

Figura 141. Ganancia térmica por radiación; parte sombreada.



Fuente: Los autores

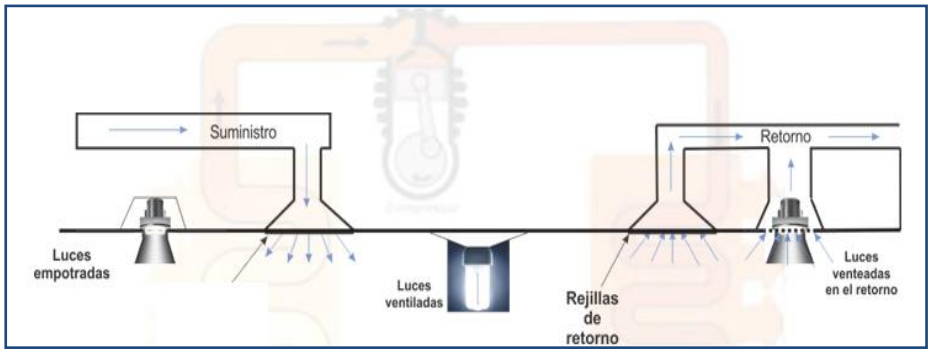
*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B.**

9.2.4 Cargas internas. La ganancia de calor interior producida por los ocupantes, las luces y los equipos aumenta en gran medida la carga de enfriamiento en el recinto. En el invierno pueden ser las generadoras exclusivas de la carga en las edificaciones industriales y comerciales por lo cual es muy importante el cálculo de estas para la selección del equipo de refrigeración. Estos componentes generan ganancia de calor por radiación incrementando la temperatura de las superficies de las paredes, techo e inmobiliario y por convección hacia el aire del recinto.

9.2.4.1 Cargas internas debidas a las luces. En algunos sitios, una de las mayores fuentes de carga son las luces debido a la gran cantidad de estas y la potencia de las mismas. La energía generada por las luces se transfiere por convección directamente al aire y por radiación que es absorbida por las superficies que se calientan y luego pierden esta calor por convección hacia al aire del recinto.

El modo de instalación de las luces (Ver figura 142) y el sistema de distribución del aire entre otros, son aspectos a tener en cuenta en el cálculo de la carga debido al alumbrado. Para luces que permanecen encendidas las 24 horas al día, la carga de enfriamiento es igual al consumo de potencia de las mismas. La fuente de calor del sistema de iluminación son las luces incandescentes, aún cuando otros componentes asociados con ellas como los reactores o balastras puedan generar una fuente de calor adicional.

Figura 142. Modo de instalación de las luces.



Fuente: Autores.

Teniendo todos los aspectos anteriores en cuenta y otros más el cálculo de la carga de enfriamiento debido a las luces se puede realizar como se ilustra en la figura 143.

Figura 143. Ecuación para calcular la carga debido a las luces

FUENTE DE CARGA	ECUACIÓN	DESCRIPCIÓN
Luces	$q_s = 3.41 \times q_l \times F_u \times F_s \times CLF$	Carga sensible de enfriamiento [BTU/h] Factor de conversión de [W] por [BTU/h] Capacidad de las lámparas [W] Fracción de la capacidad en uso Factor de balastra **(Tabla B17*).** F_S=1 para luces incandescentes. Factor de carga de enfriamiento

Fuente: Los autores

*** Ver anexo B.**

El factor de carga de enfriamiento para luces CLF se calcula de acuerdo a la clasificación que se le dé a las luces, en la figura 144, se muestra el proceso para calcular este factor.

Figura 144. Factor de carga de enfriamiento.



Fuente: los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B.**

9.2.4.2 Cargas internas debidas a los ocupantes. La carga de enfriamiento que generan los ocupantes se presenta de dos formas, el componente sensible y el componente latente. Estos dos factores dependen del nivel de actividad de las personas y están tabulados por la ASHRAE.

Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto del almacenamiento de calor, pero nada del calor latente que es generado por la transpiración. Para el cálculo de la carga de enfriamiento debida a los ocupantes es de gran importancia conocer el tiempo de permanencia de estos en el recinto y la actividad realizada.

Para la estimación de la carga de enfriamiento de un local debido a los ocupantes en la figura 145 presenta su formulación.

Figura 145. Ecuación para estimar la carga de enfriamiento debido a personas.

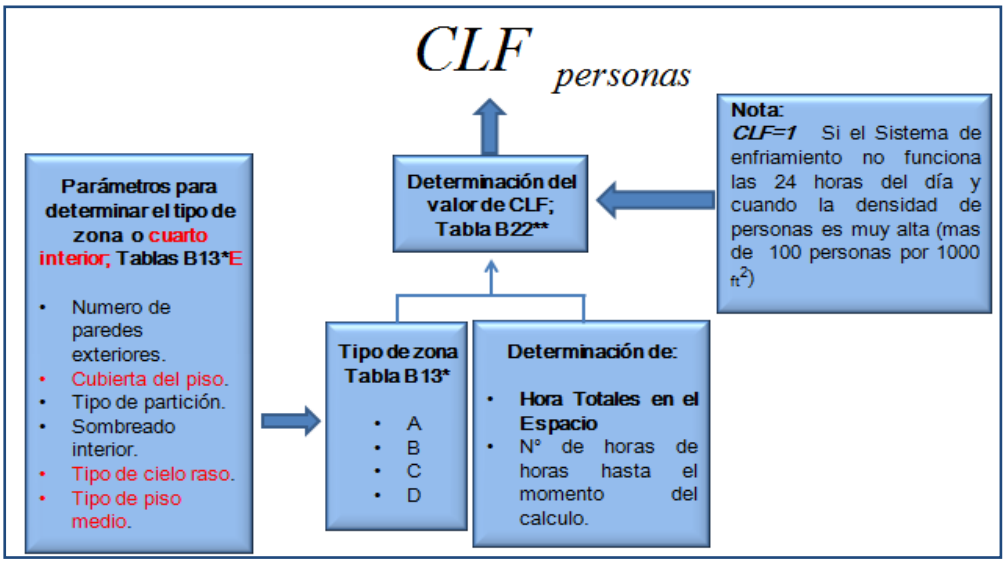
FUENTE DE CARGA	ECUACIÓN	DESCRIPCIÓN
Personas	$q_s = \frac{q_s}{persona} \times personas \times CLF$	Carga sensible de enfriamiento [BTU/h] Calor sensible ganado por persona **(Tabla B21*)** Número de personas Factor de carga de enfriamiento ***CLF=1*** Sistema de enfriamiento no funciona las 24 horas del día y cuando la densidad de personas es muy alta (mas de 100 personas por 1000 ft^2
	$q_l = \frac{q_l}{persona} \times personas$	Calor latente de enfriamiento [BTU/h] Calor latente ganado por persona **(Tabla B21*)** Número de personas

Fuente los autores

*** Ver anexo B.**

En la figura 146. Se muestra todo el proceso de cálculo para el factor de carga de enfriamiento para personas CLF.

Figura 146. Proceso de cálculo del factor de carga de enfriamiento



Fuente: Los autores

*** Ver anexo B. ** Ver anexo B.**

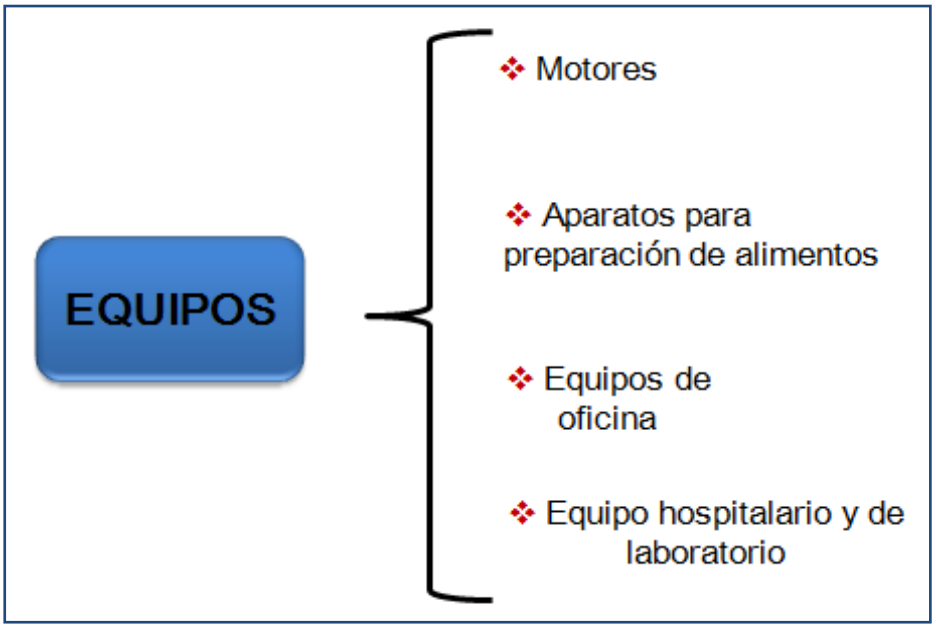
9.2.4.3 Cargas internas generadas por los equipos. Para la ganancia de calor debida a los equipos se tienen dos clasificaciones para la estimación de la carga de enfriamiento las cuales son:

- Equipos con fuente de potencia diferente a motores eléctricos los cuales generan tanto cargas sensibles como latentes.

- Motores eléctricos o equipos movidos por motores eléctricos (equipos de potencia) los cuales generan solo carga sensible.

En la figura 147, se mencionan algunos equipos comúnmente encontrados en lugares que requieren acondicionamiento de aire.

Figura 147. Equipos comúnmente encontrados en espacios a acondicionar.



Fuente: Autores.

En la ganancia de calor de un equipo accionado por motor eléctrico, se pueden presentar 3 casos ver tabla 31.

Tabla 31. Ganancia de calor de un equipo accionado por motor.

caso	Descripción	Ganancia de Calor
1	Motor y equipo dentro	$Q = 2545 * \frac{Hp}{\eta} * F_l * F_u$
2	Motor fuera y equipo dentro	$Q = 2545 * Hp * F_l * F_u$
3	Motor dentro y equipo fuera	$Q = 2545 * \frac{1-\eta}{\eta} * F_l * F_u$

Fuente: Autores.

Donde:

F_l = Factor de carga.

F_u =Factor de uso.

Se considera que la ganancia de este calor es:

- 70% Radiante.
- 30% Convectiva.

La gran variedad de aparatos, la programación de su uso, la forma de instalación etc., hace la estimación muy subjetiva. Tomar datos de la tabla B23 ver anexo B.

Cuando se tienen datos de placa se toma el 50% de lo especificado en la placa para tener en cuenta la intermitencia del control F_u=0.5.

Para equipos con extractor la radiación equivale al 32% El calor convectivo se supone que es evacuado por el extractor.

La siguiente ecuación aplica para equipos eléctricos y equipos de vapor con extractor.

$$q_{ganado} = 0.5 * 0.32 * q_i = 0.16 * q_i \qquad (9.6)$$

- Para equipos de cocina fuego directo. Ver anexo B, tabla B23.

Para equipos de oficina ver anexo B, tabla B24, en los equipos de oficina 70% del calor se da por radiación y el 30% convectivo.

Para equipos de hospital de y laboratorio (ver anexo B, tabla B24) en estos equipos el calor por radiación representa un 70% y el convectivo un 30%.

9.2.5 Infiltración a través de ventanas y puertas. INFILTRACION es el flujo incontrolado (la ventilación es intencional) que pasa a través de las rendijas de puertas y ventanas de un edificio.

Esta infiltración es un resultado de:

- La presión ejercida por viento (wind pressure).

- La diferencia de temperatura interior-exterior (efecto de chimenea).

- Diferencias de presión inducidas internamente.

Las diferencias de presión producto de la presión del viento, se da de la siguiente manera:

- Diferencia de presión máxima teórica: $\Delta P_{wt} = 0.5 * \rho * V_w^2$

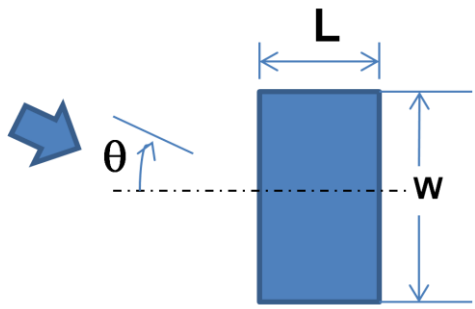
Es imposible que toda la energía cinética del viento se convierta en presión cuando golpee el edificio, por lo tanto se define un coeficiente de presión para relacionar el cambio de presión real con el cambio de presión máxima teórica.

$$Cp = \frac{\Delta P_w}{\Delta P_{wt}} \qquad (9.7)$$

$$\frac{\Delta P_w}{Cp} = 0{,}000482 V_w{}^2 \qquad (9.10)$$

Cp es el coeficiente de presión para paredes y depende del Angulo de incidencia del viento con respecto a la pared del edificio.

Figura 148. Ángulo de incidencia del viento con respecto a la pared del edificio.



Fuente: Autores.

Tabla 32. Cp vs Angulo.

Cp Vs ángulo (θ)	
θ	**Cp**
0	0,7
20	0,55
40	0,375
60	0,0625

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Entonces la ecuación general para el cálculo del flujo de infiltración a través de puertas y ventanas es:

$$\frac{Q}{P} = k(\Delta p_w)^n \qquad (9.10)$$

Donde:

Q = Cfm

P = Perímetro de las rendijas para puertas

k = Coeficiente de fugas en las rendijas (*C=K*P*)

n = 0.65

Tabla 33. Coeficiente de fugas en las rendijas.

Ajuste de ventana	k	Tipo de ventana
Ajuste fuerte	1.0	Ventana de guillotina y Ventana metálica abatidle con burlete de sello.
Ajuste medio	2.0	Ventana metálica abatidle sin burlete de sello-ventana de corredera con burlete de sello
Ajuste suave	6.0	Ventanas de corredera vertical y horizontal sin burlete de sello.

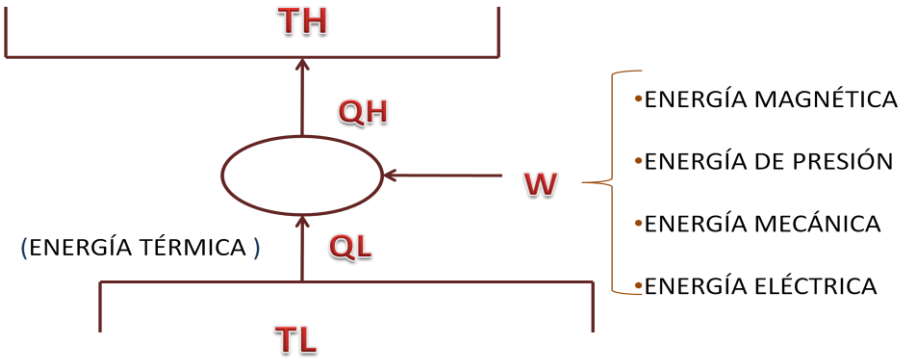
Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Capitulo 10
SISTEMAS Y EQUIPOS

10 SISTEMAS Y EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN

Las aplicaciones industriales, comerciales o domesticas que permiten transportar calor desde una fuente de baja temperatura y llevarla a una zona de alta temperatura requieren para su operación un conjunto de dispositivos y subsistemas que cumplen una función específica para lograr el objetivo propuesto.

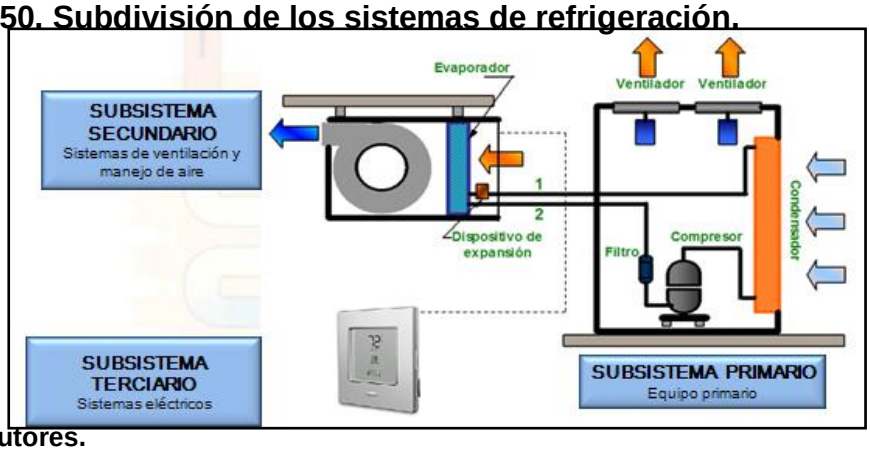
Figura 149. Principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración.



Fuente: Autores.

En el campo del aire acondicionado, por ejemplo, el proceso de sacar el calor de un local y finalmente llevarlo al exterior requiere de un conjunto de elementos que para facilitar su comprensión pueden dividirse en tres subsistemas: Subsistema primario, subsistema secundario y subsistema terciario. (Ver figura 150).

Figura 150. Subdivisión de los sistemas de refrigeración.

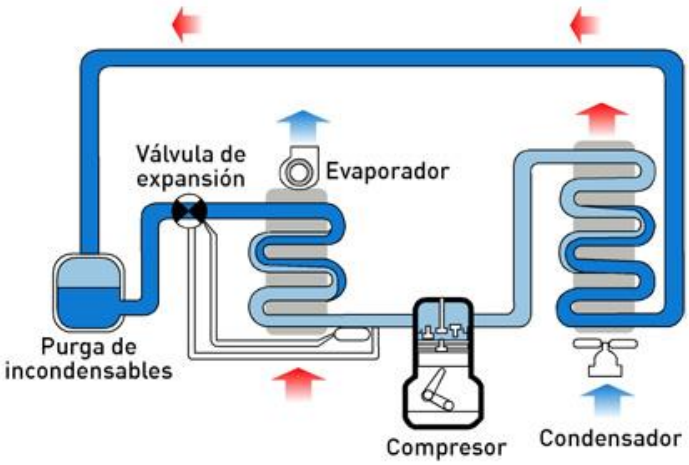


Fuente: Autores.

- **SUBSISTEMA PRIMARIO (EQUIPO PRIMARIO):** El subsistema primario corresponde a los dispositivos que permiten, mediante la utilización de un fluido de trabajo denominado refrigerante, disponer de una zona física a baja temperatura, en la cual se encuentra el evaporador, denominado así porque en este dispositivo el refrigerante pasa del estado liquido al estado de vapor, al absorber la energía en forma de calor que se desea retirar de la zona.

  Si el refrigerante en estado de vapor se desechara a la atmosfera, los costos operativos y el impacto ambiental generados por esta situación serian elevados. Debido a estas razones se hace necesario reutilizar el refrigerante, llevándolo a las condiciones iniciales mediante un proceso de compresión y posterior condensación.

Figura 151. Esquema funcional de un enfriador a compresión.



Fuente: Refrigeración por compresión de vapor. (En línea). (Citado 23 de Mayo de 2011). Disponible desde internet: http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias/camaras-frigorificas-industriales

También se debe tener presente que los sistemas de aire acondicionado se deben ajustar al sitio y a las necesidades donde se van a emplear. Factores como salubridad, espacio disponible, normativas de construcción, costos iniciales y operativos justifican en algunos sistemas el uso de un segundo refrigerante.

De acuerdo a lo anterior los subsistemas primarios pueden ser clasificados con base en tres criterios:

1. **De acuerdo a su misión.**

- ✓ Sistemas para confort.
- ✓ Sistemas para procesos industriales.

2. **Según el ciclo de refrigeración empleado:**

- ✓ Compresión de vapor
- ✓ Absorción

3. **Si el refrigerante en el subsistema primario enfría directamente el aire o a un segundo fluido de refrigeración:**

- ✓ Sistemas de expansión directa
- ✓ Sistemas de expansión indirecta

- ➢ **Según el ciclo de refrigeración empleado**

  Para lograr la condensación del refrigerante, en las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado se emplean generalmente dos métodos, la compresión de vapor y la absorción.

  En la compresión de vapor se requiere el uso de otros dispositivos como el compresor, con el fin de elevar la presión del refrigerante que se encuentra en forma de vapor en la zona de baja presión (a la salida del evaporador), luego para restituirlo a las condiciones iniciales se lo hace condensar a mayor presión y temperatura, para ceder el calor al medio circundante,

normalmente aire o agua. Una vez condensado el refrigerante es necesario llevarlo a baja presión y temperatura al evaporador, lo cual se logra a través de un dispositivo de expansión.

En el proceso de absorción, la condensación del refrigerante difiere del ciclo de compresión de vapor en la manera de transformar el vapor del refrigerante a baja presión y temperatura, apto para pasar al condensador. En la absorción se emplea un conjunto de elementos constituidos por un depósito de absorción, bomba de agua, una fuente de calor y deposito separador, de modo que el vapor refrigerante que se produce en el evaporador no es aspirado por un compresor, sino que es absorbido por un medio absorbente.

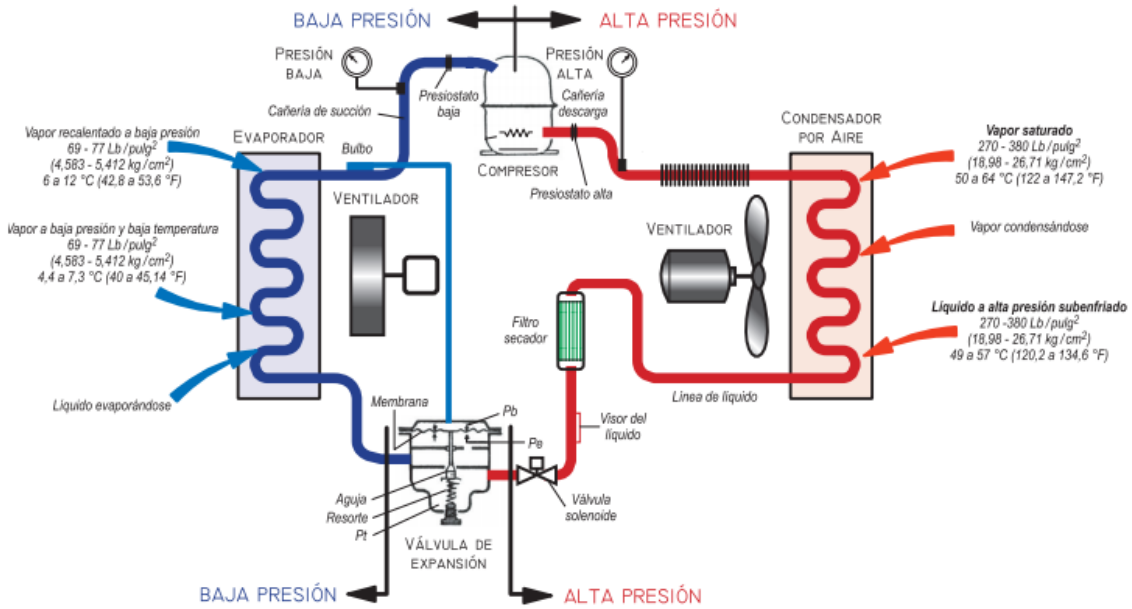
Existen otros métodos de obtener una zona fría no utilizados comúnmente en este tipo de aplicaciones como pueden ser los sistemas basados en la refrigeración termoeléctrica o termo acústicos,

En este capítulo se estudia el ciclo de compresión de vapor y el de absorción, así como sus componentes.

Los componentes principales del ciclo de compresión de vapor son:

- ✓ Compresor.
- ✓ Dispositivo de expansión de flujo.
- ✓ Condensador.
- ✓ Evaporador.

Figura 152. Componentes del ciclo de compresión de vapor.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior".1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.96.

Los componentes principales del ciclo de absorción son:

- ✓ Absorbedor.
- ✓ Evaporador.
- ✓ Generador.
- ✓ Condensador.

➢ **Si el refrigerante en el subsistema primario enfría directamente el aire o a un segundo fluido de refrigeración.**

- **Sistema de expansión directa:** en los sistemas de expansión directa el refrigerante enfría directamente el aire que se distribuye a los locales en los serpentines de los equipos, constituyendo la manera más efectiva de lograr

el objetivo de enfriar y deshumectar el aire, dado que se logra el intercambio directo con el refrigerante.

- **Sistemas de expansión indirecta o agua helada:** se les suele denominar de agua helada porque un chiller enfría un refrigerante secundario como el agua, el cual es distribuido en forma adecuada a unidades terminales ubicadas en los locales, denominados fan coils, inductores o a manejadoras, que son los que a su vez enfrían el aire que circula en los locales.

- **SUBSISTEMA SECUNDARIO (SISTEMAS DE VENTILACIÓN Y MANEJO DE AIRE):** El subsistema secundario transfiere la energía de calefacción y enfriamiento entre el subsistema primario y los espacios a acondicionar. Estos sistemas comprenden todos los elementos que permiten:

- ✓ El manejo del aire (acondicionamiento térmico).
- ✓ El transporte de los fluidos refrigerantes.
- ✓ El transporte del aire.
- ✓ Renovación del aire.
- ✓ Recuperación de la energía

1. **Manejo del aire:** comprende todos los elementos que se encuentran dentro de la unidad manejadora o unidad terminal que están destinadas al acondicionamiento del aire al interior de una zona.

   Los elementos que generalmente constituyen una unidad manejadora son:

- Filtros de aire.

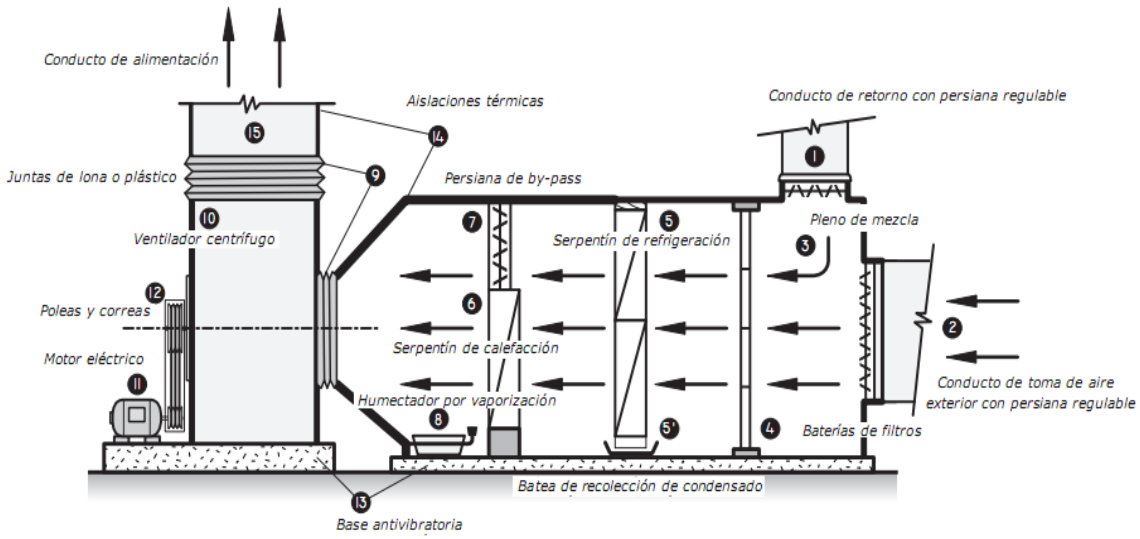
- Humidificadores

- Secadores

- Serpentines

- Ventilador del aire de impulsión.

Figura 153. Unidad de tratamiento de aire.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior".1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.12.

2. **Transporte de los fluidos refrigerantes:** En cuanto al transporte de los fluidos refrigerantes (agua, refrigerantes) estos se pueden llevar por medio de tuberías hasta los serpentines de enfriamiento de la unidad terminal (unidad manejadora).

3. **Transporte del aire:** el transporte del aire se da desde la unidad manejadora hasta el espacio a acondicionar y se lleva a cabo mediante:

- Ductos de suministro y/o retorno.

- Ventiladores de impulsión.

- Difusores.

- Rejillas.

Los componentes del sistema de transporte, tanto de los refrigerantes como del aire se estudian a profundidad en el capítulo 11 (Sistemas auxiliares).

Figura 154. Sistema de transporte de aire.



Fuente: Ductos comerciales. (En línea). (Citado 23 de Mayo de 2011). Disponible desde internet: http://aircool.tech.officelive.com/aircoolinternational.aspx

4. **Renovación del aire:** La renovación del aire se da mediante la introducción continua de una cantidad de aire exterior que garantice una calidad del aire con concentraciones mínimas de contaminantes tanto orgánico (bacterias, hongos etc.) como inorgánicos (CO2, radón, etc.) para mas detalles ver el capitulo 8 en la sección de calidad del aire interior.

La cantidad de aire exterior ingresada puede ser una porción o la totalidad del aire de suministro del sistema, por lo que reemplaza parcial o totalmente el aire de recirculación o retorno del sistema, garantizando la calidad del aire.

Este tema se trata con más detalle en este capítulo en los sistemas todo aire.

Debido a que un porcentaje de aire es renovado es lógico expulsar una cantidad igual al aire de renovación, en este caso pueden presentarse las siguientes situaciones:

- El aire de extracción puede ser exfiltrado por las aberturas de marcos de puertas, marcos de ventanas, apertura y cierre de puertas y/o ventanas logrando el efecto de presión positiva dentro de la zona.

- Extraer este aire por medio de un sistema de ductos y rejillas para expulsarlo al exterior y de ser necesario potsfiltrarlo.

- Extraer el aire por medio de un sistema de ductos y rejillas y llevarlo a un equipo recuperador de energía para aprovechar su calidad de energía haciéndolo que intercambie calor con el aire de renovación para pretratarlo antes de que ingrese al equipo de aire acondicionado.

El aire se extrae desde la zona acondicionada hacia el exterior por medio de:

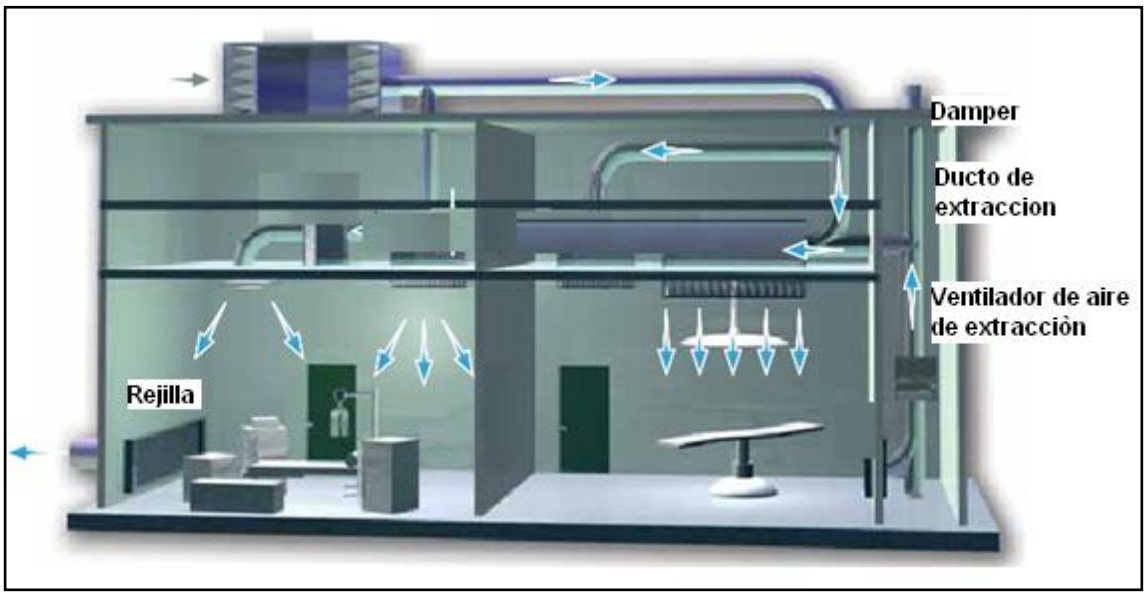
- Rejillas.

- Ductos de extracción.

- Ventilador de aire de extracción.

- Compuerta de aire de expulsión (dámper).

Figura 155. Sistema renovación del aire.



Fuente: Autores.

El aire de recirculación en cuanto a sus características termodinámicas viene determinado por las condiciones del recinto a acondicionar; se extrae por medio de rejillas y se lleva hasta la caja de mezcla de la unidad manejadora o al cuarto de máquinas de la unidad manejadora a través de ductos de recirculación (ductos de retorno). En el caso del aire exterior este ingresa a través de una compuerta (dámper) y al igual que el aire de recirculación es transportado a través de ductos hacia la caja de mezcla donde es combinado con aire de recirculación para finalmente ser tratado con el fin de acondicionarlo a las necesidades determinadas por el espacio.

5. **Recuperación de la energía:** Una de las maneras más benéficas de conservar la energía es recuperar el calor que se genera durante la realización de algún trabajo, que de otra manera se gastaría.

   Una fuente frecuente de calor desperdiciado es el aire que se escapa (aire de extracción) de los sistemas de ventilación, calefacción y

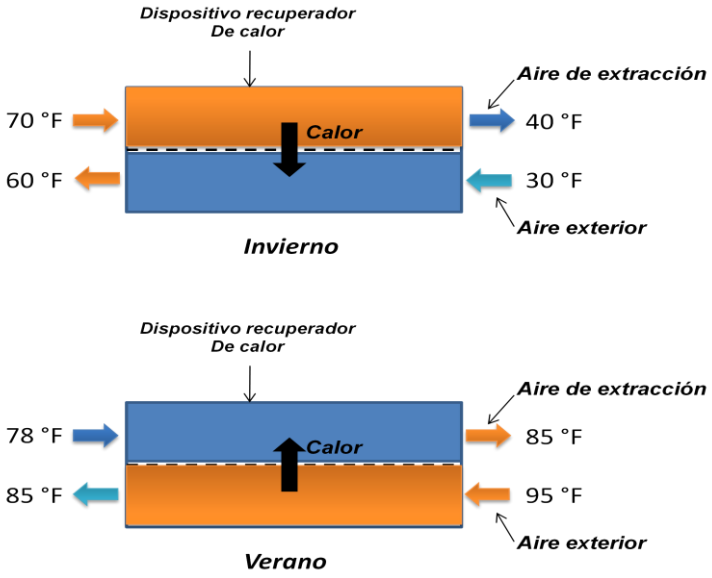
acondicionamiento de aire. Este aire se puede emplear para precalentar el aire exterior de ventilación durante el invierno, usando intercambiadores de calor aire – aire. En el verano, se puede lograr la transferencia inversa de calor, reduciendo las necesidades de enfriamiento.

Algunos equipos usados en la recuperación de calor aire – aire son:

- La rueda de entalpia.
- Intercambiador de calor de placas.
- Recuperación utilizando un fluido intermedio.
- El tubo de calor.

En la siguiente figura 156, se muestra el funcionamiento de un dispositivo de recuperación de calor aire – aire para invierno y verano.

Figura 156. Funcionamiento típico de un dispositivo de recuperación de calor aire – aire.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 427.

Recuperación de calor aire – aire

En los sistemas de HVAC, esto es beneficioso si el efecto de enfriamiento del aire de extracción puede ser usado para enfriar y deshumidificar el aire exterior de renovación durante el verano, y si el efecto es de calentamiento se puede utilizar para calentar el aire exterior frio durante el invierno. La recuperación de calor aire-aire se utiliza para recuperar la energía de enfriamiento y calefacción del aire de extracción en aras del ahorro de energía. En un sistema de recuperación de calor aire - aire, el aire de extracción es la corriente de aire que se utiliza para proporcionar capacidad de enfriamiento o energía de calefacción.

Como se menciono anteriormente, existen algunos equipos que se usan para la recuperación de calor aire – aire. A continuación se trataran cada uno de ellos.

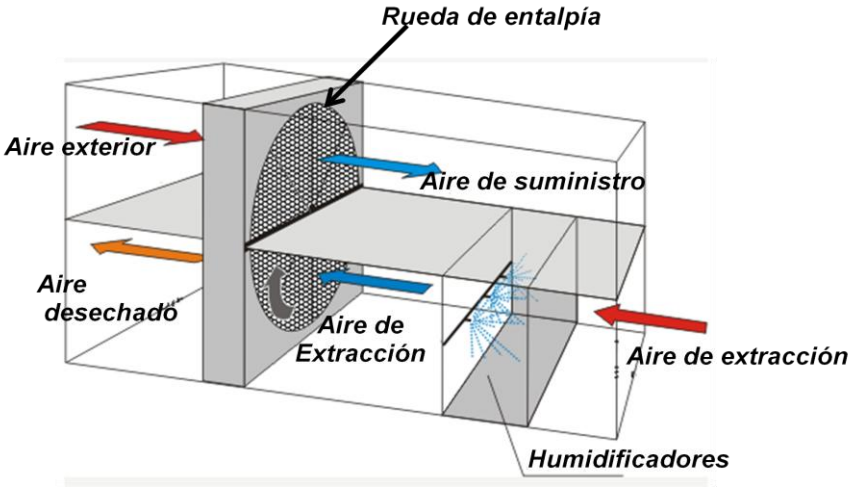
La rueda de entalpia: sistema que permite aprovechar la energía del aire acondicionado de salida (extracción) de un ambiente para calentar, enfriar o deshumidificar el aire exterior de renovación. Este intercambiador de calor tiene una rueda giratoria que esta empacada sin mucha fuerza con fibra de alambre o algún material semejante.

Un lado de la rueda se conecta mediante ductos al aire de extracción y el otro lado al aire exterior (renovación) ver figura 157. El aire de extracción relativamente frio, en el verano, fluye a través del material de empaque de la rueda, enfriándolo. A medida que gira lentamente la rueda, el empaque frio queda expuesto a la corriente de aire caliente exterior (renovación), el cual toma el calor de esta.

La rueda arrastra siempre una pequeña parte del aire de extracción hacia la corriente de aire fresco (renovación). Si es significativa la contaminación, como en algunas instalaciones medicas, se debe eliminar el contaminante.

La rueda de entalpia es sencilla y efectiva. Puede recuperar hasta el 80% del calor disponible en las aplicaciones típicas[54].

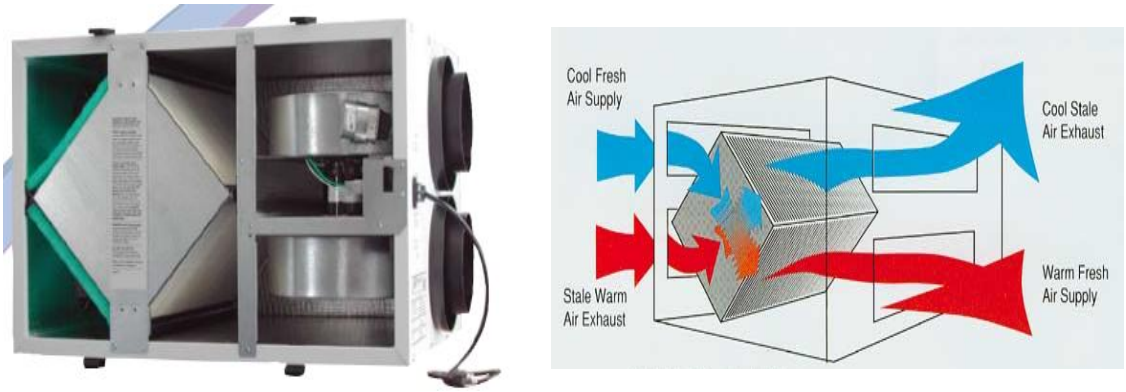
Figura 157. Sistema de recuperación de energía con rueda de entalpia.



Fuente: Autores

Intercambiador de calor de placas: En la figura 158, se muestra un intercambiador de calor compuesto de placas fijas que separan las dos corrientes de aire.

Figura 158. Intercambiador de calor de placas para un sistema de calefacción.



Fuente: <http://www.iklimnet.com/expert_hvac/heat_recovery_plate.html>. [Citado 25 de mayo 2011]

[54] Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. p 428.

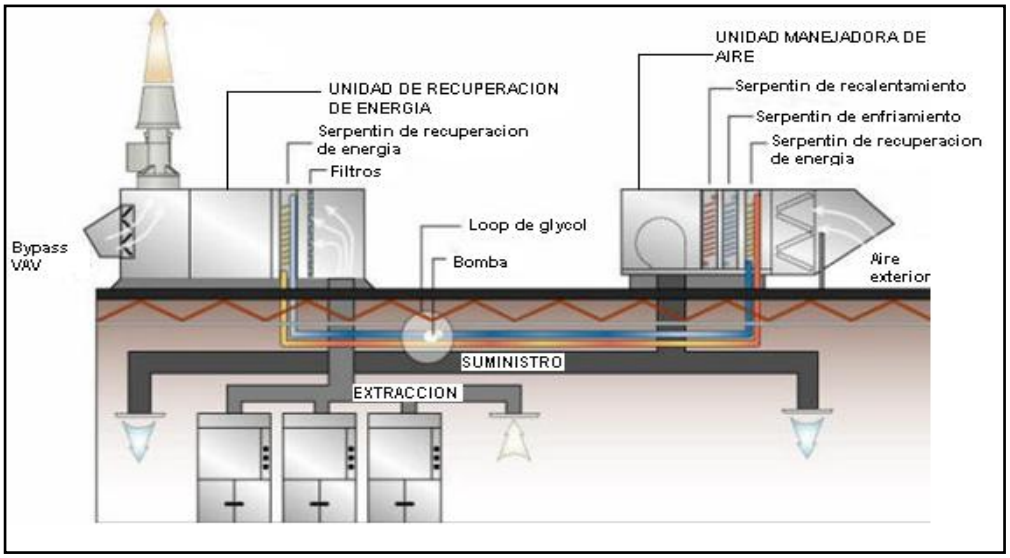
Ya que las corrientes de aire están separadas completamente, no se puede presentar contaminación. La porción de calor recuperado es por lo general del 40 al 60%.

Recuperación de energía utilizando un fluido intermedio: Este consiste de dos serpentines convencionales de acondicionamiento de aire que se conectan en serie entre sí ver figura 159.

El aire de extracción enfría en la unidad de recuperación una corriente de agua o agua glicol (fluido intermedio) que es utilizada para pre enfriar el aire exterior utilizando un serpentín adicional ubicado en la unidad manejadora.

El fluido intermedio realiza un loop entre los dos serpentines de recuperación de energía mediante una bomba de recirculación. La eficiencia de recuperación de calor va del 40 al 60%.

Figura 159. Recuperación de energía utilizando un fluido intermedio.

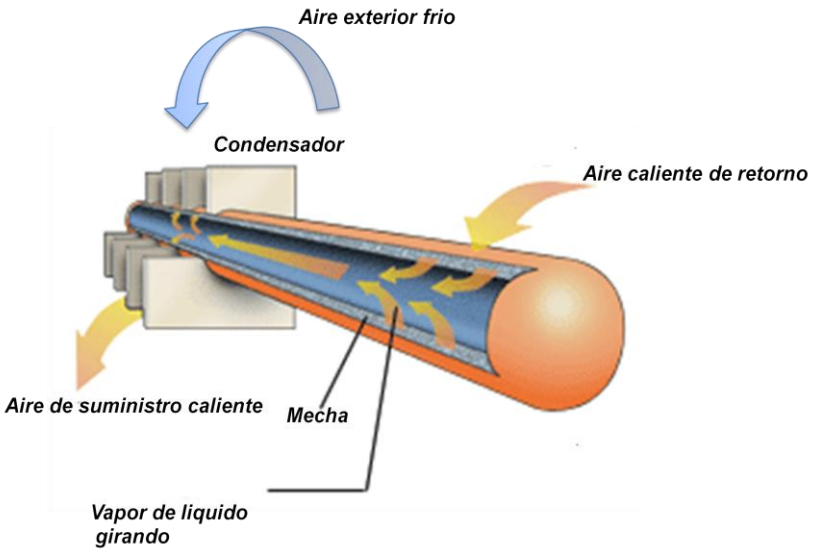


Fuente: <http://www.michiganair.com/newsletters/2007-4/section3.htm>. [Citado 25 de mayo 2011]

El tubo de calor: Este dispositivo es un tubo cerrado que contiene una mecha capilar porosa alrededor de la superficie interna, y un fluido activo ver figura.

La corriente de aire tibio pasa por un extremo del tubo, y el calor evapora el líquido. El vapor fluye debido a su presión hasta el otro extremo del tubo. La corriente de aire frio que pasa por este extremo absorbe calor del fluido, el cual se condensa. El líquido se absorbe en la mecha y emigra a través de ella hacia el extremo tibio del tubo, completando el circuito.
Los tubos de calor se pueden apilar según la capacidad necesaria.

Figura 160. Tubo de calor.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 430.

- **Clasificación de los sistemas secundarios**

  El subsistema secundario, puede clasificarse de acuerdo a la **localización del medio (fluido termodinámico) para acondicionar el aire del local o zona** en:

- Sistemas todo refrigerante (Usualmente se emplea en aplicaciones pequeñas).

- Sistemas todo agua (No usa ductos).

- ❖ Sistemas todo aire (Uso significante de ductos).

- ❖ Sistemas aire agua (Uso moderado de ductos).

- ➢ **SUBSISTEMA TERCIARIO:** En el subsistema terciario se encuentran los dispositivos de control del sistema, los cuales son los encargados de ajustar las variables de operación para que los equipos operen con eficiencia. Estos sistemas dan la posibilidad de cambiar sus acciones de acuerdo al tiempo y a las condiciones de ocupación. Los controles pueden ser dispositivos utilizados para controlar las entradas y regular la salida de los sistemas y equipos. (Ver capitulo 11 Control y automatización).

A continuación se hace un estudio más riguroso de cada uno de los subsistemas que conforman un sistema de acondicionamiento del aire en el mismo orden en que fueron mencionados anteriormente.

10.1 SUBSISTEMA PRIMARIO

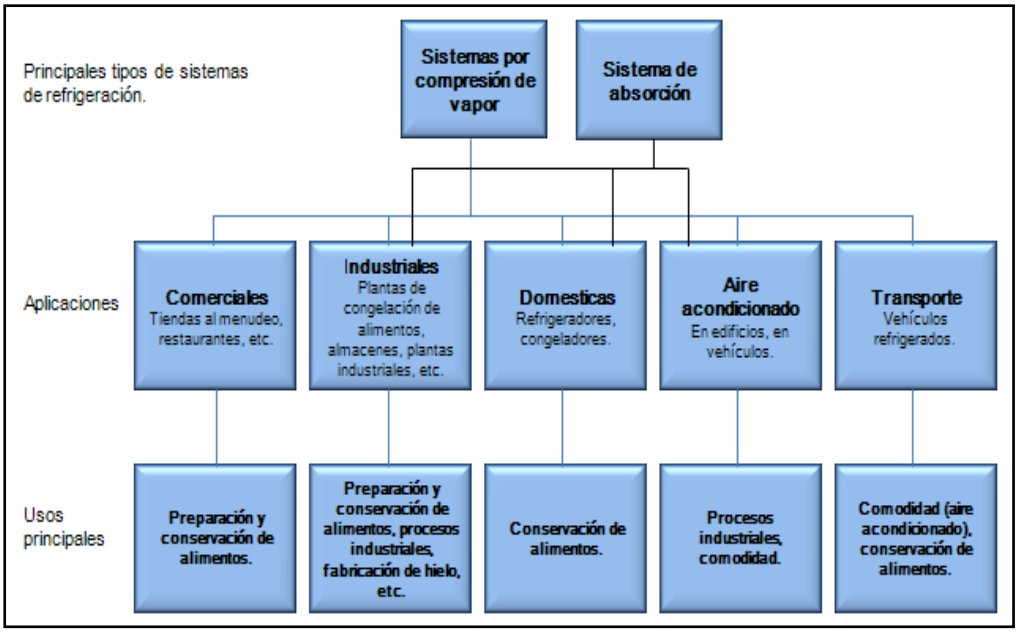
Los sistemas de acondicionamiento de aire están clasificados de acuerdo a la misión para la cual fueron diseñados, así como por su principio de funcionamiento.

10.1.1 Clasificación del subsistema primario de acuerdo a su misión. De acuerdo a las aplicaciones para las cuales han sido diseñados, los sistemas pueden ser considerados como:

- ➢ **Sistemas para confort:** El propósito de estos sistemas es el de crear condiciones atmosféricas que conduzcan a la buena salud, el bienestar y el rendimiento. Los sistemas utilizados en el hogar, oficinas, supermercados, restaurantes, salas de espectáculos, educación, etc., son de este tipo.

- **Sistemas para procesos industriales:** La función de los sistemas de acondicionamiento industriales es controlar las condiciones atmosféricas de modo que satisfaga los requisitos de ciertos procesos industriales.[55]

Figura 161. Principales tipos de sistemas de refrigeración y sus usos.



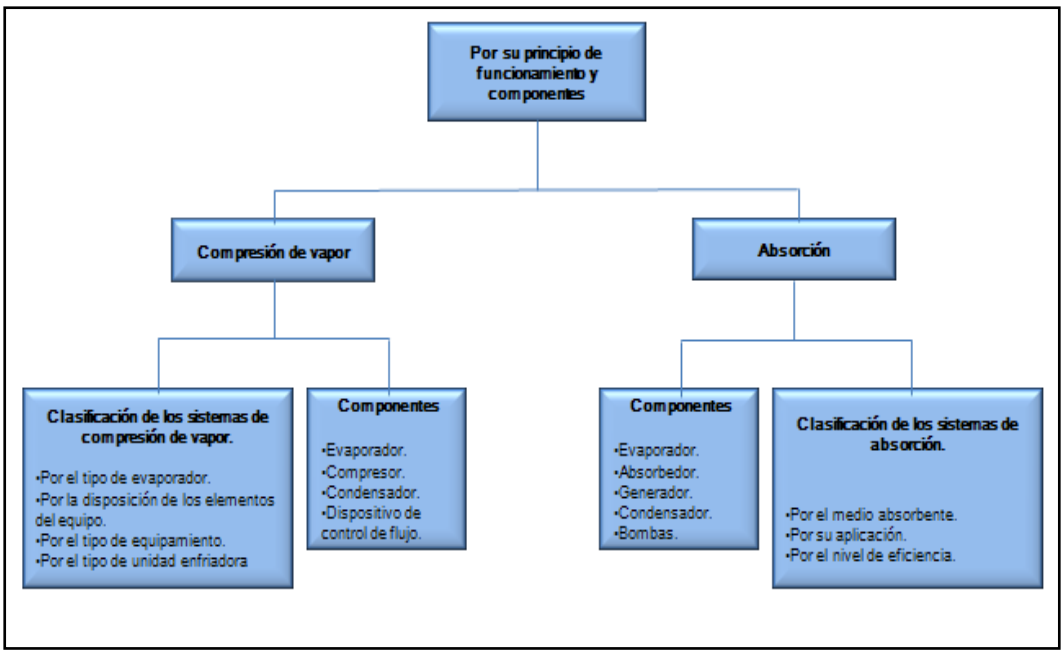
Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. p 14.

10.1.2 Clasificación del subsistema primario de acuerdo a su principio de funcionamiento y componentes. En los ciclos que utilizan un fluido refrigerante se emplea la propiedad de hacerlos absorber calor en estado líquido para evaporarse a temperaturas y bajas presiones. Luego para restituirlos nuevamente a las condiciones iniciales se los hace condensar a mayor presión y temperatura, para ceder el calor al medio circundante normalmente aire o agua y los métodos o sistemas normalmente empleados son la compresión de vapor y la absorción.[56] (Ver figura 162).

[55] Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. p 13.
[56] QUADRI Néstor. "*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. Cap 5.p 80.

10.1.2.1 Compresión de vapor. En el sistema de compresión de vapor la presión es incrementada desde el evaporador al condensador mediante el empleo de un compresor, que produce la succión del evaporador y la compresión al condensador y por ello, a estos sistemas se los denomina de refrigeración mecánica.

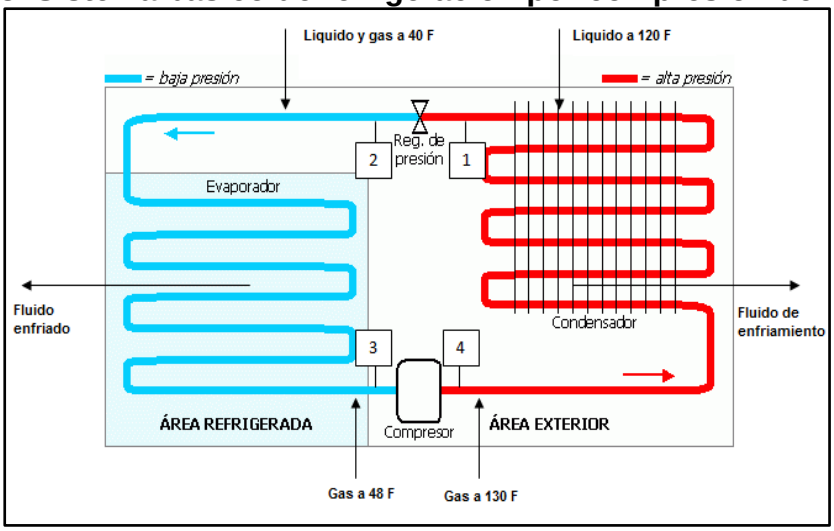
Figura 162. Clasificación del subsistema primario de acuerdo a su principio de funcionamiento y componente.



Fuente: Autores.

Para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, los componentes principales son el compresor, el evaporador, el condensador y el dispositivo de control de flujo. (Ver figura 163).

Figura 163. Sistema básico de refrigeración por compresión de vapor.



Fuente: Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. (En línea). (Citado 8 de abril de 2011). Disponible desde internet: http://komfortclima.blogspot.com/

- **Compresor.**

  La función principal de un compresor de refrigeración es aumentar la presión de evaporización, hasta la presión a la cual el gas puede ser condensado. Esto conlleva a que la elevada presión de descarga proporcione la energía necesaria para hacer que el refrigerante circule a través de la tubería y el equipo, venciendo la resistencia impuesta por la presión. También, el gran diferencial de presión que se crea motiva la expansión súbita en el dispositivo de control de flujo, causando una caída de temperatura.[57]

  En el análisis de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, es necesario tener en cuenta una serie de parámetros, que nos permita determinar el desempeño del sistema. Estos parámetros a su vez pueden ser de orden absoluto o relativo.

  Los parámetros absolutos son la carga de refrigeración, la capacidad de refrigeración y el trabajo de compresión.

[57] Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 95.

- ✓ **Carga de refrigeración:** Es el Flujo de calor impuesto por el sistema a acondicionar sobre el evaporador del sistema de refrigeración.

- ✓ **Capacidad de refrigeración:** Flujo de calor que es efectivamente retirado por el refrigerante que circula por el evaporador La capacidad se mide normalmente en toneladas de refrigeración que equivalen a 12000 Btu/h o 3517 W o 2417 Kcal/h. La capacidad de refrigeración se calcula con la siguiente ecuación.

$$CAP = \dot{m}_r \times (h_2 - h_1) = \dot{m}_r \times ER \qquad (10.1)$$

Donde:

$\dot{m}_r$=Flujo másico de refrigerante.
h_2= Entalpia del refrigerante a la salida del evaporador en Btu/lb.
h_1= Entalpia del refrigerante a la entrada del evaporador en Btu/lb.
ER= Efecto de refrigeración en Btu/lb.

- ✓ **Trabajo de compresión:** potencia requerida para comprimir la masa de refrigerante producida por evaporación. El trabajo de compresión se mide en W o HP.

$$W = \dot{m}_r \times (h_3 - h_2) \qquad (10.2)$$

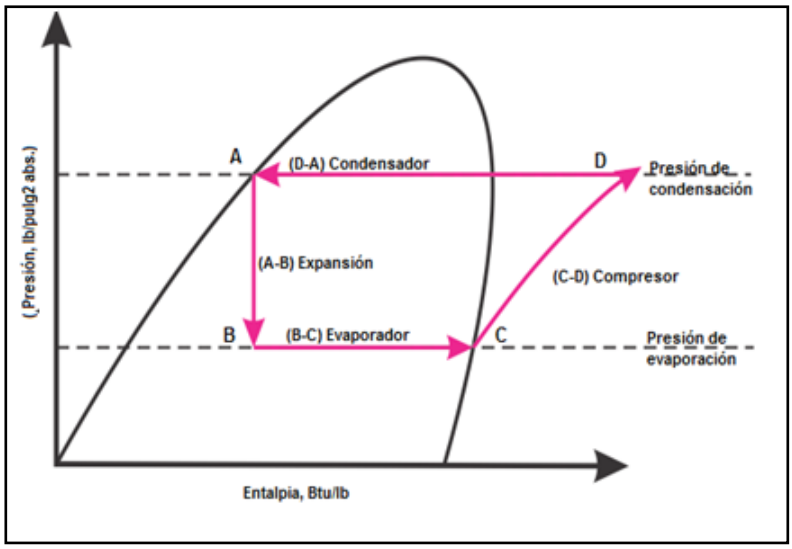
Donde:

$h_3 - h_2$= Aumento de la entalpia del refrigerante en el compresor en Btu/lb.

En el diagrama p-h (Ver figura 164), se muestra un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Se muestra además, un esquema

correspondiente del sistema, el cual indica la ubicación de cada proceso. El ciclo consiste de cuatro procesos, identificados como A-B, B-C, C-D y D-A.[58]

Figura 164. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el diagrama p-h.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 71.

El parámetro relativo mas importante en un sistema por compresión de vapor, y que determina el desempeño instantáneo del sistema de refrigeración, se expresa en términos del coeficiente de desempeño de enfriamiento (COP).

El COP es un Parámetro adimensional que establece la relación Beneficio/costo del sistema de refrigeración.

$$COP = \frac{Beneficio}{Costo} = \frac{CAP}{W} \qquad (10.3)$$

El COP de un sistema de refrigeración es consistente con la aplicación.

[58] Ibíd., p 75.

- ✓ **Capacidad de un compresor**: El mantenimiento de las condiciones de diseño y por lo tanto de la buena refrigeración, depende de la selección de un compresor cuya capacidad sea tal que el compresor desplace en un intervalo de tiempo dado, un volumen de vapor igual al volumen ocupado por el peso de refrigerante que debe vaporizarse durante el mismo intervalo de tiempo, para producir la capacidad de refrigeración requerida a las condiciones de diseño.

La capacidad del compresor está dada por la siguiente ecuación:

$$CAP = \dot{m}_r \times ER \qquad (10.4)$$

El termino CAP permite hacer un análisis completo de todos los factores que afectan el desempeño de un sistema de refrigeración.

$$CAP = \rho \times \dot{V}_r \times ER = \rho \times \pi \frac{D^2}{4} \times L \times RPM \times N_{cil} \times \epsilon_v \times ER \qquad (10.5)$$

Donde:

ρ =Densidad del refrigerante lb/pie^3
D= Diámetro del pistón (diámetro interior del cilindro) en pulg.
L= Carrera del pistón en pulg.
N_{cil}= Numero de cilindros.
RPM= Velocidad en revoluciones por minuto.
ϵ_v= Eficiencia volumétrica.

Existen factores que causan una reducción en la capacidad del compresor. La caída de presión a través de las válvulas disminuye la cantidad que se aspira o se descarga. El gas que se fuga alrededor de las válvulas, o el pistón. Al efecto de la combinación de todas las pérdidas se le llama eficiencia volumétrica (ϵ_v).

La eficiencia volumétrica se define mediante la siguiente ecuación.

$$E_v = \frac{V_t}{V} \times 100 \qquad (10.6)$$

Donde:

E_v=Eficiencia volumétrica.
V_t=Desplazamiento teórico del compresor.
V= Desplazamiento real del compresor.

- **Factores que afectan el funcionamiento de un compresor:** Hay factores que afectan directamente el funcionamiento de un compresor **(capacidad y potencia)**. Del mismo modo hay otros factores indirectos que influyen en el funcionamiento del compresor. El cambio de estos factores puede tener dos efectos importantes; puede verse afectada la capacidad de un compresor de un tamaño dado, así como el consumo de energía. Estos factores se describen a continuación.

✓ **Factores que afectan la capacidad del sistema (control de capacidad):** Existen varios sistemas para regular la capacidad del sistema, los cuales son:

❖ **Velocidad del compresor.**

❖ **Cambio de la temperatura de evaporación.**

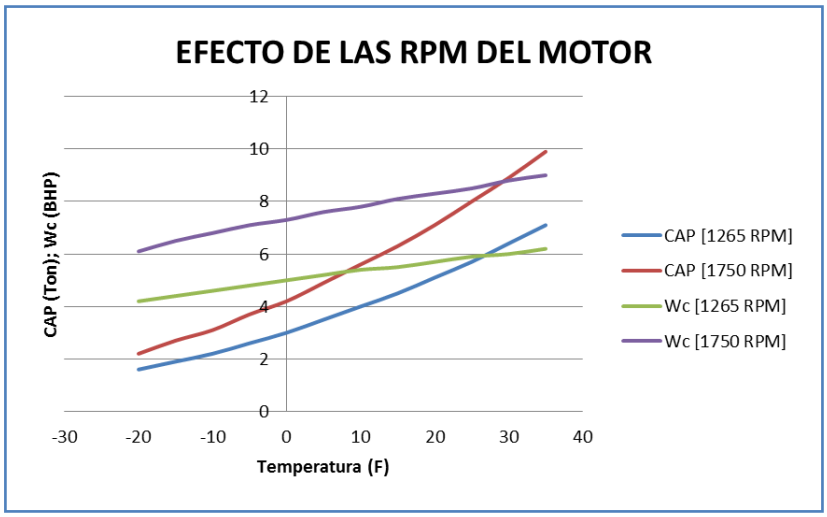
❖ **Variación del número de cilindros.**

❖ **Variación del número de compresores.**

❖ **Velocidad del compresor:** La capacidad de un compresor se incrementa al aumentar su velocidad. La potencia requerida aumenta con la velocidad en

una proporción ligeramente mayor que la capacidad. Esto es, hay una ligera pérdida de la eficiencia de la energía a altas velocidades.[59]

Figura 165. Efecto de la variación de la velocidad del motor.



Fuente: Autores.

- ✓ **Cambio de la temperatura de evaporación:** Es conveniente conocer qué efecto, pueden tener los cambios en las condiciones de evaporación o condensación, sobre los requisitos del funcionamiento de un sistema de refrigeración.

  Cuando se tiene un aumento en la temperatura de evaporación:

1. Aumenta el efecto de refrigeración. Se requiere menos gas de vaporización súbita para enfriar el refrigerante a una temperatura de evaporación más elevada, dejando una mayor proporción de líquido para realizar refrigeración útil en el evaporador.

2. Disminuye el flujo másico por tonelada de refrigeración, al aumentar el efecto de refrigeración.

[59] Ibíd., p 117.

3. Disminuye el calor de compresión, debido a que se requiere menos trabajo para comprimir el gas, dentro de un menor intervalo de presión.

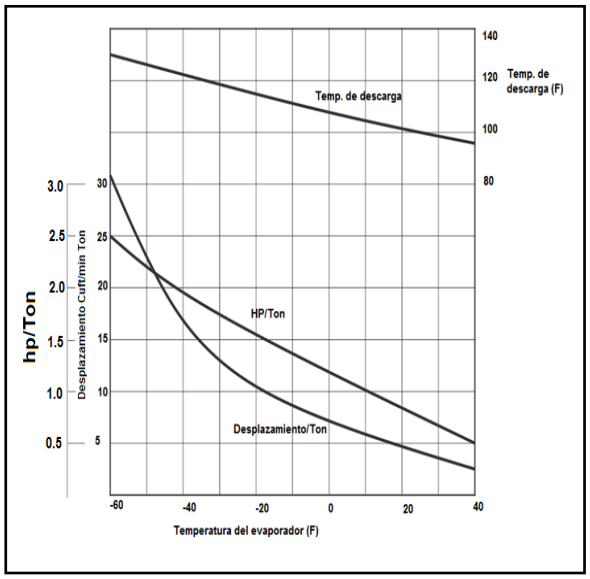
4. Disminuye el calor rechazado por tonelada en el condensador.

5. Disminuye el desplazamiento por tonelada requerido por el compresor. Eso se debe a que disminuyen tanto el flujo másico refrigerante, como su volumen específico.

6. Disminuye la potencia requerida por tonelada. Esto se debe a que disminuye tanto el trabajo de compresión, como el flujo.

7. Aumenta el coeficiente de rendimiento, debido a que aumenta el efecto de refrigeración y disminuye el calor de compresión.[60]

Figura 166. Efecto del cambio de la temperatura de evaporación en un ciclo ideal.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 81.

✓ **Variación del número de cilindros:** Este es el método más usado para controlar la capacidad de los compresores reciprocantes de cilindros

[60] Ibíd., p 81.

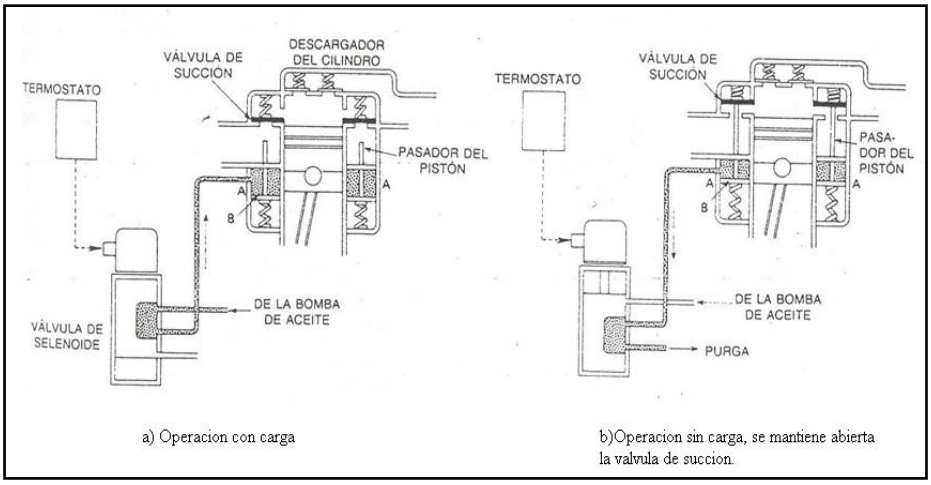
múltiples. La operación de uno o más cilindros se controla de manera que el vapor refrigerante no sea comprimido y expulsado de los cilindros no cargados para llevarlo al condensador, aunque los pistones continúen realizando su movimiento. Esto reduce la cantidad de refrigerante líquido que va al evaporador, reduciendo así la capacidad del compresor.

La descarga de un cilindro puede lograrse manteniendo abierta la válvula de succión, o mediante el uso de un paso o conducto de la descarga a la cámara de succión en el compresor, el cual desvía el paso normal a través de las válvulas y línea de descarga. Tanto en un caso como en el otro, el gas de succión no se comprime, sino que se le hace circular en la cámara de succión o a través de pasos de desvió.

Generalmente se emplean dos dispositivos para mantener abierta la válvula de succión o abrir el paso de desvió. Uno de ellos tiene una válvula solenoide que opera las partes mecánicas. El otro tipo es un sistema hidráulico en el cual se utiliza la presión del aceite para abrir las válvulas.

La figura 167 muestra la disposición de un descargador del tipo hidráulico que funciona manteniendo abierta la válvula de succión de un cilindro que se va a descargar.

Figura 167. Control de la capacidad del compresor mediante un descargador, el cual opera con presión hidráulica para mantener abierta la válvula de succión.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 107.

Cuando el compresor está operando, se alimenta aceite a presión de la válvula de solenoide de tres vías, desde la bomba de aceite de lubricación del compresor. Los orificios de salida de la válvula de solenoide están conectados al cilindro de descarga, o a un conducto de retorno a la bomba de aceite.[61]

- ✓ **Variación del numero de compresores:** Consiste básicamente en dos o más compresores montados en el mismo circuito frigorífico, los cuales podrán funcionar todos simultáneamente o una parte de ellos.

  Una de las razones que influye en la opción de variar el número de compresores se debe a la variación de la carga térmica verificada en la gran mayoría de las instalaciones de refrigeración. Además, la instalación puede seguir su funcionamiento normal durante el tiempo en que se esté efectuando cualquier reparación.

Figura 114. Rack de compresores.



Fuente: (Citada 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet: http://colombia.acambiode.com/producto_imagen.cfm?id_foto=6900703010235667515650 5566484569

- ➢ **Factores que influyen en el funcionamiento del compresor:** Es necesario conocer qué efectos puede tener los cambios en las condiciones

[61] Ibíd., p 84.

de evaporación o condensación, así como el tipo de refrigerante sobre los requisitos del funcionamiento de un sistema de refrigeración. Los factores que afectan el funcionamiento del compresor son:

- ✓ **Cambio de la temperatura de condensación.**

- ✓ **Sobrecalentamiento en el evaporador.**

- ✓ **Sobrecalentamiento en la línea de succión.**

- ✓ **Tipo de refrigerante.**

- ✓ **Cambio de la temperatura de condensación:** Cuando se disminuye la temperatura de condensación:

1. Aumenta el efecto de refrigeración. Esto es así porque el refrigerante requiere menos enfriamiento debido a la más baja temperatura de condensación, quedando disponible más refrigerante líquido para realizar refrigeración útil.

2. Disminuye el flujo másico por tonelada de capacidad de refrigeración, debido a que aumenta el efecto de refrigeración.

3. Disminuye el calor de compresión debido a que se requiere menos trabajo para comprimir, dentro de un intervalo de presión más reducido.

4. Disminuye el calor rechazado en el condensador.

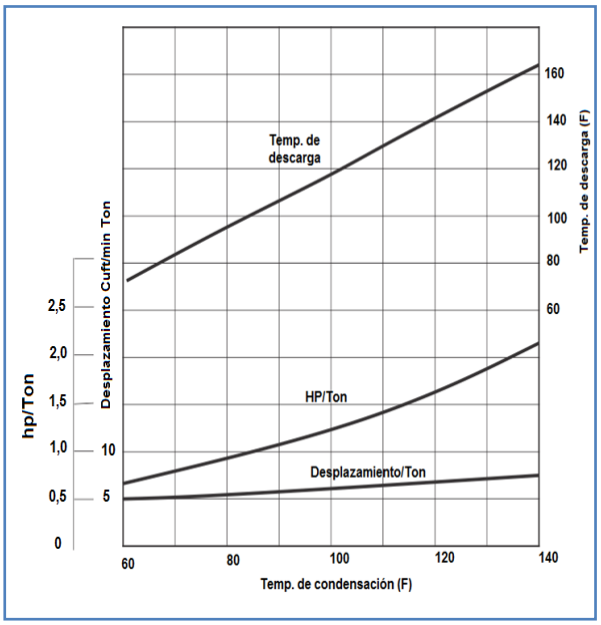
5. Disminuye el desplazamiento requerido por tonelada en el compresor. Esto tiene lugar porque disminuye el flujo másico del refrigerante. No cambia el volumen específico en la succión del compresor.

6. Disminuye la potencia requerida por tonelada. Esto se debe a que disminuye tanto el trabajo de compresión, como el flujo.

7. Aumenta el coeficiente de rendimiento, debido a que aumenta el efecto de refrigeración, y disminuye el calor de compresión.

   Un aumento en la temperatura de condensación tiene efectos opuestos a los antes mencionados.[62]

Figura 168. Efecto del cambio de temperatura de condensación en un ciclo ideal.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 83.

- **Sobrecalentamiento en el evaporador:** En los evaporadores del tipo de expansión directa, el refrigerante esta, por lo general, sobrecalentado antes de salir del evaporador. Esta condición provee un buen método para controlar el flujo del refrigerante. Asimismo ayuda a evitar que entre liquido que pueda ocasionar daños al compresor.

  Es necesario aumentar la superficie del evaporador, a fin de proveer la transferencia adicional de calor, para calentar el vapor.

[62] Ibíd., p 83.

- **Sobrecalentamiento en la línea de succión:** Cuando la línea de succión del gas tiene una longitud considerable, en la misma pueden ocurrir efectos adicionales de sobrecalentamiento. Si la línea atraviesa por un espacio caliente y no refrigerado, la cantidad de sobrecalentamiento puede ser significativa. Sin embargo, en este caso no se obtiene ningún enfriamiento provechoso. Además, el funcionamiento del ciclo es menos eficiente.

  El sobrecalentamiento en la línea de succión, que no produce un enfriamiento útil presenta los resultados siguientes:

1. Aumenta el calor de compresión.

2. Aumenta el calor de rechazo. Es preciso remover el sobrecalentamiento adicional además del calor de compresión aumentado.

3. Aumenta la potencia requerida por tonelada en el compresor, debido al aumento del calor de compresión.

4. Disminuye el coeficiente de rendimiento, debido al aumento de calor de compresión.

5. Aumenta el desplazamiento requerido en el compresor, debido al aumento del volumen especifico.

   Es necesario proveer aislamiento a la línea de succión, a fin de reducir cualquier sobrecalentamiento indeseable. Desde el punto de vista de la conservación de la energía, el aislamiento de la línea de succión puede reducir la demanda de potencia de un 10 a 15%, en las aplicaciones a bajas temperaturas.

- **Tipo de refrigerante:** Los refrigerantes difieren en las propiedades física que afectan al funcionamiento del compresor, por ejemplo difieren en su

calor latente y volumen especifico. En la tabla 34. se muestra la comparación correspondiente a un conjunto específico de condiciones.

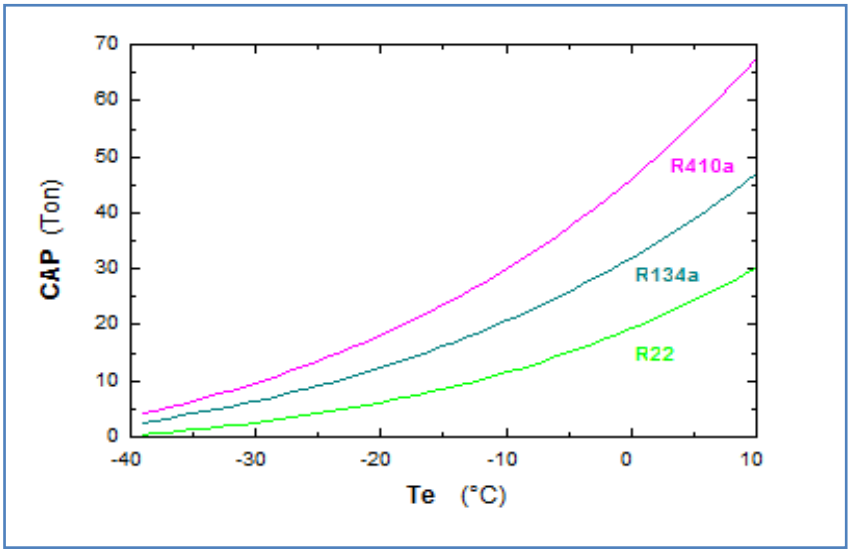
Tabla 34. Funcionamiento comparativo del compresor, con diferentes refrigerantes.

Refrigerante	Capacidad Btu/hr	Por ciento de la capacidad del R-12
R-12	24.000	100
R-22	38.400	160
R-502	42.000	175

Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 118.

Con referencia a la tabla 1 si en un compresor determinado el refrigerante R-12 fuera sustituido por el R-502, la capacidad aumentaría en un 75 por ciento. Esto es, si la capacidad del compresor fuera de 20 toneladas utilizando refrigerante R-12, la misma aumentaría a 35 toneladas si se utilizara R-502. Por lo tanto, podría utilizarse un compresor más pequeño para producir la misma capacidad. Sin embargo, la potencia aumentaría proporcionalmente, así que no se obtendría ventaja alguna en cuanto a la conservación de la energía.[63]

Figura 169. Efecto del refrigerante usado en la capacidad del compresor para un sistema de características físicas semejantes.



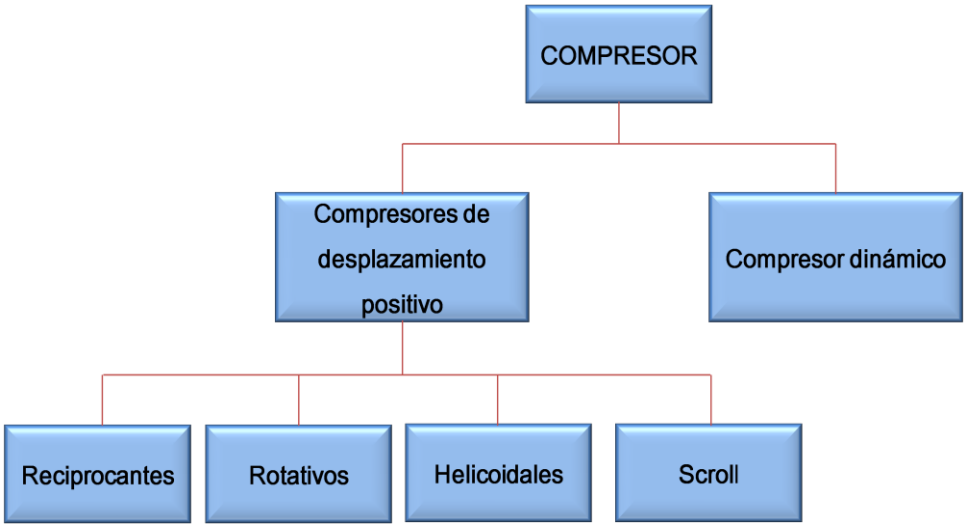
Fuente: Autores

[63] Ibíd., p 118.

- **Clasificación de los compresores.**

  Los compresores usados en refrigeración se pueden clasificar en dos grandes grupos de acuerdo a como se logra el aumento de la presión del gas. Estos son los compresores de desplazamiento positivo y los compresores dinámicos. (Ver figura 170).

Figura 170. Clasificación de los compresores de acuerdo a su principio de funcionamiento.

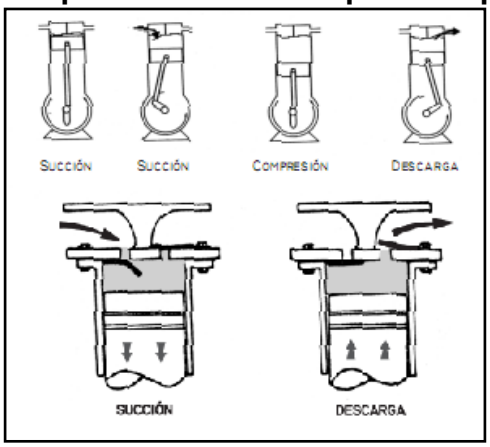


Fuente: Autores.

- **Compresores de desplazamiento positivo:** Este tipo de compresores admiten cierta cantidad de gas en un volumen limitado, con el objeto de aumentar la presión del gas. Al disminuir el volumen del gas la presión de este aumenta (a menos que se enfrié).

- **Compresor reciprocante:** Su construcción es similar a la de los motores reciprocantes de los vehículos, con pistones, cilindros, válvulas, bielas y cigüeñal. Las válvulas de succión y descarga en general son de placa delgada, o lengüeta, que abre y cierra fácil y rápidamente.

Figura 171. Ciclo de compresión de un compresor a pistón.



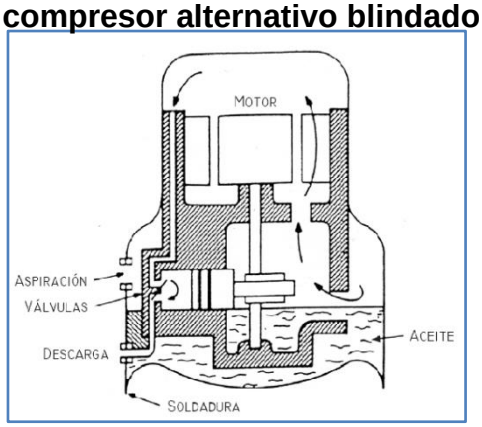
Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.86.

A su vez los compresores reciprocantes pueden ser:

- ✓ **Herméticos o blindados:** El compresor de tipo hermético es aquel en el cual el compresor y el motor están integrados en un eje, y contenidos ambos en una caja soldada y sellada a presión.

  En los compresores herméticos el motor eléctrico está refrigerado por los vapores de refrigerante que pasan sobre las bobinas inmediatamente después de entrar en la carcasa del motocompresor, llevándose consigo el calor proveniente de las pérdidas eléctricas del motor el cual es disipado después en el condensador.

Figura 172. Detalle de compresor alternativo blindado o hermético.

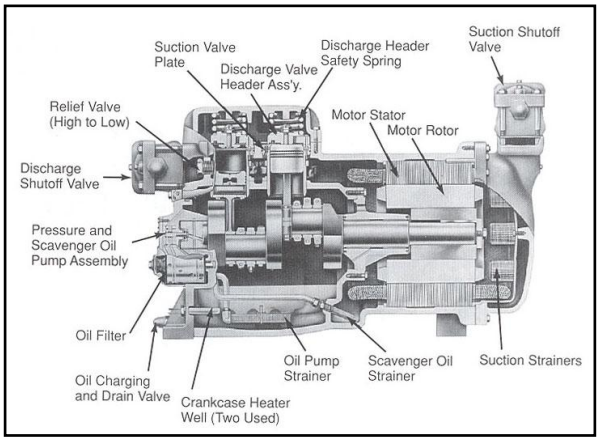


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior".

- ✓ **Compresor semihermetico:** El compresor es accionado por un motor eléctrico montado directamente en el cigüeñal del compresor. El motor y el compresor no se encuentran en una carcasa sellada. Este compresor tiene una cubierta desmontable con tornillos, de manera que se le puede dar servicio en el mismo lugar de trabajo.

- ✓ **Compresor abierto:** En un compresor abierto, el eje se prolonga a través del cárter. La transmisión al compresor puede ser directa o por medio de bandas. Si se trata de un compresor accionado directamente, el eje de este generalmente se conecta al eje motriz mediante un acoplamiento flexible.

Figura 173. Compresor reciprocante del tipo abierto.

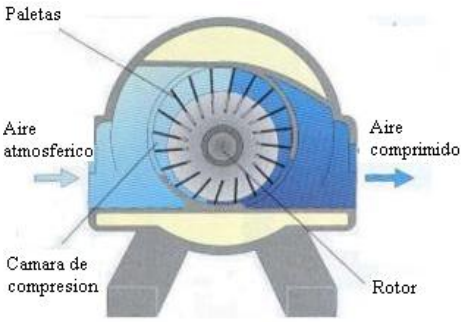


Fuente:(Citada 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet: http://o1234guadalajara.mforos.com/1452070/7427514-compresores-semi-herm-abiertos-reciprocos-modelos-manuales-catalogos/?pag=4

- ▪ **Compresor rotativo:** Los compresores rotativos son maquinas de desplazamiento positivo, lo mismo que los compresores reciprocantes. Sin embargo, el movimiento del compresor es rotatorio (circular) en vez de reciprocante (lineal). Este tipo de compresores no requieren válvulas de succión porque el flujo es continuo y el alabe separa la presión del lado de alta de la del lado de baja. Sin embargo, se utiliza una válvula de retención en la línea de entrada de la succión, a fin de evitar que haya migración del refrigerante al evaporador, mientras el compresor no está trabajando. Hay

dos tipos de construcción de compresores rotativos, el compresor de pistón rodante y el de alabe rotatorio.

Figura 174. Compresor rotativo.

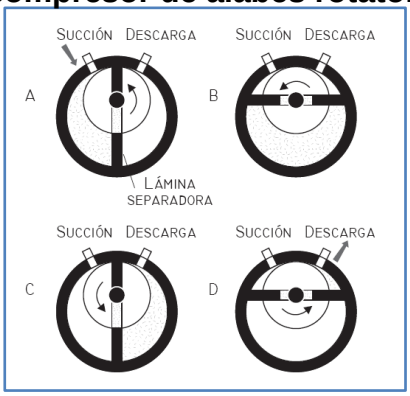


Fuente:(Citada 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet: http://instrumentacionindustrial2007ii.blogspot.com/2008/03/compresoresneumticos.html

- ✓ **Compresor de pistón rodante:** Este compresor posee un rodillo montado en un eje excéntrico con respecto a la caja del cilindro. Debido a que el rodillo no está ubicado al centro de la caja, cuando gira, cambia el volumen tanto del lado de succión como del lado de descarga. Esto comprime el gas, de una manera semejante a como lo hace el compresor reciprocante.

- ✓ **Compresor de alabe rotatorio:** tiene alabes montados en el rotor. Cuando este gira, los alabes hacen contacto con el cilindro debido a la fuerza centrifuga, separando el lado de alta presión del lado de baja presión.

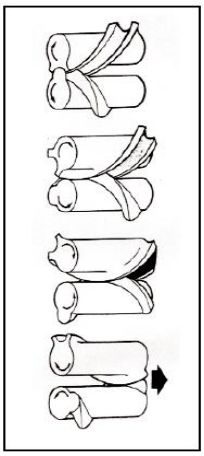
Figura 175. Detalle de compresor de alabes rotatorios.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. P 88.

- **Compresor de tornillo:** Este tipo de máquina origina la compresión del gas refrigerante mediante la utilización de dos engranajes helicoidales de desplazamiento positivo y por tal motivo suele denominárselos generalmente como compresores a tornillo. Mediante la aplicación de dicho dispositivo se produce el desplazamiento del fluido refrigerante mediante la acción de ambos rotores, sin la intervención de válvulas, pistones u otros elementos que requiere el compresor alternativo produciéndose de esa manera, un flujo continuo del refrigerante.

Figura 176. Detalle simplificado del principio de funcionamiento de un compresor a tornillo.

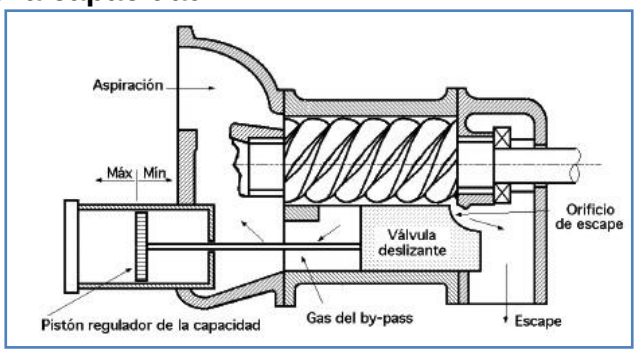


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. P 90.

El compresor de tornillo posee una válvula corrediza (Ver figura 177). Un pistón piloto controla la posición de esta válvula. A su vez, el pistón se controla hidráulicamente mediante un termostato u otro control automático. A plena carga, la válvula corrediza está en su posición extrema izquierda, comprimiéndose todo el gas de succión y enviándose a la boca de descarga que está totalmente abierta. Si hay una demanda de disminución de la capacidad, el pistón mueve la válvula corrediza hacia la derecha, abriendo un pasaje de desviación. Cierta cantidad de gas de succión recircula y regresa a la entrada reduciéndose así la capacidad del compresor.[64]

[64] Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 122.

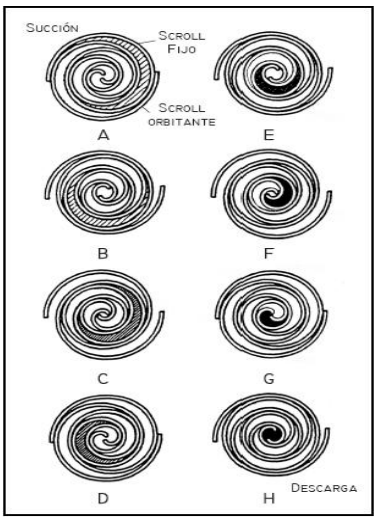
Figura 177. Operación de la válvula corrediza del compresor helicoidal, para el control de la capacidad.



Fuente: http://www.sapiensman.com/ESDictionary/imagenes/compresor%20tornillo.jpg

- **Compresor scroll:** Su principio de funcionamiento se basa en dos piezas en forma de espiral que forman al interactuar entre sí bolsas de gas, en la que un espiral permanece fijo mientras el otro orbita con un movimiento continuo que impulsa el gas refrigerante a espacios que van haciéndose más pequeños, aumentando la presión hasta alcanzar la descarga en el centro y de este modo se logra una compresión continua y uniforme. El compresor scroll es un compresor de buen rendimiento y de bajo nivel de ruido, de características similares a los rotativos. Actualmente se fabrican con capacidades de 1 a 30 toneladas de refrigeración.

Figura 178. Detalle simplificado de principio de funcionamiento de un compresor scroll.



Fuente: Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. P 90.

- **Compresor dinámico:** El compresor centrifugo consiste de uno o más impulsores equipados con un cierto número de alabes curvos, montados en un eje, y alojados en una cubierta en forma de espiral, llamada carcasa o voluta.

  Cuando el impulsor gira, se atrae el gas refrigerante hacia la succión del compresor. El gas entra axialmente a través de una abertura ubicada en el centro del impulsor. Los alabes del impulsor en movimiento ejercen una fuerza centrifuga sobre el gas, forzándolo hacia la periferia de la carcasa, y alrededor de la circunferencia de la misma, hasta llegar a la abertura de descarga. Tanto la velocidad como la presión del gas aumentan por la acción de la fuerza centrifuga. [65]

- **Selección del compresor.**

  El rango de temperaturas de evaporación afecta directamente la selección del compresor. De este modo se pueden señalar dos extremos; congeladores que trabajan con temperaturas bastante bajas, variando entre -25^{o}C y -35^{o}C y deshumedecedores que trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0^{o}C.

  La absorción de calor por parte del refrigerante va a depender de la temperatura de evaporación.

  A una determinada temperatura en el evaporador corresponde una determinada presión. La densidad del gas es alta en temperaturas bajas y, por lo tanto, solamente una pequeña cantidad de calor podrá ser absorbida durante la evaporación. Si la evaporación ocurre a una temperatura más alta, por ejemplo a 0^{o}C, la presión y la densidad aumentarán y la cantidad de calor absorbida será mayor. Por esta razón, podemos concluir que el trabajo realizado por el motor en un compresor para alta temperatura de evaporación será mayor que el realizado por el mismo compresor en baja

[65] Ibíd., p 227.

temperatura de evaporación. Los compresores pueden ser clasificados de acuerdo a su aplicación (Ver tabla 35).

Tabla 35. Clasificación de los compresores de acuerdo a su aplicación.

Aplicación	Rango de Temperatura de evaporación
LBP (Low Back Pressure)	- 40 °C a -10°C
	40°F a +15°F
MBP (Medium Back Pressure)	- 30 °C a -5°C
	20°F a +25°F
HBP (High Back Pressure)	- 5 °C a +15°C
	+25°F a +60°F
AC (Air conditioning)	- 10 °C a +15°C
	+15°F a +60°F

Fuente: Autores.

Ejemplo de selección de compresor: Para poder seleccionar un compresor, es de vital importancia conocer los siguientes datos:

- Refrigerante.
- Temperatura de evaporación.
- Temperatura de condensación.
- Capacidad de enfriamiento.

Se necesita seleccionar un compresor para un sistema que utiliza refrigerante R134a.Teniendo en cuenta los siguientes datos de funcionamiento, seleccionar el compresor que satisfaga las condiciones de operación.

Tev=-5 ^{o}C.
Tcond= 45 ^{o}C.

Capacidad de enfriamiento= 24000 Btu/h.

Solución: Con estos datos y el catalogo del fabricante, se puede seleccionar el compresor que cumpla con las condiciones de funcionamiento, en este caso en particular se seleccionará un compresor de la empresa **DANFOSS S.A.**

El catalogo de **DANFOSS S.A**, emplea valores de enfriamiento en Watts de enfriamiento; por lo tanto el primer paso a seguir, es la conversión de Btu/h a Watts de enfriamiento.

12.000 Btu/h, equivalen a 3.517 W de enfriamiento; para el caso en particular la carga será de 7.034 W de enfriamiento.

Figura 179. Catalogo de selección compresor DANFOSS, para refrigerante R314a.

MTZ R134a — PERFORMANCE DATA

	Tc	-15		-10		-5		0		5		10		15		20	
Model	Tc	Qc	Pe	Qc	Pe	Qc	Pe	Qc	Pe	Qc	Pe	Qc	Pe	Qc	Pe	Qc	Pe
MTZ18	35	1 020	0.58	1 460	0.64	1 980	0.70	2 610	0.74	3 360	0.78	4 210	0.77	5 200	0.78	6 340	0.73
	45	760	0.61	1 140	0.69	1 600	0.76	2 150	0.82	2 800	0.87	3 550	0.91	4 430	0.93	5 430	0.93
	55	580	0.61	890	0.71	1 270	0.80	1 720	0.88	2 250	0.95	2 880	1.03	3 620	1.09	4 460	1.12
MTZ22	35	1 320	0.68	1 860	0.76	2 520	0.84	3 310	0.90	4 260	0.94	5 370	0.96	6 660	0.97	8 160	0.94
	45	1 030	0.72	1 500	0.81	2 060	0.91	2 770	0.99	3 610	1.05	4 600	1.11	5 750	1.15	7 090	1.15
	55	810	0.72	1 190	0.84	1 670	0.95	2 250	1.06	2 960	1.16	3 800	1.25	4 800	1.32	5 960	1.37
MTZ28	35	1 650	0.85	2 260	0.94	3 030	1.03	4 000	1.11	5 170	1.19	6 580	1.25	8 260	1.29	10 200	1.32
	45	1 350	0.91	1 880	1.02	2 560	1.13	3 410	1.23	4 460	1.34	5 710	1.43	7 210	1.51	8 980	1.55
	55	1 140	0.95	1 570	1.08	2 120	1.22	2 830	1.35	3 720	1.48	4 800	1.61	6 110	1.73	7 560	1.85
MTZ32	35	1 940	1.03	2 680	1.17	3 590	1.30	4 710	1.41	6 070	1.49	7 680	1.55	9 580	1.57	11 800	1.56
	45	1 560	1.09	2 210	1.25	3 020	1.40	4 020	1.54	5 230	1.66	6 690	1.76	8 400	1.83	10 400	1.86
	55	1 260	1.11	1 790	1.29	2 470	1.48	3 320	1.65	4 370	1.81	5 630	1.96	7 140	2.08	8 930	2.16
MTZ36	35	2 650	1.20	3 480	1.33	4 490	1.45	5 690	1.56	7 100	1.64	8 750	1.70	10 700	1.73	12 900	1.72
	45	2 250	1.29	3 000	1.45	3 910	1.60	4 990	1.74	6 260	1.86	7 780	1.97	9 530	2.05	11 500	2.10
	55	1 950	1.35	2 610	1.54	3 300	1.72	4 250	1.91	5 360	2.08	6 720	2.23	8 270	2.37	10 100	2.48
MTZ40	35	3 070	1.33	3 910	1.44	4 890	1.56	6 030	1.65	7 350	1.73	8 960	1.79	10 800	1.82	12 800	1.83
	45	2 660	1.47	3 460	1.61	4 370	1.75	5 420	1.89	6 640	2.01	8 020	2.12	9 600	2.21	11 400	2.27
	55	2 260	1.56	2 950	1.74	3 770	1.92	4 720	2.10	5 810	2.28	7 060	2.44	8 490	2.59	10 100	2.72
MTZ44	35	2 880	1.55	3 910	1.70	5 190	1.83	6 760	1.94	8 640	2.02	10 900	2.07	13 500	2.08	16 600	2.04
	45	2 270	1.62	3 170	1.80	4 290	1.96	5 670	2.12	7 340	2.25	9 340	2.35	11 700	2.42	14 400	2.45
	55	1 820	1.64	2 560	1.95	3 490	2.07	4 660	2.27	6 070	2.46	7 780	2.63	9 830	2.77	12 200	2.87
MTZ50	35	3 360	1.72	4 550	1.90	6 040	2.06	7 850	2.20	10 000	2.30	12 600	2.37	15 600	2.39	19 100	2.36
	45	2 630	1.79	3 700	2.01	5 020	2.21	6 630	2.40	8 570	2.56	10 900	2.69	13 600	2.78	16 700	2.83
	55	2 100	1.81	2 990	2.07	4 100	2.32	5 470	2.57	7 140	2.80	9 140	3.01	11 600	3.18	14 300	3.32
MTZ56	35	3 720	1.97	5 060	2.08	6 720	2.27	8 720	2.44	11 100	2.57	13 900	2.65	17 200	2.69	21 000	2.66
	45	2 930	1.95	4 140	2.20	5 620	2.44	7 420	2.66	9 580	2.85	12 100	3.01	15 100	3.13	18 600	3.20
	55	2 300	1.95	3 330	2.26	4 600	2.56	6 150	2.85	8 030	3.12	10 300	3.37	12 900	3.58	16 000	3.75
MTZ64	35	4 200	2.06	5 740	2.31	7 610	2.53	9 870	2.73	12 600	2.88	15 700	2.99	19 400	3.04	23 700	3.02
	45	3 320	2.14	4 700	2.43	6 400	2.71	8 440	2.97	10 900	3.20	13 800	3.40	17 100	3.54	21 000	3.53
	55	2 580	2.15	3 780	2.50	5 240	2.84	7 020	3.15	9 170	3.50	11 700	3.80	14 700	4.05	18 200	4.26
MTZ72	35	5 040	2.27	6 780	2.53	8 980	2.77	11 400	2.95	14 300	3.15	17 600	3.27	21 600	3.33	26 400	3.32
	45	4 000	2.34	5 590	2.67	7 510	2.99	9 800	3.30	12 500	3.58	15 700	3.83	19 400	4.03	23 600	4.19
	55	2 990	2.17	4 390	2.59	6 060	3.01	8 110	3.44	10 500	3.85	13 400	4.24	16 700	4.61	20 500	4.93
MTZ80	35	5 940	2.64	7 880	2.94	10 200	3.23	13 000	3.50	16 300	3.75	20 100	3.96	24 600	4.12	29 600	4.23
	45	4 660	2.75	6 630	3.11	8 750	3.46	11 300	3.80	14 300	4.13	17 700	4.42	21 600	4.69	26 400	4.91
	55	3 630	2.80	5 380	3.22	7 250	3.64	9 460	4.05	12 100	4.46	15 200	4.85	18 900	5.25	23 000	5.60
MTZ100	35	6 360	3.05	8 660	3.35	11 500	3.66	14 900	3.91	18 900	4.08	23 700	4.16	29 300	4.14	35 700	4.01
	45	5 100	3.25	7 160	3.65	9 670	4.02	12 700	4.35	16 400	4.63	20 700	4.84	25 700	4.95	31 600	4.95
	55	4 150	3.33	5 880	3.82	8 020	4.29	10 600	4.74	13 800	5.15	17 500	5.50	22 000	5.79	27 200	5.96

Fuente: En línea. (Citado el 13 de Abril de 2011). Disponible en Internet: http://www.construnario.com/catalogo/danfosssa/catalogos/

Al emplear los datos para seleccionar el compresor, se determina que el compresor que cumple con los requerimientos, es el modelo **MTZ72,** el cual requiere una potencia de entrada de 2.99 Kw

Nota: Estas tablas están diseñadas para un grado de sobrecalentamiento de 11.1 K, un grado de subenfriamiento de 8.3 K, y un voltaje de 400V/3/50 Hz.

- **Dispositivos de control de flujo (de expansión) del refrigerante.**

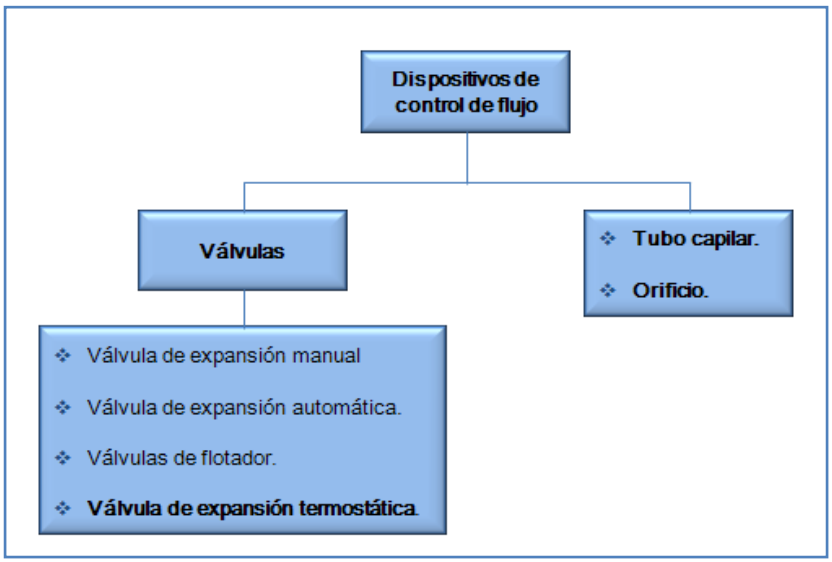
  El dispositivo de control de flujo debe realizar dos funciones en un sistema de compresión de vapor.

1. Debe regular el flujo del refrigerante líquido que se alimenta al evaporador, según sea la demanda.

2. Debe crear una caída de presión, desde el lado de alta al lado de baja del sistema. Esta caída de presión da por resultado la expansión del refrigerante que fluye, haciendo que una pequeña cantidad del mismo se evapore, de manera que se enfrié hasta la temperatura de evaporación.

   Todos los dispositivos de control de flujo tienen una abertura o pasaje restringido, el cual crea la diferencia de presión necesaria para llevar a cabo sus funciones de expansión. La mayoría de los dispositivos se construyen como válvulas; esto es el pasaje restringido puede abrirse o cerrarse, y en algunos casos puede regularse entre totalmente abierto y totalmente cerrado. Otros dispositivos de control de flujo tienen una abertura de restricción cuya dimensión es invariable. (Ver figura 180).

Figura 180. Tipos de dispositivos de control de flujo.



Fuente: Autores.

- **Válvula de expansión manual:** Se trata de una válvula que se ajusta manualmente a fin de alimentar más o menos refrigerante, según sea necesario. Se utiliza una válvula de aguja, debido a que con este tipo es posible lograr incrementos precisos.

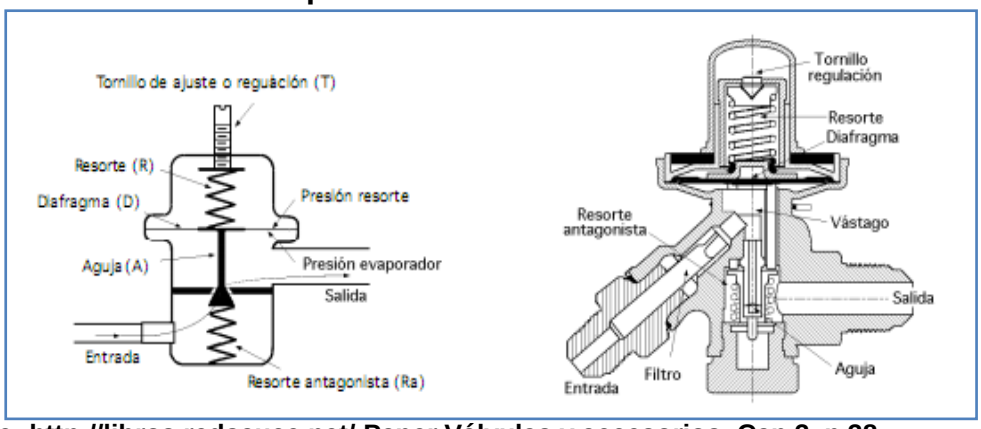
  Estas válvulas presentan grandes inconvenientes por la necesidad de que un operario esté siempre dispuesto a actuar sobre ellas, a fin de regular el paso de fluido frigorífero; presentan asimismo graves dificultades en la regulación, por lo que este tipo de válvulas está totalmente en desuso en la actualidad.

- **Válvula de expansión automática:** Este tipo de válvula regula el flujo de manera que mantiene una presión constante en el evaporador. La válvula de expansión automática tiene un uso limitado cuando es deseable mantener condiciones constantes en el evaporador, y cuando la naturaleza del sistema es tal que la carga tiene poca variación.

  Son dos las presiones que operan sobre la válvula. La presión constante del resorte actúa sobre la superficie superior del diafragma con el fin de abrir la

válvula, y la presión del evaporador, actúa sobre la superficie inferior del diafragma, tendiendo a cerrar la válvula. (Ver figura 181).

Figura 181. Válvula de expansión automática.



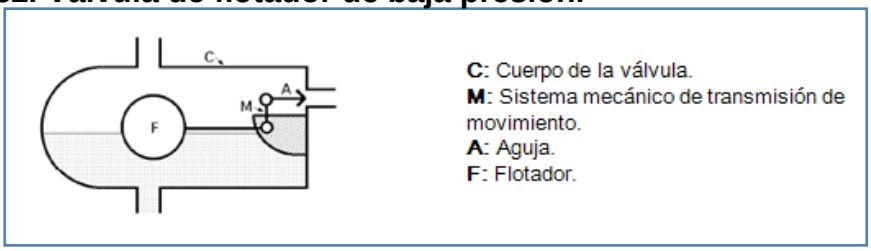
Fuente: http://libros.redsauce.net/.Paper Válvulas y accesorios. Cap 3. p 38.

Cuando aumenta la presión del evaporador, la válvula se mueve a una posición más cerrada, lo que reduce el flujo de refrigerante que entra al evaporador y baja la presión del mismo. Si disminuye la presión del evaporador, la válvula se mueve a una posición más abierta. Aumenta el flujo del refrigerante, y aumenta de nuevo la presión del evaporador.

- **Válvula de flotador:** Las válvulas de flotador se utilizan en algunas aplicaciones como dispositivos de control del flujo del refrigerante. Tienen por misión asegurar la alimentación automática de fluido refrigerante al evaporador, en función de las necesidades de éste, controlando y regulando el nivel de fluido refrigerante. Se pueden agrupar en válvulas de flotador de baja presión (en el evaporador) y válvula de flotador de alta presión (en el condensador).

  - **Válvula de flotador de baja presión (en el evaporador):** Esta válvula regula el flujo del refrigerante controlando el nivel del refrigerante líquido en el evaporador (Ver figura 182). El flotador se instala en el lado de baja presión del sistema, y se puede colocar directamente en el evaporador, en un tambor de compensación, o en una cámara de flotador.

Figura 182. Válvula de flotador de baja presión.

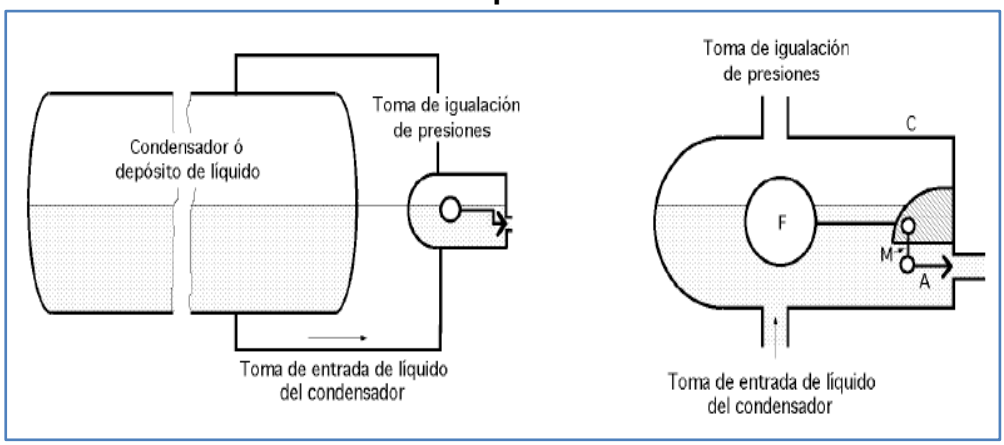


Fuente: http://libros.redsauce.net/.Paper Válvulas y accesorios. cap 3. p 43.

La línea del líquido se conecta a la entrada de la válvula. Si el nivel de líquido es suficientemente alto en la cámara, la válvula permanecerá cerrada. Cuando baja el nivel del liquido, el flotador desciende y se abre el orificio de la válvula, admitiendo una mayor cantidad de refrigerante procedente de la línea de liquido.

- **Válvula de flotador de alta presión (en el condensador):** La válvula de flotador está situada en el lado de alta del sistema, entre el condensador y el evaporador. El nivel del líquido es el mismo en la válvula y en el condensador, puesto que ambos están conectados libremente. (Ver figura 183).

Figura 183. Válvula de flotador de alta presión.



Fuente: http://libros.redsauce.net/.Paper Válvulas y accesorios. cap 3. p 43.

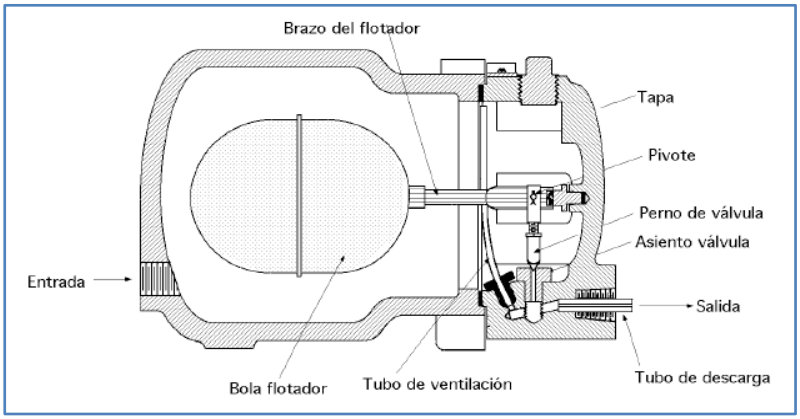
Cuando se eleva el nivel del refrigerante en el condensador, sube el flotador y abre la válvula, alimentando más refrigerante al evaporador. Si el flujo del

refrigerante al condensador se reduce, baja el nivel en el condensador, y la válvula restringe el flujo al evaporador.

Esta válvula regula el flujo mediante la alimentación de refrigerante al evaporador a la misma proporción que sale del condensador. Si la cantidad de refrigerante es insuficiente, se subalimenta al evaporador, pero si la cantidad es excesiva, puede sobrealimentarse al evaporador, y tendrá lugar un escurrimiento de refrigerante hacia el compresor.

Estas válvulas se utilizan a menudo en sistemas centrífugos de refrigeración equipados con condensadores de casco y tubos y evaporadores inundados.

Figura 184. Válvula de flotador de alta presión; Detalle interior.



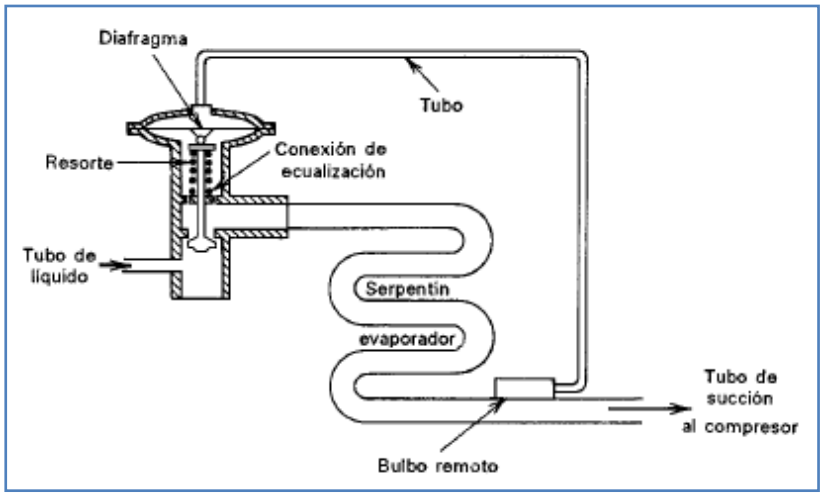
Fuente: http://libros.redsauce.net/.Paper Válvulas y accesorios. cap 3. p 43.

- **Válvula de expansión termostática (VET):** La válvula de expansión termostática (VET) es el dispositivo de control de flujo de más amplio uso. Se puede implementar en sistemas de cualquier capacidad, ya sea con serpentines de expansión directa o con enfriadores líquidos de expansión seca.

A continuación se describe el funcionamiento de la VET. Un bulbo lleno con un fluido se fija al tubo de succión, para medir la temperatura del gas en la succión. Este bulbo se conecta con la válvula mediante un tubo de modo que la presión de fluido dentro del bulbo tienda a abrir más la válvula, contra

la tensión de un resorte de cierre. Si la carga del sistema aumenta, el refrigerante en el evaporador gana más calor y la temperatura del gas en la succión aumenta. La presión del fluido en el bulbo aumenta a medida que lo hace su temperatura, y abre más la válvula. De este modo se aumenta el flujo de refrigerante que se necesita para manejar una carga mayor. Cuando la carga de refrigeración disminuye, se da lugar al proceso inverso. (Ver figura 185).

Figura 185. Funcionamiento de la válvula termostática de expansión con ecualizador interno.



Fuente: Pita Edward G. Acondicionamiento de aire Principios y sistemas. ed 2. P 363.

Para poder accionar la válvula a una posición abierta o cerrada, se necesita de la acción de tres presiones. La presión de bulbo (Pb), resultante de la presión ejercida por el fluido en el interior del bulbo, el vástago y la cabeza de la válvula, actúa sobre la parte superior del diafragma a fin de abrir la válvula. La presión (Pr) del resorte actúa sobre la aguja con el fin de cerrar la válvula. La presión (Pe) del evaporador actúa sobre la parte inferior del diafragma para cerrar la válvula. [66]

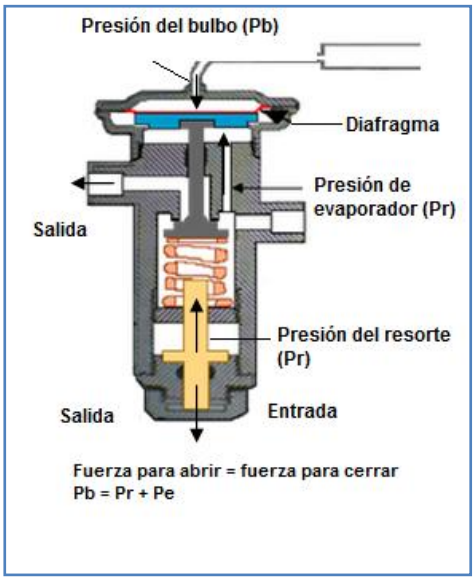
Cuando la válvula ni se abre ni se cierra, existe un equilibrio de presiones

[66] Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 192.

$$Pb = Pr + Pe \qquad (10.7)$$

Si la presión del bulbo (de apertura) es mayor que la presión total de cierre (la presión del resorte mas la presión del evaporador) la válvula se moverá hacia una posición aun más abierta que antes, y fluirá mayor cantidad de refrigerante. Si las presiones de cierre son mayores que la presión de apertura, la válvula tratará de cerrarse. (Ver figura 186).

Figura 186. Ilustración de las presiones que actúan en una válvula de expansión térmica.



Fuente: Pita Edward G. Principios y sistemas de refrigeración. 2006. P 192.

La válvula de expansión termostática reacciona a las variaciones del grado de calentamiento del refrigerante, vapor saturado o recalentado, que sale del evaporador.

Estas válvulas regulan el caudal de refrigerante del sistema en función de la temperatura de salida del refrigerante del evaporador, tratando de mantener un determinado recalentamiento de los vapores que salen del evaporador.

Según el tipo de fuerzas actuantes sobre la válvula de expansión termostática, suelen subdividirse en dos tipos, con igualación interna de presiones y con igualación externa de presiones.

- **Control del sobrecalentamiento:** A fin de asegurarse que el liquido refrigerante no entre al compresor, es práctica común hacer que el refrigerante salga del evaporador ligeramente sobrecalentado.

  Por lo general, es satisfactorio que la válvula controle un sobrecalentamiento de 6° a 10° F, para proteger al compresor, cuando tiene lugar un sobrecalentamiento adicional en la línea de succión. Por otra parte, un exceso de sobrecalentamiento indica que la superficie de transferencia de calor no se utiliza con eficiencia.[67]

  Para cambiar el sobrecalentamiento, es necesario ajustar la presión del resorte. Si se requiere mayor sobrecalentamiento, se aumenta la presión ejercida por el resorte. Esto hace que la válvula se cierre aun mas, reduciendo el flujo de refrigerante. Como la carga térmica es la misma, el refrigerante saldrá del evaporador con un sobrecalentamiento mayor. Esto hará que aumente la temperatura del bulbo, y por consiguiente la presión, y la válvula dejará de cerrarse.

  Si se aumenta la carga térmica, el refrigerante saldrá del evaporador con un mayor sobrecalentamiento. Esta condición aumenta la fuerza de apertura en el diafragma. La válvula se abre aun mas, aumentado el flujo de refrigerante, y el sobrecalentamiento disminuye para volver a su condición inicial.

  Si la carga térmica disminuye súbitamente, disminuye sobrecalentamiento. Esto hace bajar la temperatura del bulbo y la presión de la carga, reduciendo la fuerza de apertura. La fuerza de cierre es temporalmente

[67] Ibíd., p 193.

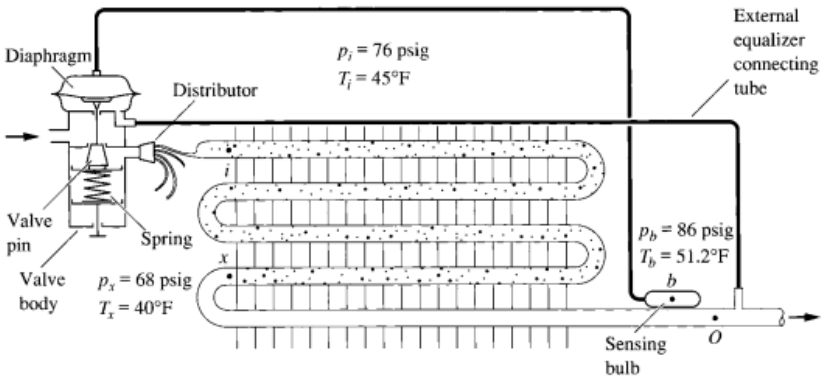
mayor, y la válvula se cierra aun más. Ahora fluye menos refrigerante, y este se sobrecalienta nuevamente a la salida del evaporador, hasta que llega al sobrecalentamiento inicial.

- **Defectos del diseño básico de una VET:** El diseño básico de una válvula de expansión termostática, presenta tres grandes defectos, los cuales perjudican el funcionamiento correcto del sistema de refrigeración, por lo tanto es necesario buscar un modo de solucionarlos.

  Los tres grandes defectos y sus respectivas soluciones se presentan a continuación.

1. **Mayor sobrecalentamiento a menor temperatura de evaporación:** En el sistema de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante debe pasar por el evaporador, con la finalidad de adecuar la temperatura del aire del recinto a las condiciones necesarias. El refrigerante fluye a través del distribuidor y de los tubos, y se evapora poco a poco a medida que fluye dentro de los tubos de cobre. Cuando el vapor de refrigerante alcanza la salida del evaporador, es sobrecalentado a unos pocos grados por encima de la temperatura de saturación. Si la carga se incrementa, mas refrigerante se vaporiza (Ver grafica 187).

Figura 187. Válvula de expansión termostática con ecualizador externo.

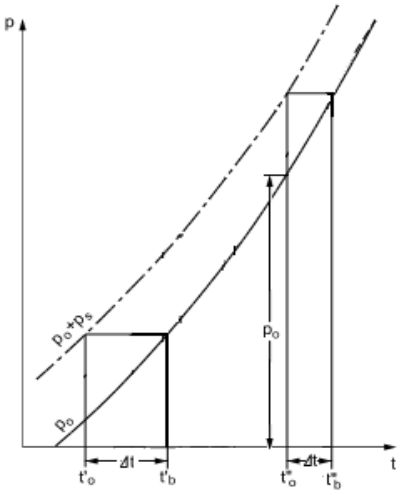


Fuente: WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed2. cap10. P 10.52.

Cuando aumenta la carga, el punto x (Ver figura 187), el cual indica el punto el que se evapora todo el refrigerante, tiende a moverse hacia la entrada del evaporador, lo cual aumenta el grado de recalentamiento a la salida del evaporador, y un aumento en la temperatura del bulbo.

Debido a que el bulbo está cargado con el mismo refrigerante que circula a través del ciclo de refrigeración, el sobrecalentamiento generará un aumento en la presión ejercida sobre el diafragma, y por lo tanto la válvula se abrirá más y permitirá la circulación de una mayor cantidad de refrigerante a través del evaporador.

Figura 188. Curva de saturación del refrigerante cuando el bulbo está cargado con el mismo refrigerante que circula a través del sistema.



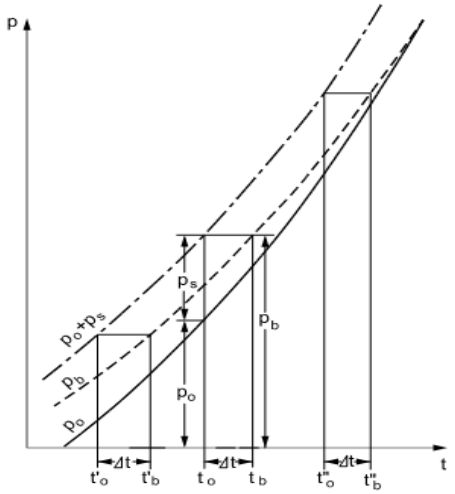
Fuente: Autores.

Cuando el grado de sobrecalentamiento aumenta, se pueden presentar dos situaciones nocivas para el compresor; primero, el vapor sobrecalentado que llega al compresor, aumenta la temperatura del compresor y puede llegar a quemarse. En segundo lugar, al aumentar el grado de sobrecalentamiento, la válvula de expansión permitirá el paso de una mayor cantidad de refrigerante líquido, el cual puede llegar en algún momento a ingresar al compresor, y se generaría el golpe de líquido.

- ✓ **Solución al problema del mayor sobrecalentamiento a menor temperatura de evaporación:** Para solucionar esta situación, se cambia la carga de refrigerante en el bulbo; es decir el refrigerante que está dentro, y por lo tanto, que genera presión sobre el diafragma de la válvula, posee una temperatura de saturación menor, con respecto a el refrigerante que circula por el sistema. Esto es conocido como carga cruzada.

  El propósito principal de la carga cruzada es proporcionar un grado de sobrecalentamiento casi constante, a varias temperaturas de evaporación. Esto evita que el refrigerante que llega al compresor, se encuentre a elevadas temperaturas (Ver figura 189).

Figura 189. Curva de saturación del refrigerante, con carga cruzada en el bulbo.



Fuente: Autores.

El propósito principal de la carga cruzada es proporcionar un grado de sobrecalentamiento casi constante, a varias temperaturas de evaporación. Esto evita que el refrigerante que llega al compresor, se encuentre a elevadas temperaturas.

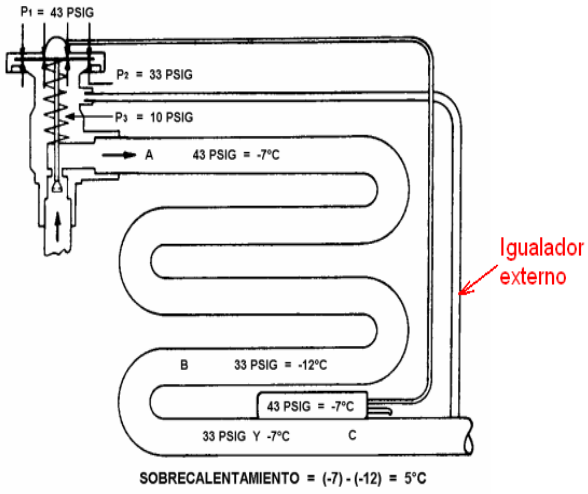
2. **Mayor grado de sobrecalentamiento debido a la caída de presión que se presenta en el evaporador:** Teóricamente no existe diferencia entre las

presiones de entrada y salida del evaporador. Sin embargo, en la práctica existe una diferencia de presiones a ambos lados del evaporador, creada por el rozamiento del fluido frigorígeno al circular por éste, por lo que la presión de salida del evaporador es más pequeña que la de entrada; esta caída de presiones será tanto mayor, cuanto más pequeño sea el diámetro de los tubos que forman el evaporador y más largos sean los tubos.

Debido a que en el diseño básico la VET es accionada por medio de la presión existente a la salida del evaporador, esto hará que el grado de sobrecalentamiento sea mayor debido a la caída de presión que se presenta a través del evaporador.

- ✓ **Solución al problema del mayor grado de sobrecalentamiento debido a la caída de presión que se presenta en el evaporador:** Para solucionar este inconveniente se diseñaron las VET, con igualador externo de presiones (Ver figura 190).

Figura 190. Válvula de expansión termostática con igualador externo de presiones (compensador).



Fuente: Autores.

Estas válvulas llevan un compensador exterior que elimina la influencia de las pérdidas de carga del fluido frigorígeno en el evaporador sobre el

proceso de control y, por consiguiente, sobre el funcionamiento de la válvula, puesto que es la presión de aspiración, más baja en el extremo de salida del evaporador, la que ejerce su influencia sobre la membrana. La diferencia fundamental entre la válvula de igualación externa y la de igualación interna, es que la válvula con igualación externa presenta un separador rígido, entre la cámara de la válvula y el diafragma, así como estar dotada de una toma de presión, que debe conectarse con la salida del evaporador, por lo que la presión actuante sobre el diafragma será la presión de salida del evaporador, en vez de la de entrada (Ver tabla 36).

Tabla 36. Comparación del sobrecalentamiento en una VET sin compensador externo y una VET con compensador externo.

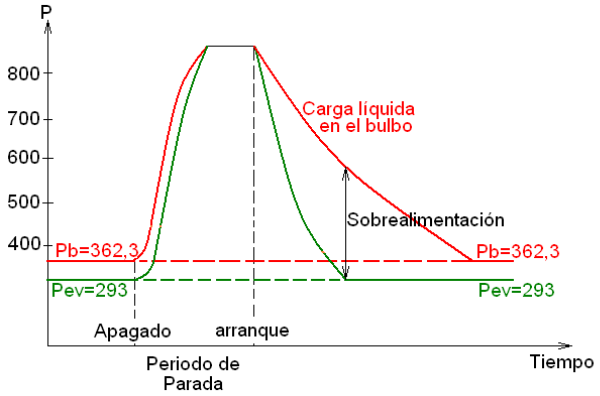
Pev in (Psig)	Pev out (Psig)	FR/A (psi)	Pbulbo (Psig)	Tev in (°C)	Tev out (°C)	Tbulbo (°C)	ΔT (°C)
43	43	10	53	-7	-7	-2	5
43	33	10	53	-7	-12	-2	10
43	33	10	43	-7	-12	-7	5

Fuente: Autores.

En la tabla 36 se puede observar el efecto del compensador externo. Se puede concluir que este tipo de VET, controla el flujo de refrigerante a través del evaporador del mismo modo que se controlaría si no hubiera caída de presión a través del evaporador.

3. **Sobrealimentación del evaporador después de un periodo de parada:** La VET, sobrealimenta el evaporador durante los periodos de arranque. (Ver figura 191).

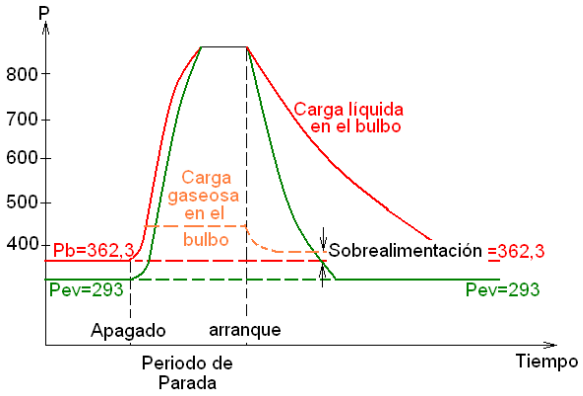
Figura 191. Efecto del periodo de parada en la sobrealimentación del refrigerante.



Fuente: Autores.

- ✓ **Solución al problema de la sobrealimentación del evaporador después de un periodo de parada:** La solución termodinámica plantea tener una carga gaseosa en el bulbo remoto en algún momento. En la válvula de carga de gas o carga limitada, la cantidad de fluido es menor que la carga que poseen las válvulas de carga liquida; lo suficiente para que por encima de cierta temperatura del evaporador, se vaporice totalmente. La presión de un gas no aumenta rápidamente con un aumento de la temperatura. Por consiguiente, a medida que aumenta la temperatura y la presión del evaporador por encima de un punto máximo, la presión en el bulbo no aumenta, y la válvula no abre aun más. Por tanto actúa como una válvula limitadora de presión (Ver figura 192).

Figura 192. Efecto de la carga gaseosa en el bulbo remoto, con respecto a la sobrealimentación en el periodo de arranque.



Fuente: Autores.

- **Ejemplo de selección de la VET (Danfoss).**

  Se desea una válvula para un evaporador que trabaja en una planta frigorífica con R22, está colocada en un evaporador que puede producir 9 Kw de frío para conseguir una temperatura en la cámara de 0ºC.

  Entre la válvula y el evaporador hay un distribuidor de líquido con un número de tubos para repartir el líquido correctamente por todas las secciones del evaporador.

- **Solución:** Como norma y dado que no tenemos la presión de condensación como dato de partida, los estimaremos en 10 ºC por encima de la temperatura ambiente cuando condensamos por aire, y entre 5 y 10ºC cuando condensamos por agua.

  La temperatura de evaporación para evaporadores de tiro forzado con ventilador, se considerará 10 ºC por debajo de la temperatura de la cámara.

  Nuestros datos de partida son:

Refrigerante	**R 22**
Carga máxima del evaporador	**9 Kw**
Temperatura de evaporación (To)	**Tcámara -10º = 0 - 10 = -10ºC**
Temperatura de condensación (Tc)	**Tambiente +10º = 30 + 10 = 40ºC**
Subenfriamiento del liquido estimado	**4ºC**
Perdida de carga en tuberías y válvulas	**Estimada en 2 bar**

  Con las temperaturas de condensación y de evaporación, se calculan por medio de la regla del refrigerante, las presiones de condensación y de evaporación.

  To = -10ºC → 2.5 bar

  Tc = 40ºC → 14.5 bar

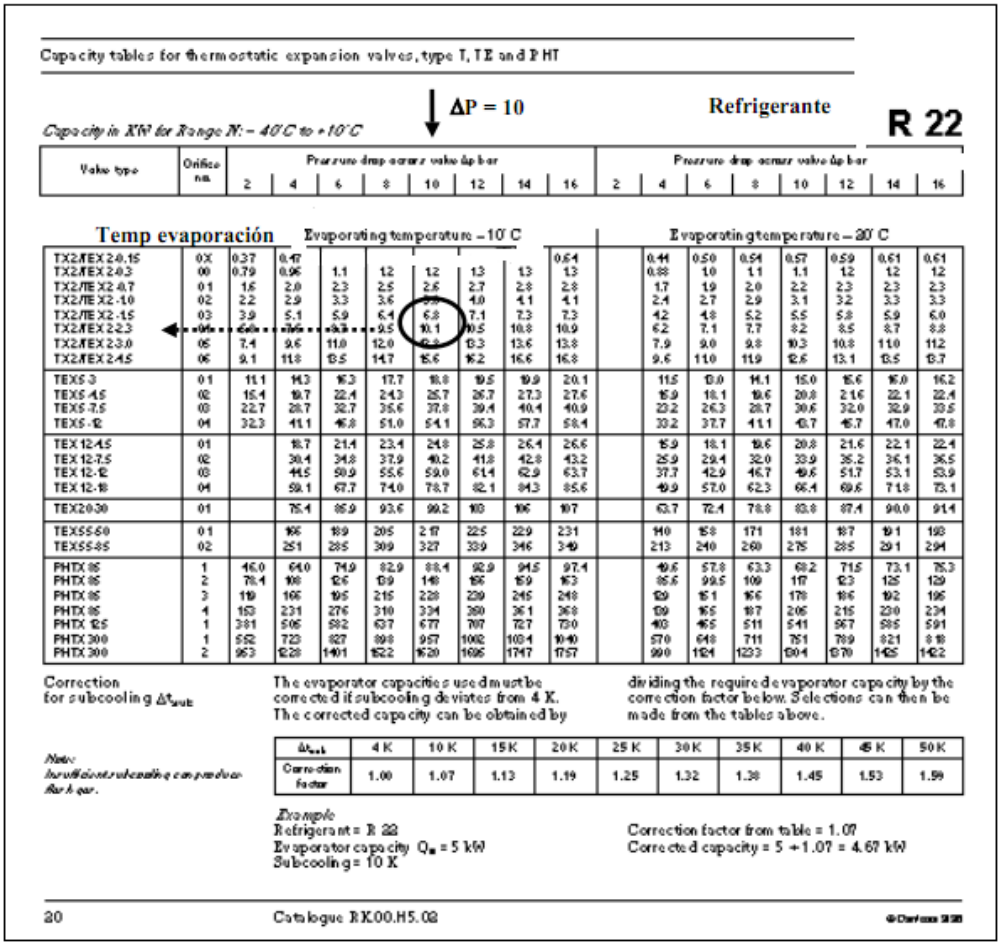
Con estos valores y la pérdida de carga en las tuberías, se calcula la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la válvula.

$\Delta P = Pc - Po - \Delta p = 14,5 - 2,5 - 2 = 10$ bar

Ahora con los siguientes datos, se buscan la tabla para R22.

Se selecciona la tabla para una temperatura de evaporación de -10ºC, se toma la columna con un $\Delta P = 10$ bar, y en esta columna se busca la capacidad de 9 Kw, o el valor superior más próximo, y a la izquierda se lee el tamaño de la válvula adecuada (Ver figura 193).

Figura 193. Tabla de selección VET para R 22 (Danfoss).



Capacity tables for thermostatic expansion valves, type T, TE and P HT

ΔP = 10 — Refrigerante — R 22

Capacity in KW for Range N: – 40°C to + 10°C

Valve type	Orifice no.	Pressure drop across valve Δp bar								Pressure drop across valve Δp bar							
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temp evaporación		Evaporating temperature – 10° C								Evaporating temperature – 20° C							
TX2/TEX 2-0.15	0X	0.37	0.47						0.64		0.44	0.50	0.54	0.57	0.59	0.61	0.61
TX2/TEX 2-0.3	00	0.79	0.96	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3		0.88	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
TX2/TEX 2-0.7	01	1.6	2.0	2.3	2.5	2.6	2.7	2.8	2.8		1.7	1.9	2.0	2.2	2.3	2.3	2.3
TX2/TEX 2-1.0	02	2.2	2.9	3.3	3.6	3.8	4.0	4.1	4.1		2.4	2.7	2.9	3.1	3.2	3.3	3.3
TX2/TEX 2-1.5	03	3.9	5.1	5.9	6.4	6.8	7.1	7.3	7.3		4.2	4.8	5.2	5.5	5.8	5.9	6.0
TX2/TEX 2-2.3	04	5.6	7.5	8.6	9.5	10.1	10.5	10.8	10.9		6.2	7.1	7.7	8.2	8.5	8.7	8.8
TX2/TEX 2-3.0	05	7.4	9.6	11.0	12.0	12.8	13.3	13.6	13.8		7.9	9.0	9.8	10.3	10.8	11.0	11.2
TX2/TEX 2-4.5	06	9.1	11.8	13.5	14.7	15.6	16.2	16.6	16.8		9.6	11.0	11.9	12.6	13.1	13.5	13.7
TEX 5-3	01	11.1	14.3	16.3	17.7	18.8	19.5	19.9	20.1		11.5	13.0	14.1	15.0	15.6	16.0	16.2
TEX 5-4.5	02	15.4	19.7	22.4	24.3	25.7	26.7	27.3	27.6		15.9	18.1	19.6	20.8	21.6	22.1	22.4
TEX 5-7.5	03	22.7	28.7	32.7	35.6	37.8	39.4	40.4	40.9		23.2	26.3	28.7	30.6	32.0	32.9	33.5
TEX 5-12	04	32.3	41.1	46.8	51.0	54.1	56.3	57.7	58.4		33.2	37.7	41.1	43.7	45.7	47.0	47.8
TEX 12-4.5	01		16.7	21.4	23.4	24.8	25.8	26.4	26.6		15.9	18.1	19.6	20.8	21.6	22.1	22.4
TEX 12-7.5	02		30.4	34.8	37.9	40.2	41.8	42.8	43.2		25.9	29.4	32.0	33.9	35.2	36.1	36.5
TEX 12-12	03		44.5	50.9	55.6	59.0	61.4	62.9	63.7		37.7	42.9	46.7	49.6	51.7	53.1	53.9
TEX 12-16	04		59.1	67.7	74.0	78.7	82.1	84.3	85.6		49.9	57.0	62.3	66.4	69.6	71.8	73.1
TEX 20-30	01		75.4	86.9	93.6	99.2	103	106	107		63.7	72.4	78.8	83.8	87.4	90.0	91.4
TEX 55-50	01		166	189	205	217	225	229	231		140	158	171	181	187	191	193
TEX 55-85	02		251	285	309	327	339	346	349		213	240	260	275	285	291	294
PHTX 05	1	46.0	64.0	74.9	82.9	88.4	92.9	94.5	97.4		49.6	57.8	63.3	68.2	71.5	73.1	75.3
PHTX 05	2	78.4	108	126	139	148	155	159	163		85.6	99.5	109	117	123	125	129
PHTX 05	3	119	166	195	215	228	239	245	248		129	151	166	178	186	192	195
PHTX 05	4	153	231	276	310	334	350	361	368		139	165	187	205	215	230	234
PHTX 125	1	381	505	582	637	677	707	727	739		403	465	511	541	567	585	591
PHTX 300	1	552	723	827	898	957	1002	1034	1049		570	648	711	751	789	821	818
PHTX 300	2	953	1228	1401	1522	1620	1695	1747	1757		990	1124	1233	1304	1370	1425	1422

Correction for subcooling Δt_{sub}

The evaporator capacities used must be corrected if subcooling deviates from 4 K. The corrected capacity can be obtained by dividing the required evaporator capacity by the correction factor below. Selections can then be made from the tables above.

Note: Installations subcooling can produce flash gas.

Δt_{sub}	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
Correction factor	1.00	1.07	1.13	1.19	1.25	1.32	1.38	1.45	1.53	1.59

Example
Refrigerant = R 22
Evaporator capacity Q_e = 5 kW
Subcooling = 10 K

Correction factor from table = 1.07
Corrected capacity = 5 × 1.07 = 4.67 kW

20 — Catalogue RK00.H5.02 — ©Danfoss

Fuente: (En línea). (Citado 13 de Abril 2011). Disponible en internet: http://www.fpdistancia.net/distapdf/07-00-11-16.pdf

La válvula seleccionada es una **TEX 2-2.3.**

- **Tubo capilar:** Este dispositivo de control de flujo consiste en un tramo de tubería de muy pequeño diámetro. Normalmente el diámetro varía de 0.02 a 0.10 pulg. y la longitud de 2 a 12 pies. Se utiliza en pequeñas unidades herméticas con serpentines de expansión directa.

  Debido a que su costo es muy bajo y a que no necesitan mantenimiento, se usan ampliamente en los refrigeradores domésticos, equipos de aire acondicionado para una habitación, y pequeñas unidades integradas de aire acondicionado.[68]

  El tubo capilar opera de acuerdo a si la carga de refrigeración disminuye o aumenta.

  Si la carga de refrigeración disminuye, la presión de succión baja, el tubo entrega momentáneamente más refrigerante del que puede manejar el compresor, y el evaporador se llena de líquido. Esto reduce la alimentación de líquido al condensador y un poco de gas procedente del condensador entra al tubo capilar. Pero el gas tiene un volumen especifico mucho mayor que el liquido, y por consiguiente disminuye el flujo a través del tubo. De esta forma se obtiene el control deseado del flujo, ya que el flujo al evaporador disminuye en respuesta a la reducción de la carga de refrigerante.

  Si aumenta la carga de refrigeración, aumenta la presión de succión, y el compresor bombea una mayor cantidad de refrigerante. Esto reduce la alimentación de refrigerante al evaporador y llena el condensador de líquido. El tubo capilar entrega entonces más refrigerante, puesto que se le alimenta todo el líquido, y se obtiene una condición de equilibrio.

[68] Ibíd., p 205.

- **Ejemplo de selección tubo capilar.**

  El tubo capilar es uno de los dispositivos de expansión más utilizados en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado que trabajan con el ciclo de compresión de vapor. Empleado en todas las aplicaciones domésticas y en un gran número de las de tipo comercial. Es de fácil montaje, económico y está exento de averías.

  La selección del capilar se basa en el método práctico de la "prueba y error", por ejemplo, en el ensayo de distintos capilares para determinar cual ofrece mejor desempeño. Aún en el caso de disponer de modelos simplificados de cálculo, el ajuste final para una aplicación dada debe hacerse mediante ensayos prácticos en laboratorio. Esto es simple, por el hecho que el sistema frigorífico no trabaja bajo condiciones constantes las cuales afectan al comportamiento del capilar.

  A continuación se presentan dos métodos de selección del tubo capilar más adecuado a una capacidad frigorífica dada.

  Se tiene un equipo de aire acondicionado de ventana con una potencia de 27000 BTU, el cual tiene 3 tubos capilares conectados al evaporador y trabaja con refrigerante R-22. Seleccionar el tubo capilar para cada circuito que cumpla con las anteriores condiciones.

  Pasos de selección del tubo capilar:

  1) Dividir la potencia del equipo entre el número de tubos capilares conectados al evaporador:

$$\text{Pot} = \frac{27000\text{BTU}}{3} = 9000\,\frac{\text{BTU}}{\text{Circuito}}$$

2) En la tabla 37 para la selección del tubo capilar, del fabricante **J/B Copper Capillary Tubing** para refrigeración y aire acondicionado tenemos la potencia del equipo en BTU/ Circuito, longitud del tubo capilar y su referencia.

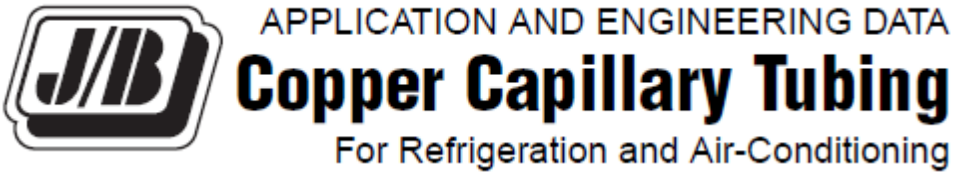


Tabla 37. Selección del tubo capilar, aplicación aire acondicionado con R-22

B.T.U./ CIRCUIT	CAP TUBE		B.T.U./ CIRCUIT	CAP TUBE	
	Length	Size		Length	Size
4000	69 in	TC-49	8750	78 in	TC-75
4250	63 in	TC-49	9000	72 in	TC-75
4500	90 in	TC-54	9250	67 in	TC-75
4750	81 in	TC-54	9500	84 in	TC-80
5000	72 in	TC-54	9750	84 in	TC-80
5250	63 in	TC-54	10,000	76 in	TC-80
5500	101 in	TC-64	10,250	72 in	TC-80
5750	94 in	TC-64	10,500	68 in	TC-80
6000	87 in	TC-64	10,750	64 in	TC-80
6250	79 in	TC-64	11,000	60 in	TC-80
6500	72 in	TC-64	11,250	87 in	TC-85
6750	64 in	TC-64	11,500	84 in	TC-85
7000	90 in	TC-70	11,750	78 in	TC-85
7250	84 in	TC-70	12,000	72 in	TC-85
7500	78 in	TC-70	12,500	82 in	TC-90
7750	73 in	TC-70	13,000	72 in	TC-90
8000	69 in	TC-70	13,500	66 in	TC-90
8250	64 in	TC-70	14,000	60 in	TC-90
8500	84 in	TC-75			

Fuente: "Catalogo de selección tubo capilar J/B industries inc". [En línea]. USA. [Citado 27 de abril 2011]. Disponible desde internet:< www.jbind.com>

Para la potencia hallada de los $9000 \frac{\text{BTU}}{\text{Circuito}}$ tenemos que la longitud del tubo capilar es de 72 in y la referencia según esta tabla es TC-75, pero aun no se conoce el diámetro del tubo capilar, por lo tanto este fabricante sugiere remitirse a la tabla 38 y seguir estos pasos:

1. Localizar el diámetro del tubo capilar recomendado I.D en la columna izquierda.

2. Leer los valores de la derecha de acuerdo al I.D y encontrar el valor de conversión de acuerdo a la referencia del tubo capilar de la tabla 38.

3. Multiplique la longitud dada del tubo capilar que se recomienda por el factor el factor de conversión.

4. Esta longitud resultante (debe estar entre **5 pies mínimo** y **máximo 16 pies**). El tubo capilar de cobre recomendado tendrá las mismas características del flujo del tubo capilar original si este fuese el caso.

$$\text{Longitud resultante} = \frac{72\text{in} * 1}{12} = 6 \text{ feet}$$

$$\text{Diametro interno} = 0.075 \text{ in}$$

Tabla 38. Factor de conversión de longitud para el tubo capilar.

Part No.	TC-26	TC-31	TC-36	TC-42	TC-44	TC-49	TC-50	TC-54	TC-55	TC-59	TC-64	TC-70	TC-75	TC-80	TC-85	TC-90	TC-100
Tube I.D.	.026	.031	.036	.042	.044	.049	.050	.054	.055	.059	.064	.070	.075	.080	.085	.090	.100
.024	1.44																
.025	1.20																
.026	1.00	2.24															
.028	.72	1.59															
.030	.52	1.16															
.031	.45	1.00	2.00														
.032		.86	1.75														
.033		.75	1.54														
.034		.65	1.35														
.035		.58	1.16	2.31													
.360		.50	1.00	2.10													
.037		.45	.90	1.79	2.22												
.038		.39	.80	1.59	1.92												
.039		.35	.71	1.41	1.75												
.040		.31	.62	1.25	1.55	2.51											
.041		.28	.56	1.12	1.38	2.26	2.50										
.042		.25	.50	1.00	1.24	2.03	2.23										
.043		.23	.45	.87	1.11	1.83	1.98										
.044		.20	.39	.81	1.00	1.62	1.79										
.045			.35	.73	.90	1.47	1.60	2.32									
.046			.32	.67	.82	1.34	1.47	2.08	2.27								
.047				.59	.74	1.20	1.31	1.89	2.06								
.048				.54	.67	1.10	1.20	1.72	1.87								
.049				.49	.61	1.00	1.09	1.55	1.69								
.050				.45	.56	.91	1.00	1.43	1.56	2.14							
.051				.41	.51	.84	.93	1.31	1.44	1.96							
.052					.47	.76	.85	1.19	1.32	1.78							
.053					.43	.69	.78	1.09	1.20	1.64							
.054					.39	.65	.70	1.00	1.09	1.52	2.18						
.055					.36	.59	.64	.92	1.00	1.38	2.00						
.056						.54	.60	.85	.94	1.27	1.85						
.057						.50	.55	.79	.87	1.17	1.72						
.058						.46	.51	.73	.80	1.07	1.56						
.059						.42	.47	.67	.73	1.00	1.44	2.18					
.060						.39	.43	.62	.67	.93	1.33	2.04					
.064							.32	.47	.50	.69	1.00	1.50	2.07				
.070								.30	.33	.46	.67	1.00	[illegible]	1.84			
.075											.48	.73	1.00	1.37	1.75		
.080												.54	.74	1.00	1.32	1.71	
.085													.57	.76	1.00	1.29	
.090													.43	.62	.76	1.00	1.62
.095														.46	.60	.79	1.27
.100															.48	.62	1.00
.105																.49	.80
.110																	.65
.115																	.53
.120																	.43

Fuente: "Catalogo de selección tubo capilar J/B industries inc". [En línea]. USA. [Citado 27 de abril 2011]. Disponible desde internet: <www.jbind.com>

Otra forma de seleccionar un tubo capilar, es la recomendada por el fabricante **Cubigel compressors.** Entre las condiciones que más afectan al caudal en el capilar están las presiones de entrada y salida que en general, corresponden con las de condensación y evaporación, respectivamente. En principio se debería partir del valor del caudal de refrigerante pero dado que, definido un ciclo de refrigeración, el caudal es proporcional a la producción frigorífica (capacidad de enfriamiento) y ésta es fácil de conocer a partir del catálogo del compresor.

Se requiere seleccionar un tubo capilar para un equipo de acondicionamiento de aire el cual posee un compresor **DANFOSS MTZ28** que funciona con refrigerante R-134a y su Tev=-5°C y la de condensación Tcond=45°C.

Con estos datos encontramos en la tabla 39, la capacidad de enfriamiento para el compresor MTZ28 que es de 2560W.

$$\mathrm{Q_o} = 2560\ \mathrm{W} * \frac{0.86\,\frac{\mathrm{Kcal}}{\mathrm{h}}}{1\mathrm{W}} = 2202\,\frac{\mathrm{Kcal}}{\mathrm{h}}$$

En la tabla 7, se busca el valor más cercano a la capacidad de enfriamiento ($2202\,\frac{\mathrm{Kcal}}{\mathrm{h}}$ en el ejemplo de nuestro compresor) en la primera columna de la tabla para el refrigerante que se considera en este caso R-134a, hallamos el valor para $2250\,\frac{\mathrm{Kcal}}{\mathrm{h}}$, con este valor y la temperatura de evaporación Tev=-5°C encontramos un tubo capilar que podemos utilizar para este caso el cual tiene las siguientes dimensiones:

$$\mathrm{Longitud} = 2\mathrm{m}$$

$$\mathrm{Diametro\ interno\ del\ tubo\ capilar} = 2\mathrm{mm}$$

Tabla 39. Catalogo de selección compresor DANFOSS, para refrigerante R314a.

MTZ R134a PERFORMANCE DATA

	To	-15		-10		-5		0		5		10		15		20	
Model	Tc	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe
MTZ18	35	1 020	0.58	1 450	0.64	1 980	0.70	2 610	0.74	3 350	0.76	4 210	0.77	5 200	0.76	6 340	0.73
	45	760	0.61	1 140	0.69	1 600	0.76	2 150	0.82	2 800	0.87	3 550	0.91	4 430	0.93	5 430	0.93
	55	580	0.61	890	0.71	1 270	0.80	1 720	0.88	2 250	0.96	2 880	1.03	3 620	1.09	4 480	1.12
MTZ22	35	1 320	0.68	1 860	0.76	2 520	0.84	3 310	0.90	4 250	0.94	5 370	0.96	6 660	0.97	8 160	0.94
	45	1 030	0.72	1 500	0.81	2 080	0.91	2 770	0.99	3 610	1.06	4 600	1.11	5 750	1.15	7 090	1.16
	55	810	0.72	1 190	0.84	1 670	0.95	2 250	1.06	2 960	1.16	3 800	1.25	4 800	1.32	5 960	1.37
MTZ28	35	1 650	0.85	2 260	0.94	3 030	1.03	4 000	1.11	5 170	1.19	6 580	1.25	8 260	1.29	10 200	1.32
	45	1 350	0.91	1 880	1.02	2 560	1.13	3 410	1.23	4 450	1.34	5 710	1.43	7 210	1.51	8 980	1.58
	55	1 140	0.95	1 570	1.08	2 120	1.22	2 830	1.35	3 720	1.48	4 800	1.61	6 110	1.73	7 660	1.85
MTZ32	35	1 940	1.03	2 680	1.17	3 590	1.30	4 710	1.41	6 070	1.49	7 680	1.55	9 580	1.57	11 800	1.56
	45	1 560	1.09	2 210	1.25	3 020	1.40	4 020	1.54	5 230	1.66	6 690	1.76	8 400	1.83	10 400	1.86
	55	1 260	1.11	1 790	1.29	2 470	1.48	3 320	1.65	4 370	1.81	5 630	1.96	7 140	2.08	8 930	2.16
MTZ36	35	2 650	1.20	3 480	1.33	4 490	1.45	5 690	1.56	7 100	1.64	8 750	1.70	10 700	1.73	12 800	1.72
	45	2 250	1.29	3 000	1.45	3 910	1.60	4 990	1.74	6 280	1.86	7 780	1.97	9 530	2.05	11 500	2.10
	55	1 950	1.35	2 510	1.54	3 300	1.72	4 250	1.91	5 380	2.08	6 720	2.23	8 270	2.37	10 100	2.48
MTZ40	35	3 070	1.33	3 910	1.44	4 890	1.56	6 030	1.65	7 350	1.73	8 860	1.79	10 600	1.82	12 500	1.83
	45	2 580	1.47	3 460	1.61	4 370	1.75	5 420	1.89	6 640	2.01	8 020	2.12	9 600	2.21	11 400	2.27
	55	2 260	1.56	2 950	1.74	3 770	1.92	4 720	2.10	5 810	2.28	7 060	2.44	8 490	2.59	10 100	2.72
MTZ44	35	2 880	1.55	3 910	1.70	5 190	1.83	6 760	1.94	8 640	2.02	10 900	2.07	13 500	2.08	16 600	2.04
	45	2 270	1.82	3 170	1.80	4 290	1.96	5 670	2.12	7 340	2.25	9 340	2.35	11 700	2.42	14 400	2.45
	55	1 820	1.64	2 560	1.85	3 490	2.07	4 650	2.27	6 070	2.46	7 780	2.63	9 830	2.77	12 200	2.87
MTZ50	35	3 350	1.72	4 550	1.90	6 040	2.06	7 850	2.20	10 000	2.30	12 600	2.37	15 600	2.39	19 100	2.36
	45	2 630	1.79	3 700	2.01	5 020	2.21	6 630	2.40	8 570	2.56	10 900	2.69	13 600	2.78	16 700	2.83
	55	2 100	1.81	2 990	2.07	4 100	2.32	5 470	2.57	7 140	2.80	9 140	3.01	11 500	3.18	14 300	3.32
MTZ56	35	3 720	1.87	5 050	2.08	6 720	2.27	8 720	2.44	11 100	2.57	13 900	2.65	17 200	2.69	21 000	2.66
	45	2 930	1.95	4 140	2.20	5 620	2.44	7 420	2.66	9 580	2.85	12 100	3.01	15 100	3.13	18 600	3.20
	55	2 300	1.96	3 330	2.26	4 600	2.56	6 150	2.85	8 030	3.12	10 300	3.37	12 900	3.58	16 000	3.75
MTZ64	35	4 200	2.06	5 740	2.31	7 610	2.53	9 870	2.73	12 600	2.88	15 700	2.99	19 400	3.04	23 700	3.02
	45	3 320	2.14	4 700	2.43	6 400	2.71	8 440	2.97	10 900	3.20	13 800	3.40	17 100	3.54	21 000	3.63
	55	2 580	2.15	3 780	2.50	5 240	2.84	7 020	3.18	9 170	3.50	11 700	3.80	14 700	4.05	18 200	4.26
MTZ72	35	5 040	2.27	6 780	2.53	8 880	2.77	11 400	2.98	14 300	3.15	17 800	3.27	21 800	3.33	26 400	3.32
	45	4 000	2.34	5 590	2.67	7 510	2.99	9 800	3.30	12 500	3.58	15 700	3.83	19 400	4.03	23 600	4.18
	55	2 990	2.17	4 390	2.59	6 080	3.01	8 110	3.44	10 500	3.85	13 400	4.24	16 700	4.61	20 500	4.93
MTZ80	35	5 940	2.64	7 880	2.94	10 200	3.23	13 000	3.50	16 300	3.75	20 100	3.96	24 500	4.12	29 500	4.23
	45	4 860	2.76	6 630	3.11	8 750	3.46	11 300	3.80	14 300	4.13	17 700	4.42	21 800	4.69	26 400	4.91
	55	3 830	2.80	5 380	3.22	7 250	3.64	9 480	4.06	12 100	4.48	15 200	4.88	18 900	5.26	23 000	5.60
MTZ100	35	6 360	3.05	8 660	3.38	11 500	3.68	14 900	3.91	18 900	4.08	23 700	4.16	29 300	4.14	35 700	4.01
	45	5 100	3.25	7 160	3.65	9 670	4.02	12 700	4.35	16 400	4.63	20 700	4.84	25 700	4.96	31 600	4.96
	55	4 150	3.33	5 880	3.82	8 020	4.29	10 600	4.74	13 800	5.15	17 500	5.50	22 000	5.79	27 200	5.98

Legend:
To: Evaporating temperature in °C
Tc: Condensing temperature in °C
Qo: Cooling capacity in W
Pe: Power input in kW
Superheat = 11.1 K
Subcooling = 8.3 K
Voltage: 400 V / 3 / 50 Hz

Fuente: En línea. (Citado el 27 de Abril de 2011). Disponible en Internet: <www.construnario.com/catalogo/danfosssa/catalogos/>

Tabla 40. Selección del tubo capilar del fabricante Cubigel compressors.

TABLE FOR REFRIGERANT R134a (HMBP)

Q_{ASH}	M	Capillary tube length (m)															
		Capillary tube internal diameter (mm) & Evaporating temperature (°C)															
		0,7		0,8		0,9		1		1,2		1,5		1,7		2	
kcal/h	kg/h	-5	7,2	-5	7,2	-5	7,2	-5	7,2	-5	7,2	-5	7,2	-5	7,2	-5	7,2
400	9,30							1,74	1,66	4,67	4,42						
450	10,46							1,36	1,30	3,69	3,48						
500	11,62							1,09	1,05	2,99	2,83						
550	12,78									2,46	2,33						
600	13,95									2,05	1,95						
650	15,11									1,73	1,65	5,83	5,50				
700	16,27									1,47	1,42	5,00	4,73				
750	17,43									1,28	1,23	4,38	4,15				
800	18,60									1,11	1,08	3,84	3,64				
850	19,76											3,39	3,22				
900	20,92											3,00	2,86				
1000	23,25											2,40	2,30	4,80	4,54		
1100	25,57											1,98	1,90	3,94	3,74		
1200	27,89											1,64	1,58	3,28	3,12		
1300	30,22											1,37	1,33	2,79	2,66		
1400	32,54											1,16	1,13	2,38	2,29		
1500	34,87													2,05	1,98	5,01	4,76
1600	37,19													1,78	1,72	4,42	4,21
1700	39,52													1,55	1,51	3,90	3,72
1800	41,84													1,36	1,33	3,45	3,31
1900	44,17													1,20	1,18	3,08	2,95
2000	46,49													1,06	1,05	2,75	2,65
2250	52,30															2,12	2,06
2500	58,11															1,66	1,63
2750	63,92															1,35	1,33
3000	69,74															1,09	1,10

Q_{ASH} is the cooling capacity under ASHRAE (HMBP) condition corresponding to the indicated mass flow rate M (liquid subcooled 9K, return gas superheated up to 35 °C).

Fuente: "Catalogo de selección tubo capilar Cubigel compressors". [En línea]. USA. [Citado 27 de abril 2011]. Disponible desde internet: < www.cubigel.com>

- **El orificio:** Es una abertura restringida en un tubo por el que pasa un fluido. Puede ser un agujero estrecho, un grupo de agujeros practicados en una placa introducida en un tubo, o un Venturi. Los orificios se pueden usar

como dispositivos de control de flujo y de expansión. El arreglo del orificio consiste de una placa con agujeros, seguida por un tubo venturi insertados en la línea del liquido. Las aberturas restringidas originan la caída de presión deseada. [69]

- **Evaporador.**

  El evaporador tiene como objetivo proveer una transferencia de calor continua y eficiente de calor desde el medio que se desea enfriar, al fluido refrigerante. El medio a enfriar puede ser un líquido, un gas, o un sólido. Los evaporadores pueden ser clasificados en evaporadores de expansión seca y evaporadores inundados de acuerdo a la cantidad relativa de refrigerante en forma líquida y vapor que circula a través del evaporador.

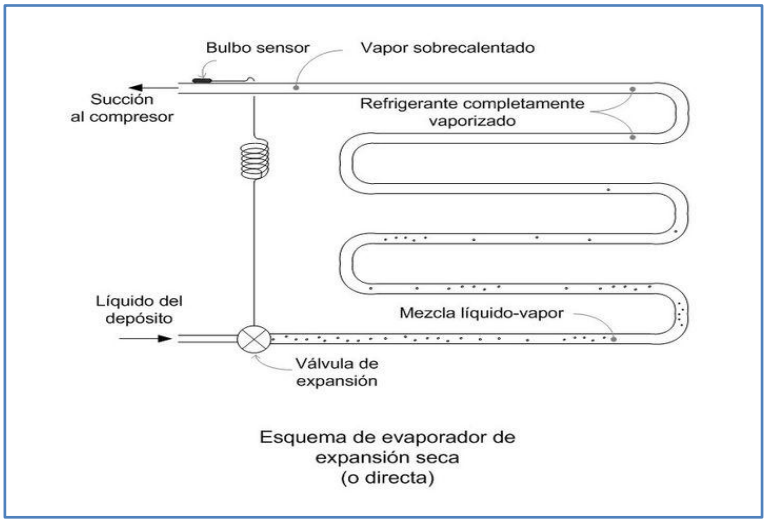
➢ **Evaporador de expansión seca o directa (DX):** En los evaporadores de expansión directa la evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose el refrigerante en estado de mezcla en un punto intermedio del evaporador. De esta manera, el fluido que abandona el evaporador es puramente vapor sobrecalentado.

Los evaporadores de expansión seca pueden ser:

✓ **Serpentines de expansión seca**: Se trata de un evaporador en el cual una mezcla de liquido y vapor se alimenta por los tubos, sin que haya recirculación del liquido (Ver figura 194). El dispositivo de control de flujo es por lo general una válvula de expansión termostática o un tubo capilar. La forma más común es la de un serpentín plano, con tubos rectos y curvas de retorno, provisto del número requerido de hileras.

[69] Ibíd., p 206.

Figura 194. Esquema de evaporador de expansión seca (o directa).



Fuente: Evaporador de expansión seca. (En línea). (Citado 8 de Abril 2011). Disponible en internet: http://es.wikipedia.org/wiki/Evaporador_de_expansi%C3%B3n_seca

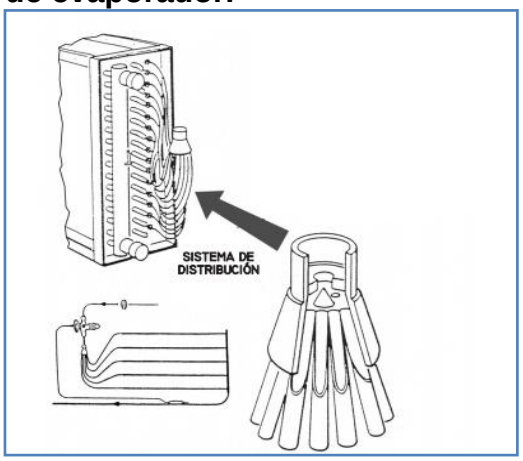
Los serpentines pueden presentar una disposición de un solo circuito o una disposición de circuitos múltiples. La longitud de la tubería en una disposición de un solo circuito está limitada debido a que la caída presión aumenta con la longitud del tubo y del flujo del refrigerante. Al reducirse la presión de succión, resulta un aumento en la potencia del compresor. Este sistema es usado en unidades pequeñas.

La disposición en circuitos múltiples sistema se usa con el fin de mantener la caída de presión dentro de límites razonables. Se deben tomar precauciones a fin de asegurar que una cantidad igual de refrigerante fluya a cada circuito, y con la misma proporción de líquido y gas de vaporización súbita en cada uno de ellos. La alimentación desigual de los circuitos resulta en una reducción de la capacidad, puesto que algunos de los tubos no se utilizan en su totalidad.[70] Con el fin de proveer un flujo igual de refrigerante líquido y de vapor desde la válvula de expansión hasta cada circuito del serpentín, se utilizan los distribuidores de refrigerante. El refrigerante líquido y el vapor se mezclan perfectamente en el cuerpo del dispositivo, y debido a

[70] Ibíd., p 141.

que cada uno de los distribuidores tiene la misma longitud, todos los circuitos reciben una alimentación igual.[71]

Figura 195. Detalle de evaporador.



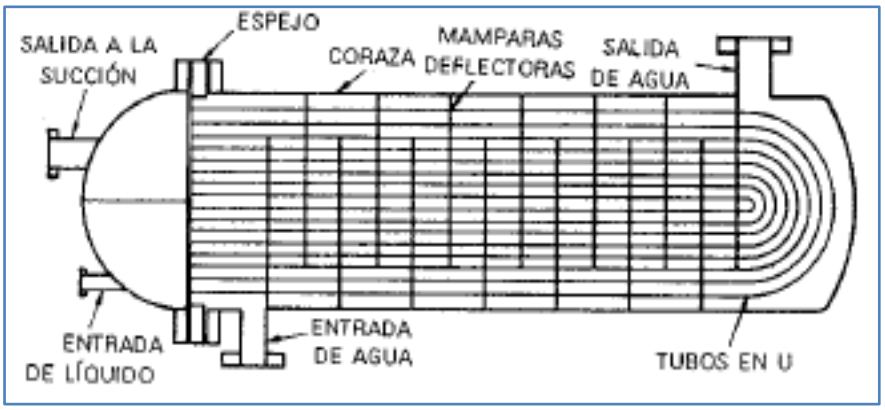
Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.97.

- ✓ **Enfriador de expansión seca:** El enfriador de expansión seca está constituido por un intercambiador de calor de casco y tubo, en el cual el refrigerante se alimenta desde una válvula de expansión termostática, y fluye por dentro de los tubos. El liquido que se desea enfriar esta dentro del casco. Este enfriador está provisto de deflectores, los cuales se extienden parcialmente a través del casco en forma alternada y se usan para aumentar la cantidad de transferencia de calor.

  Se dispone de un enfriador de expansión seca del tipo casco y tubos, el cual utiliza tubos en U (Ver figura 196). En esta disposición, los tubos se fijan por un solo extremo a una placa de soporte, lo que les permite contraerse y dilatarse, haciendo así que este tipo sea especial para los sistemas de enfriamiento que usan salmuera a baja temperatura. Si se emplearan enfriadores de tubos rectos, se podrían presentar esfuerzos muy severos al dilatarse y contraerse los tubos dentro del amplio intervalo de temperaturas.[72]

[71] Ibíd., p142.
[72] Ibíd., p 145.

Figura 196. Enfriadora de expansión seca, equipado con tubos en U.



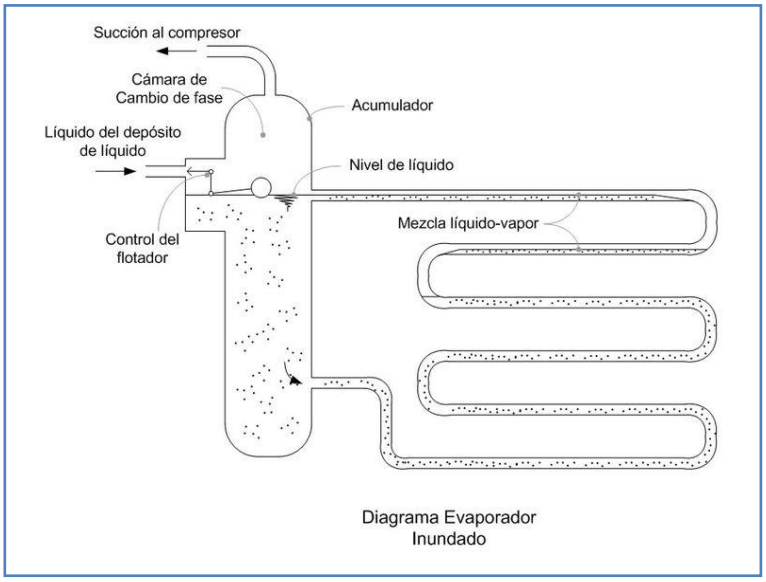
Fuente: Pita Edward G. Acondicionamiento de aire Principios y sistemas. Ed 2. P 358.

- **Evaporadores inundados:** Los evaporadores inundados trabajan con refrigerante líquido con el cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y, en consecuencia, la mayor razón posible de transferencia de calor.

  Entre los evaporadores inundados se cuenta con evaporadores de serpentín inundado y enfriadores inundados de casco y tubos.

- ✓ **Evaporador de serpentín inundado:** En este tipo de evaporador el refrigerante líquido sale del condensador, pasa a través de una válvula de flotador a baja presión, la cual sirve como dispositivo de control de flujo, y se hace llegar a un tanque de almacenamiento, llamado trampa de almacenamiento. Solo refrigerante líquido entra al serpentín del evaporador. El refrigerante liquido que no se evapora, recircula nuevamente a través del acumulador, mientras que el vapor se separa en la parte superior del mismo y fluye hasta la línea de succión (Ver figura 197).

Figura 197. Esquema de evaporador inundado.



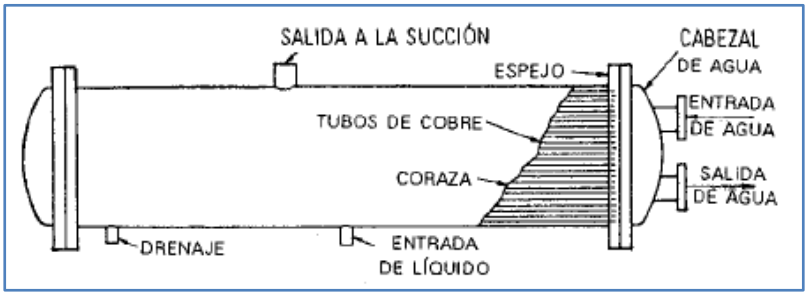
Fuente: Evaporador. (En línea). (Citado 8 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:Esquema_evaporador_inundado_1.jpg

- ✓ **Enfriador inundado de casco y tubos:** En estos evaporadores, el líquido a enfriar fluye a través de los tubos, y el refrigerante liquido en el casco. La cantidad de refrigerante es suficiente para que todos los tubos queden sumergidos, de manera que la superficie de los mismos se moje en su totalidad.

  El lado del agua (los tubos), generalmente se puede obtener con una variedad de disposiciones de pasos múltiples, en donde el agua fluye a través de un solo grupo de tubos y pasa de un lado a otro a través del evaporador. Los pasos necesarios se crean separando grupos de tubos, mediante divisiones en los cabezales.

  El número de pasos se establece dependiendo de la cantidad de flujo de agua, a fin de obtener una alta velocidad (elevada transferencia de calor), limitada por el aumento en la caída de presión debido al número de pasos.

Figura 198. Enfriadora inundada.



Fuente: Pita Edward G. Acondicionamiento de aire Principios y sistemas. Ed 2. P 358.

- **Condensador.**

  La función del condensador es remover calor del vapor refrigerante que sale del compresor (o del generador en un sistema de absorción), de manera que el refrigerante se condense a su estado liquido. Entonces será éste capaz de lograr un efecto de refrigeración por evaporación. En el condensador, el calor se transfiere del refrigerante a un medio de enfriamiento, ya sea el aire o el agua. [73]

  El refrigerante siempre sale del compresor a una temperatura muy superior a su temperatura de saturación (de condensación); se halla sobrecalentado.

  En la primera parte del condensador tiene lugar la remoción del calor sensible (el vapor se enfría hasta su temperatura de saturación). A continuación, la remoción adicional del calor condensa gradualmente el refrigerante (se remueve el calor latente). En la mayoría de los casos, la superficie de transferencia de calor del condensador es suficiente para que el refrigerante liquido se subenfrie por debajo de su temperatura de saturación, antes de salir del condensador.

  Los condensadores de refrigerante pueden clasificarse en tres grupos, según el medio de enfriamiento utilizado, y la manera en que transfiere el calor al mismo. Estos grupos son los condensadores enfriados por agua, condensadores enfriados por aire y condensadores evaporativos.

[73] Ibíd., p 153.

Los condensadores enfriados por aire o por agua utilizan la capacidad de calor sensible de los fluidos de enfriamiento. Es decir, el agua o el aire aumentan su temperatura.

El condensador evaporativo utiliza principalmente el calor latente de vaporización del agua. Las pequeñas gotas de agua se evaporan en el aire circundante.

- **Condensador enfriado por agua:** Estos condensadores usan el agua como fluido receptor del calor de condensación del refrigerante. El agua de alimentación puede usarse una sola vez o puede hacerse recircular.

  Cuando el agua se usa una sola vez, esta proviene en suficiente cantidad de un suministro permanente, y se desecha luego de pasar por el condensador.

  Cuando debe recircularse, el agua se enfría nuevamente después que sale del condensador. Esto se logra utilizando el efecto de enfriamiento que se obtiene con la evaporación de una pequeña cantidad de agua. Para lograr esta evaporación se emplean torres de enfriamiento y ocasionalmente estanques de enfriamiento.[74]

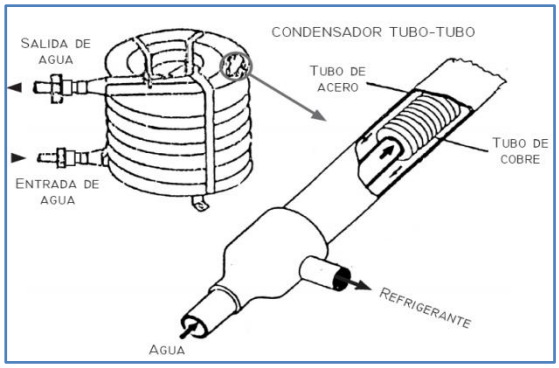
  Los condensadores enfriados por agua se pueden clasificar según su construcción en condensadores de doble tubo, de casco y serpentín, de casco y tubos horizontales y de casco y tubos verticales.

- ✓ **Condensador enfriado por agua de doble tubo:** Este condensador se compone de dos tubos, uno dentro del otro (Ver figura 199). El agua de enfriamiento se hace circular por la tubería interior, y el refrigerante por la tubería exterior. De este modo se transfiere calor adicional del refrigerante

[74] Ibíd., p 154.

al aire ambiente que rodea al condensador, reduciéndose así el diámetro del tubo.

Figura 199. Detalle de condensador tubo en tubo.

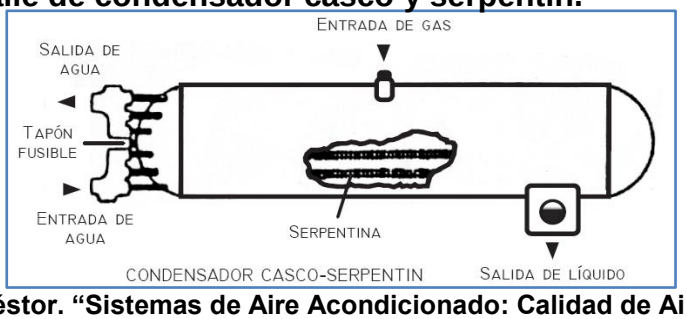


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.92.

Siempre se debe utilizar una disposición a contraflujo, con el fin de aumentar la transferencia de calor. Este tipo de condensador se puede obtener con una capacidad de hasta 20 toneladas.

- ✓ **Condensador enfriado por agua de casco y serpentín:** Este condensador consiste de uno o más serpentines continuos en forma de espiral, dentro de un casco cilíndrico. El gas refrigerante caliente entra por la parte superior del casco, y el líquido condensado sale por la parte inferior del mismo.[75] (Ver figura 200).

Figura 200. Detalle de condensador casco y serpentín.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.92.

[75] Ibíd., p 156.

Se puede obtener con una capacidad de hasta aproximadamente 15 toneladas, ya sea en el tipo vertical o en el horizontal. El tipo vertical resulta conveniente cuando el espacio útil es limitado.

- ✓ **Condensador enfriado por agua de casco y tubos horizontales:** Este tipo de condensador consiste de haces de tubos rectos contenidos en un casco. El agua de enfriamiento fluye por los tubos, mientras el gas refrigerante entra por la parte superior del casco. A medida que se condensa, desciende por gravedad al fondo, en donde está la salida.[76]

- ✓ **Condensador enfriado por agua de casco y tubos verticales:** Se utiliza en algunas plantas de amoniaco. Tiene una entrada libre para el agua en la parte superior del condensador. El agua de enfriamiento se bombea hasta la parte superior, y desciende por gravedad, por los tubos verticales a un colector. El gas refrigerante entra por un costado del casco, a la mitad, y el líquido condensado se drena por el fondo.

  La construcción abierta del condensador vertical permite limpiar los tubos sin tener que para el sistema. [77]

- ➢ **Condensadores enfriados por aire:** El condensador enfriado por aire generalmente se construye de tubos con aletas dispuestos en hileras de serpentines. El refrigerante fluye por los tubos y el aire fluye en dirección cruzada entre los mismos. Las aletas se utilizan debido al bajo coeficiente de transferencia de calor en el lado del aire.

  Los condensadores pequeños enfriados por aire, que no tienen ventiladores, dependen de la convección natural del aire caliente para que este fluya. Es el caso del condensador empleado en los refrigeradores domésticos.

[76] Ibíd., p 156.
[77] Ibíd., p 157.

La mayor parte de los condensadores enfriados por aire tienen ventiladores para aumentar el flujo de aire, y mantener al mínimo el tamaño del condensador. Estos condensadores pueden ser construidos con flujo vertical u horizontal de aire.

Los ventiladores pueden ser del tipo axial, o del tipo centrifugo, dependiendo de la resistencia del aire. Estas unidades se instalan por lo común en el exterior, a menudo en el techo.[78]

Figura 201. Condensador industrial.

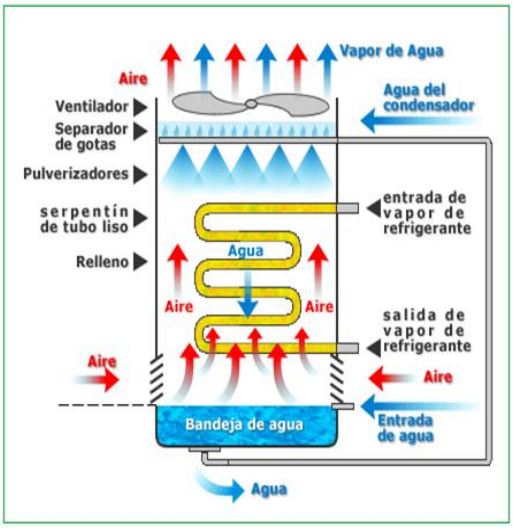


Fuente: Condensador industrial. (En línea). (Citado 8 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.intercal.cl/cata_detail.asp?cata_id=32782

- **Condensador evaporativo:** El condensador evaporativo transfiere calor principalmente por el efecto de enfriamiento causado por el agua que se evapora. En la figura 202, se muestra el principio de operación del condensador evaporativo.

[78] Ibíd., p 158.

Figura 202. Disposición de un condensador evaporativo.



Fuente: Condensadores evaporativos. (En línea) (Citado 8 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.caurium.com/clientes/rite2008/mod_002/unid_007a_000.html

El agua se bombea a un cabezal, y mediante unas espreas se atomiza sobre el serpentín de enfriamiento. El calor del refrigerante evapora el agua circundante. El aire ambiente se hace pasar a través del condensador mediante un ventilador. El contenido de vapor de agua del aire aumenta a medida que recoge el agua evaporada de la atomización. El aire húmedo se descarga a la atmosfera.

El agua atomizada que no se evapora se recoge en un recipiente o colector ubicado en el fondo del condensador, y se recircula. El aire fluye a una velocidad bastante alta, y recoge las pequeñas gotas de agua. A fin de reducir al mínimo las pérdidas de agua, se proporcionan unos separadores de gotas a través de la salida del aire. El agua choca con estos separadores y se escurre por efecto de la gravedad.

- **Control de presión en el condensador:** La presión del condensador o de descarga, cambia con la carga de refrigeración y con la temperatura y el régimen de flujo del medio de enfriamiento.

Si la carga de refrigeración aumenta, aumentará asimismo la cantidad de refrigerante que fluye a través del condensador. Esto eleva la presión de condensación, y por tanto la temperatura de condensación. Una temperatura elevada de condensación dará por resultado una disminución de la capacidad del sistema, un aumento en la potencia del compresor, y una posible sobrecarga del motor del compresor. Esto puede perjudicar tanto al compresor como al motor.

Una disminución de la carga de refrigeración dará como resultado el efecto opuesto en la presión. El dispositivo de control de flujo restringe el flujo a través del sistema. Entra menos refrigerante al condensador y disminuye la presión de condensación, así como la temperatura.

- **Ejemplo de selección del condensador.**

Para seleccionar el condensador, es necesario determinar la energía a disipar. Teóricamente, la energía a disipar debe ser igual a la energía ganada por el sistema, es decir la energía ganada por el refrigerante en el evaporador, más la energía ganada en el proceso de compresión.

Para la selección se debe tener en cuenta algunos factores de corrección, los cuales dependen del tipo de compresor, temperatura ambiente, refrigerante y altitud.

Ejemplo (Condensador enfriado por aire): Se desea seleccionar el condensador, para disipar la energía en un sistema que posee las siguientes condiciones de funcionamiento. Para esta selección se emplean catálogos de selección del fabricante **BTU.**

Tev=-5^{o}C
Tcond=45^{o}C
Capacidad de enfriamiento= 10.551 W
Tipo de compresor= Hermético.

T ambiente=30°C; **Altitud=**4 m, con respecto a nivel del mar.

La potencia del condensador viene dada por la siguiente expresión (Catalogo de condensadores centrífugos **BTU**):

$$P_c = F_1 \times F_2 \times F_3 \times F_4 \times F_5 \times P_{cp} \qquad (10.8)$$

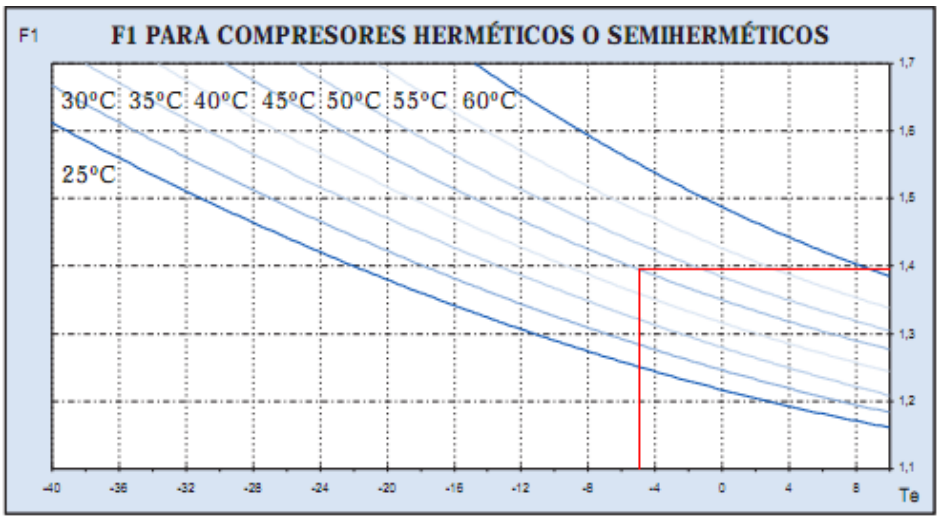
Donde son factores de corrección:

F_1= Factor de corrección de acuerdo al tipo de compresor.
F_2= Factor de corrección de acuerdo a la temperatura ambiente (°C).
F_3=ΔT=$T_c - T_a$; Factor de corrección de acuerdo al delta de temperatura.
F_4= Factor de corrección de acuerdo al refrigerante.
F_5= Factor de corrección de acuerdo a la altitud (m).

Solución:

1. **Factor de corrección por el tipo de compresor:** El compresor empleado en el sistema es hermético.

Figura 203. Factor de corrección de acuerdo al tipo de compresor.



Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

De la grafica 203, para los requerimientos dados, se tiene que F1=1,39.

2. **Factor de corrección por la temperatura ambiente:** La temperatura ambiente es igual a 30°C.

Figura 204. Factor de corrección por temperatura ambiente.

F_2 = FACTOR DE TEMPERATURA AMBIENTE / *AMBIENT TEMPERATURE FACTOR*

t_a Amb. °C	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
F_2	0,95	0,96	0,97	0,98	1	1,01	1,03	1,04	1,05	1,07

Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

De la grafica 204, para los requerimientos dados, se tiene que F2=1,01.

3. **Factor de corrección por la diferencia de temperatura entre la Tcond, y la Tamb:** El ΔT es igual a 15°C.

Figura 205. Factor de corrección por el ΔT.

F_3 = FACTOR DE ΔT (T.ª CONDENSACIÓN - T.ª AMBIENTE) / *ΔT FACTOR (CONDENSING TEMP - AMBIENT TEMPERATURE)*

ΔT (°C)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F_3	1,86	1,67	1,50	1,36	1,25	1,15	1,07	1,00	0,94	0,88	0,83	0,79	0,75

Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

De la grafica 205, para los requerimientos dados, se tiene que F3=1,00.

4. **Factor de corrección por el refrigerante:** El refrigerante empleado en el sistema es R134a.

Figura 206. Factor de corrección de acuerdo al refrigerante.

F_4 = FACTOR DE REFRIGERANTE / *REFRIGERANT FACTOR*

REFRIGERANTE	R 12	R 22	R 134a	R 404A	R 407 C	R507	R 407 A	R 502
F_4	1,06	1,00	1,03	1,03	1,01	1,16	0,96	1,03

Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

De la grafica 206, para los requerimientos dados, se tiene que F4=1,03.

5. **Factor de corrección por altitud**: La altura con respecto a nivel del mar es de 4 m.

Figura 207. Factor de corrección por altitud.

F_5 = FACTOR DE ALTITUD / *ALTITUDE FACTOR*

ALTITUD (m)	0	200	400	600	800	1.000	1.200	1.400
F_5	1,00	1,01	1,03	1,04	1,06	1,07	1,09	1,11
ALTITUD (m)	1.600	1.800	2.000	2.200	2.400	2.600	2.800	3.000
F_5	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22	1,24	1,26

Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

De la grafica 207, para los requerimientos dados, se tiene que F5=1,00.

6. **Se determina la potencia a disipar por el condensador.**

$$P_c = (1{,}39 \times 1{,}01 \times 1{,}00 \times 1{,}03 \times 1{,}00 \times 10.551W) = 15.257W$$

7. Con la potencia disipada, se selecciona la unidad condensadora que cumpla con los requisitos impuestos por el sistema. En esta selección se emplea un catalogo de **BTU**.

Figura 208. Catalogo de selección BTU. Condensador centrifugo.

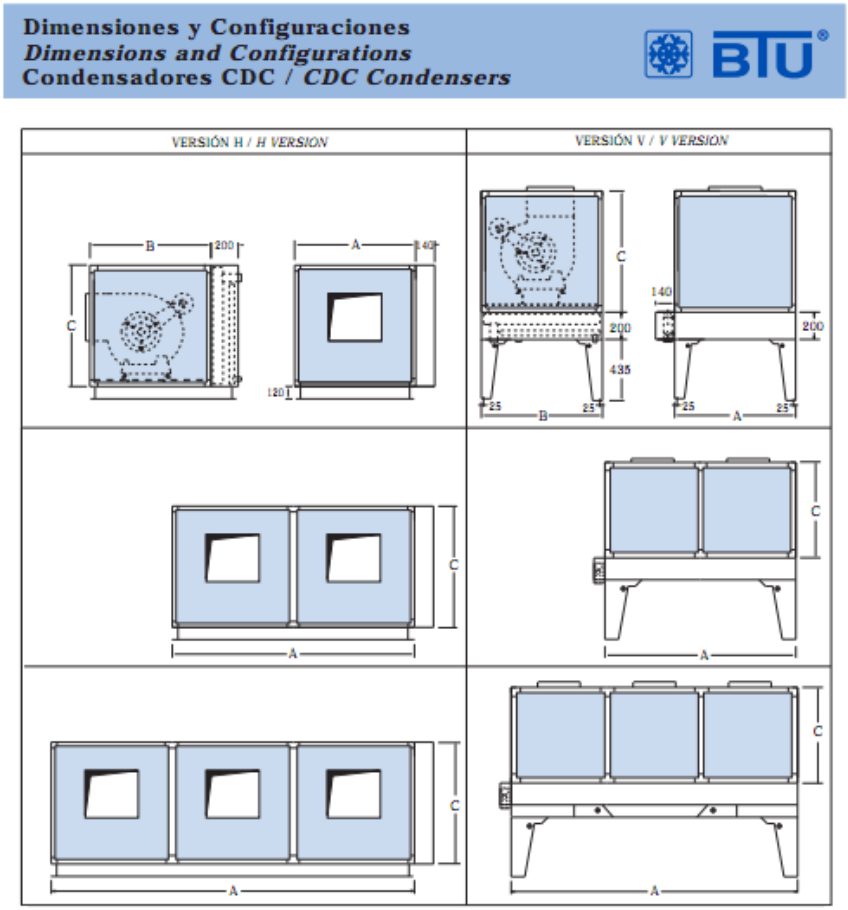
Model	*Capacity* / Potencia	*Air Flow*	*Surface*	*Internal space*	*Fans* / Motor-ventilador		*Dimensions* / Dimensiones			*Connections* / Conexiones		*Weight*	*Sound Level*
Modelo	ΔT=15°C	Caudal Aire	Sup.	Volumen interno	220/380 V 50 Hz		A	B	C	*Inlet* Entrada	*Outlet* Salida	Peso	Nivel Sonoro
	KW	m^3/h	m^2	dm^3	NúmeroxkW	rpm	mm	mm	mm	mm	mm	kgr	dB (A)*
CDC 111	12,67	6.000	32,93	5,04	1 x 0,75	650	890	890	890	22	16	150	38,4
CDC 141	16,63	5.800	49,39	7,56	1 x 0,75	650	890	890	890	22	16	155	36,9
CDC 161	18,26	6.700	49,39	7,56	1 x 1,1	715	890	890	890	22	16	160	41,9
CDC 181	21,01	6.500	65,86	10,07	1 x 1,1	715	890	890	890	28	22	170	40,9
CDC 221	25,00	6.200	98,79	15,11	1 x 1,5	770	890	890	890	28	22	175	40,4
CDC 222	25,35	12.000	66,52	9,76	2 x 0,75	650	1.700	890	890	28	22	215	41,4

Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

Del catalogo se selecciona la unidad condensadora **CDC 141**, la cual está en capacidad de disipar los **15.257 W** ganados por el refrigerante a través del sistema de acondicionamiento de aire.

Además se tiene el caudal de aire suministrado por el ventilador, así como las dimensiones de la unidad.

Figura 209. Dimensiones del condensador centrifugo BTU, serie CDC.



Fuente: Condensadores centrífugos. (En línea). (Citado 14 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://www.btu.es/catalogo/ES/Condensadores_centrifugos/pdf/datasheet.pdf

- **Ejemplo (Condensador enfriado por agua):** Seleccionar un condensador enfriado por agua que permita disipar la energía en un sistema que posee las siguientes características. Para esta selección se emplean catálogos de selección del fabricante **Carly.**

Potencia a disipar **(Q_{kx})=10 kW.**

La instalación funciona con refrigerante **R 404A.**

Temperatura de condensación **(Tc)= 40°C.**

Temperatura de entrada del agua **(Tw)= 20°C; Δt=20K**

Caudal de agua máximo**= 500l/h; Agua de ciudad.**

Solución:

1. Efectuar las correcciones en función de los fluidos empleados en el sistema.

$$Q_k = Q_{kx} \times F_e \times F_r \qquad (10.9)$$

Donde:

Fe= Factor de corrección en función del ensuciamiento. (Ver figura 210).

Fr= Factor de corrección en función del gas refrigerante. (Ver figura 211).

Figura 210. Corrección en función del ensuciamiento.

Tipo de agua	Factor de ensuciamiento (m^2.K / W)	Factor de corrección Fe
Agua de ciudad	43.10-6	1,00
Agua de torre tratada	43.10-6	1,00
Agua de torre no tratada	86.10-6	1,19
Agua de rio	86.10-6	1,19
Agua glycolada inf. 40%	86.10-6	1,19
Agua glycolada inf. 70%	172.10-6	1,56

Fuente: (Citado 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://pdf.directindustry.es/pdf/carly/condensadores-por-agua-depositos/17640-121637-_5.html

Figura 211. Corrección en función del gas refrigerante.

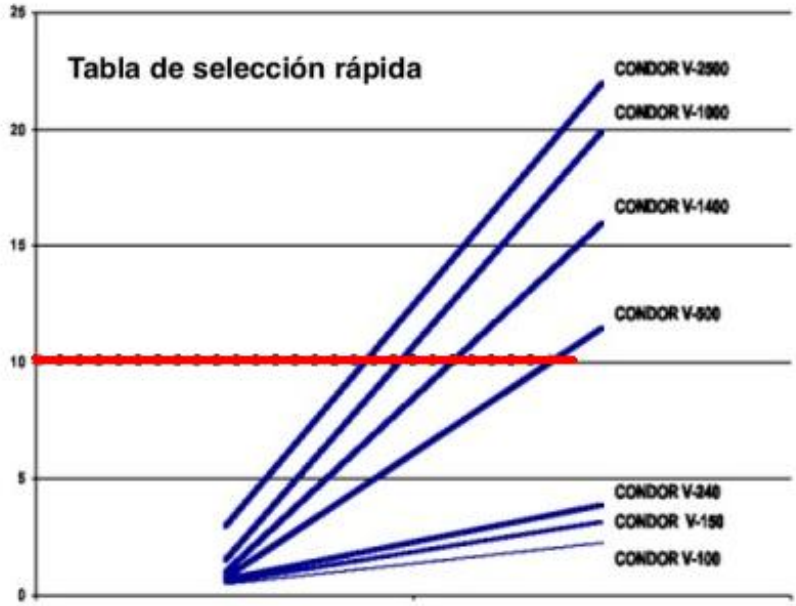
Gas refrigerante	Factor de corrección Fr
R404A / R507	1,00
R22 / R410A	0,92
R134a / R407C	0,85

Fuente: (Citado 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://pdf.directindustry.es/pdf/carly/condensadores-por-agua-depositos/17640-121637-_5.html

$$Q_k = (1.0) \times (1.0) \times (10kW) = 10kW$$

2. Preselección de los condensadores posibles.

Figura 212. Tabla de selección rápida del condensador.



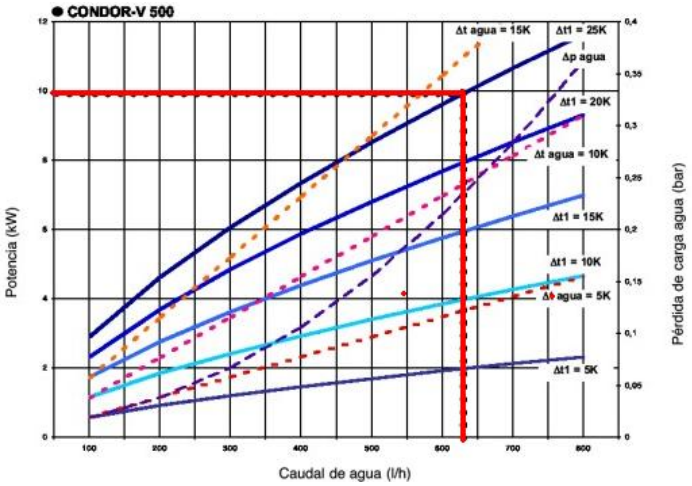
Fuente: (Citado 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://pdf.directindustry.es/pdf/carly/condensadores-por-agua-depositos/17640-121637-_5.html

De la figura 212 se hace una preselección que incluye a los siguientes condensadores: **CONDOR V-500, CONDOR V-1000, CONDOR V-1400 Y CONDOR V-2500.**

3. Determinación del condensador más adecuado.

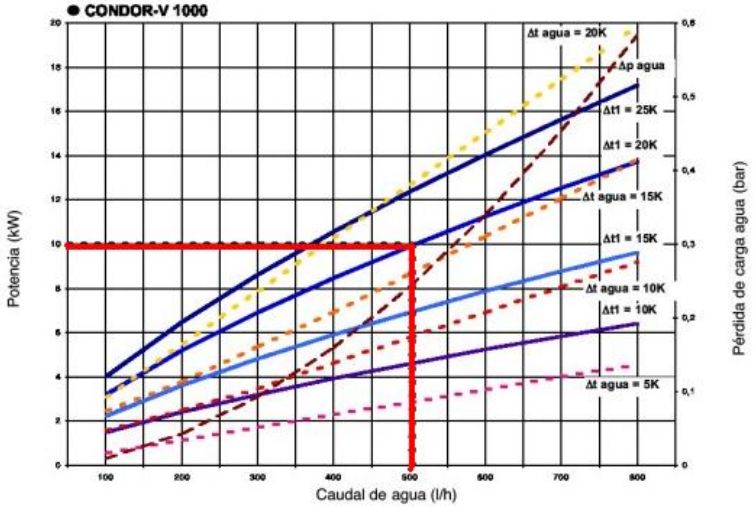
En la figura 213 se observa que el condensador CONDOR V-500, funciona con un Δt= 25 K, lo que no es conveniente, ya que el Δt del sistema en cuestión es de 20 K.

Figura 213. Condensador CONDOR V-500.



Fuente: (Citado 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://pdf.directindustry.es/pdf/carly/condensadores-por-agua-depositos/17640-121637-_5.html

Figura 214. Condensador CONDOR V-1000.



Fuente: (Citado 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://pdf.directindustry.es/pdf/carly/condensadores-por-agua-depositos/17640-121637-_5.html

La figura 214, muestra las características de funcionamiento del condensador CONDOR V-1000, el cual cumple con las características de funcionamiento del sistema. En conclusión el condensador seleccionado es el **CONDOR V-1000.**

10.1.2.2 Sistema de refrigeración por absorción. En los sistemas de refrigeración por absorción, la refrigeración útil se logra por medio de la evaporación de un liquido en un evaporador, utilizando el calor latente de vaporización para obtener un efecto de enfriamiento, y por medio de un condensador se remueve el calor del vapor refrigerante para regresarlo a su estado liquido original.

El sistema de absorción utiliza la energía calorífica, para elevar la presión del refrigerante. Por medio de una sustancia llamada absorbente se mantiene la baja presión en el evaporador. El absorbedor y el generador llenan una función semejante a la del compresor.

- **El proceso de absorción:** Algunos pares de sustancias tienen una afinidad o atracción mutua, de tal manera que cuando hacen contacto, una de las dos absorbe a la otra. La sustancia que absorbe se llama el absorbente.

  En la refrigeración por absorción, el absorbente es un líquido, y la otra sustancia, que sirve como el refrigerante del sistema, se encuentra en estado gaseoso, cuando es absorbida. Dos pares de sustancias se utilizan en los sistemas de absorción.

  Un par está compuesto de agua y amoniaco. El agua es el absorbente, y el amoniaco el refrigerante.

  Otro par es el bromuro de litio (Libre) y el agua. El bromuro de litio es el absorbente y el agua el refrigerante.[79]

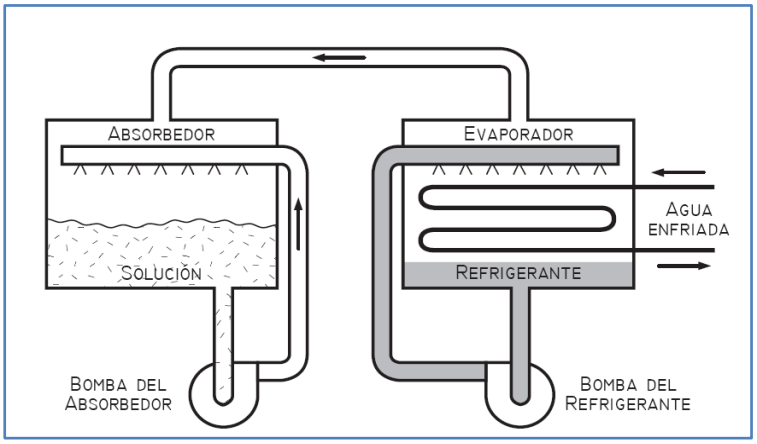
[79] Ibíd., p 316.

- **Componentes del sistema de absorción:** Los principales componentes del sistema de absorción son el absorbedor, el evaporador, el generador y el condensador.

  De acuerdo al funcionamiento del sistema de absorción, se pueden clasificar en parejas.

  - **El absorbedor y el evaporador:** En un sistema con una pareja de bromuro de litio y agua, el evaporador contiene el refrigerante (agua), y el absorbedor es un recipiente adjunto que contiene una solución fuerte (concentrada) de agua y bromuro de litio. Los dos recipientes se hallan conectados de manera que el vapor pueda fluir libremente entre los dos. A los recipientes se les vacía de todo aire hasta que se encuentran a una presión extremadamente baja. El agua en el evaporador comenzará a vaporizarse súbitamente. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriara el agua no evaporada, lográndose la refrigeración.[80](Ver figura 215).

Figura 215. Proceso de absorción.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.108.

El vapor de agua producido llena el espacio evacuado de ambos recipientes. La presión en el evaporador aumenta a medida que se evapora

[80] Ibíd., p 318.

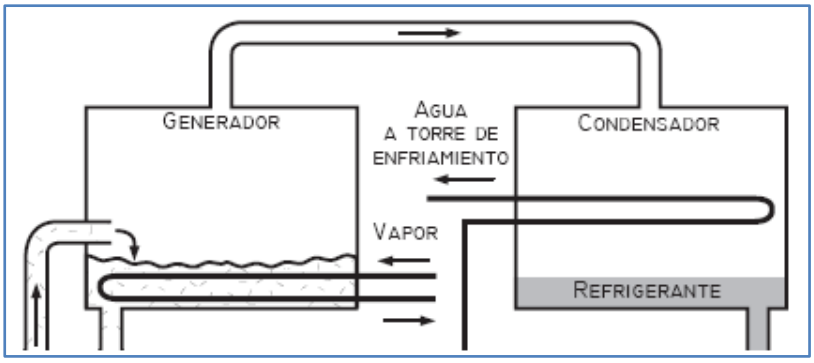
más refrigerante. Consecuentemente, la correspondiente temperatura de evaporación también aumenta, y se pierde la refrigeración a una temperatura aceptablemente baja. Sin embargo, esto se evita por la acción del absorbente. El vapor de agua que llena los recipientes hace contacto con la superficie de la solución fuerte absorbente, y esta lo absorbe. Esto reduce la presión en el espacio, creándose un ligero gradiente de presión de la superficie del refrigerante en evaporación hacia el absorbente, lo que estimula el flujo del vapor de agua. Es decir, el absorbedor retira el vapor de agua a medida que este se produce, manteniendo con ello la presión baja y la temperatura en el evaporador.

Puesto que el evaporador debe mantenerse a una presión muy baja, el equipo debe estar herméticamente sellado.

- **El generador y el condensador:** Para recuperar el refrigerante del sistema, son necesarias dos etapas básicas. La primera etapa consiste en separar el refrigerante de la solución; por medio de la ebullición del agua, lo cual se realiza en un componente llamado generador.

  En la segunda etapa el vapor de agua se debe condensar hasta alcanzar el estado líquido, para usarlo nuevamente en el evaporador. (Ver figura 216).

Figura 216. Generador y condensador.

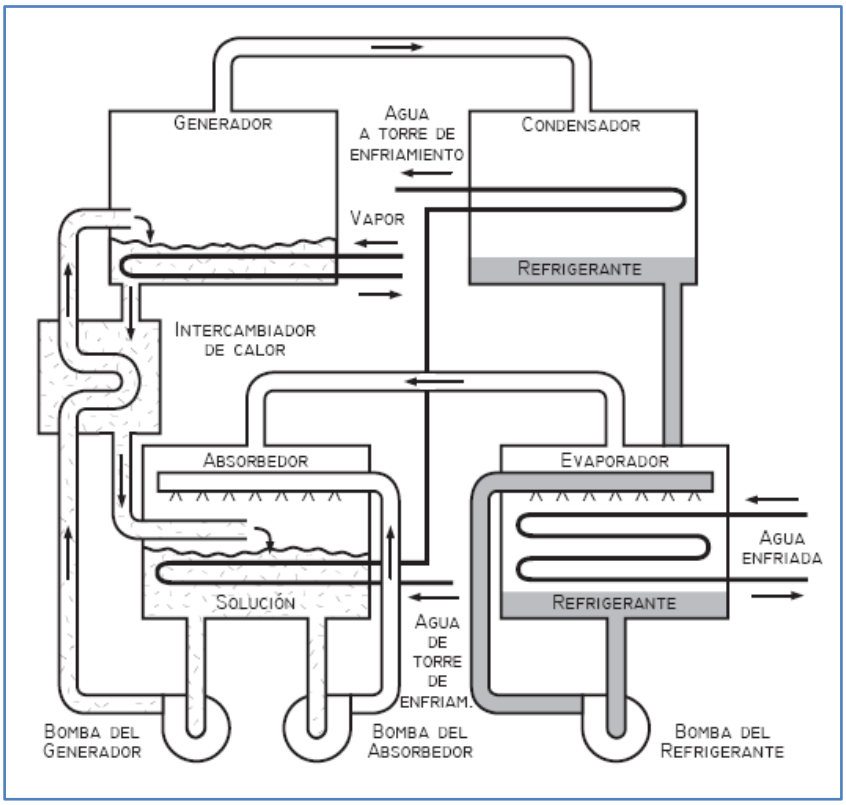


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.109.

Para recuperar el refrigerante, la solución débil se bombea del absorbedor al generador. Se aplica calor a la solución, de lo que resulta la ebullición del agua. La solución fuerte ahora reconcentrada, se retorna al absorbedor para luego rociarse de manera que penetre en el vapor de agua refrigerante de los alrededores, en donde tiene lugar la absorción.

El espacio del generador está conectado al condensador. El vapor de agua llena el espacio en los recipientes. A través de la tubería del condensador se hace circular agua de enfriamiento. La temperatura del agua es más baja que la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión de condensación. El vapor de agua, por lo tanto cede su calor de condensación, y se condensa como liquido, acumulándose en el fondo del condensador. (Ver figura 217).

Figura 217. Ciclo completo de absorción.

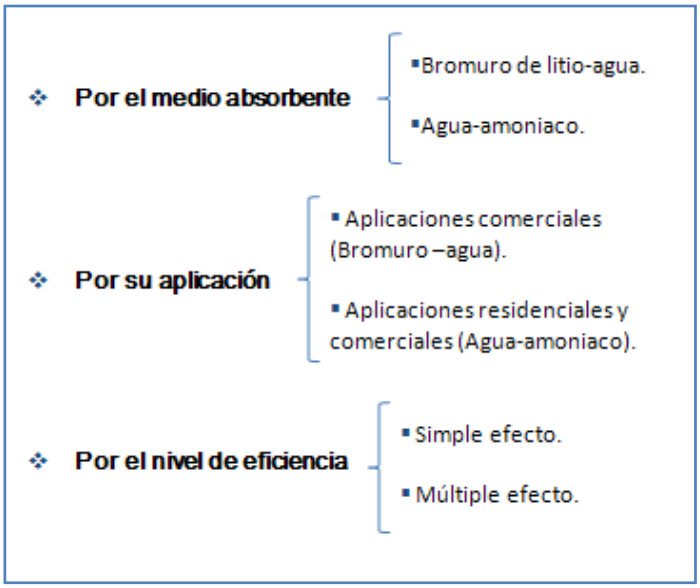


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.109.

El evaporador y el absorbedor se hallan a una temperatura extremadamente baja, y pueden considerarse como el lado de baja del sistema. La presión desarrollada en el generador y el condensador por el proceso de calentamiento es más elevada; estos dos componentes pueden considerarse el lado de alta del sistema.[81]

- **Clasificación de los sistemas de absorción:** Los sistemas de absorción pueden clasificarse de acuerdo a tres criterios; por el medio absorbente, por su aplicación y por su nivel de eficiencia. (Ver figura 218).

Figura 218. Clasificación de los sistemas de absorción.



Fuente: Autores.

- ✓ **Clasificación de los sistemas de absorción de acuerdo a su aplicación.**

- **Aplicaciones del sistema de bromuro de litio (LiBr)-agua:** Como la fuerza actuante en una maquina de absorción es el calor en forma de vapor o de agua caliente, las siguientes situaciones son favorables para la aplicación de la máquina de absorción:

[81] Ibíd., p 320.

- ❖ Donde se disponga de combustible de bajo coste, como en las regiones de gas natural.

- ❖ Donde las tarifas de la energía eléctrica son elevadas.

- ❖ Donde se dispone de vapor no utilizado.

- ❖ Cuando se carece de medios eléctricos adecuados para instalar una maquina convencional de compresión. Utiliza solo del 2 al 9% de la potencia eléctrica necesaria para el equipo de tipo de compresión.

- **Aplicaciones del sistema amoniaco (NH3)-agua:** Se emplea en industrias que necesitan de frio artificial, el cual se consigue por medio del uso de vapor para lograr el calentamiento en el generador.

  Las industrias que emplean este sistema generalmente son: Industria lechera, Industria cervecera, Industria azucarera.

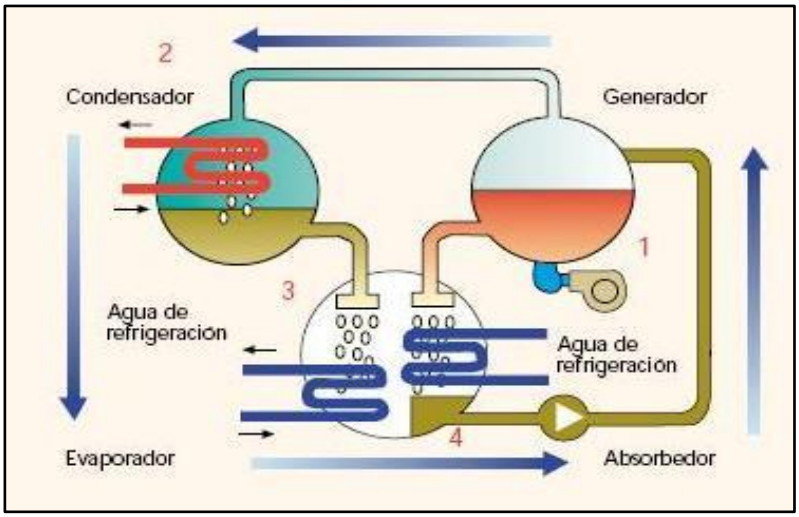
  La energía calorífica que en estos casos se suministra al generador es casi gratuita (vapor de escape).

- ✓ **Clasificación de los sistemas de absorción de acuerdo a su nivel de eficiencia.**

- **Sistemas simple efecto:** En este sistema, el refrigerante se evapora una sola vez en el generador. La eficiencia en el uso de energía de la máquina de absorción de un efecto, es muy baja.

  El coeficiente operativo (COP) es muy bajo, aproximadamente entre 0,65 y 0,70, frente a un COP de aproximadamente 3 a 4, en una maquina por compresión de vapor. La máquina de absorción requiere aproximadamente de cinco a seis veces más energía que la máquina de compresión.

Figura 219. Sistema de absorción de simple efecto.



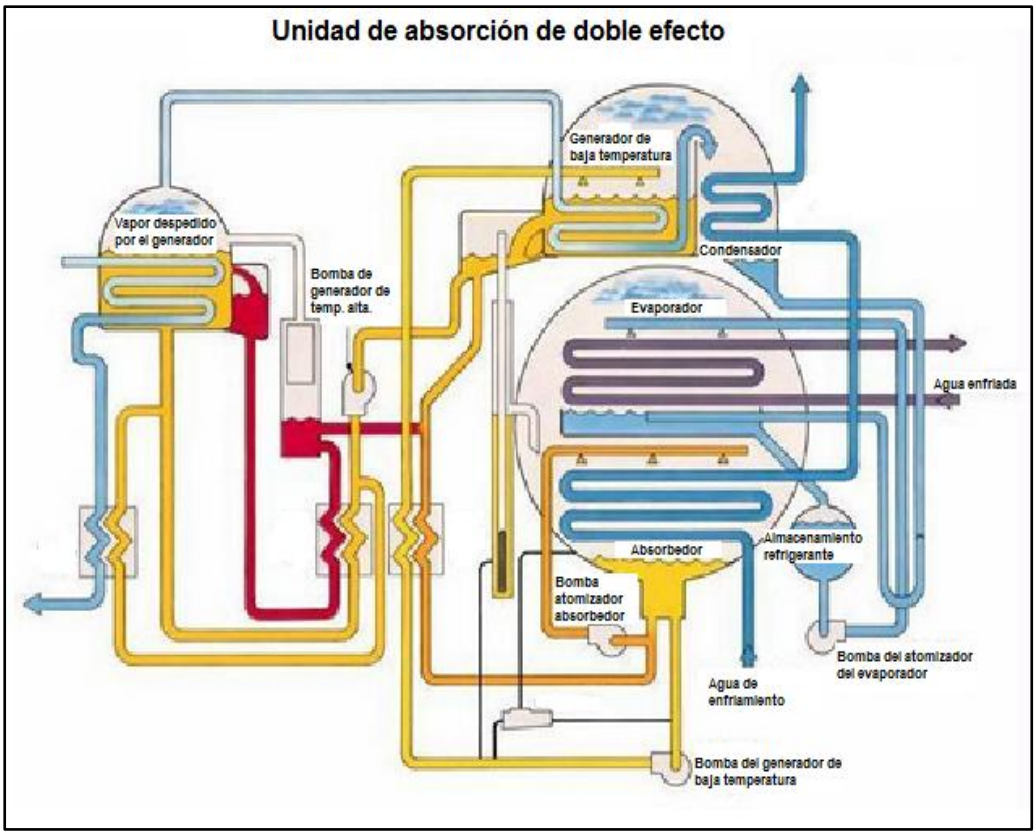
Fuente: Sistemas de absorción. (En línea). (Citado 8 de Abril de 2011). Disponible en Internet: https://imagenes.repsol.com/es_es/sistemas%20de%20absorci%C3%B3n_tcm7-332961.JPG

Debido a los elevados costos de la energía, en la actualidad se han reducido los casos en que la máquina de absorción de un solo efecto es competitiva.

- **Sistema de doble efecto:** El principio básico de absorción en la máquina de doble efecto es el mismo del sistema de simple efecto, con la excepción de que el refrigerante se evapora en dos etapas, en dos generadores. Esta máquina utiliza aproximadamente de una 30% a un 40% menos energía que la máquina de una sola etapa.[82] El COP de esta máquina es aproximadamente de 1.0 a 1.2.

[82] Ibíd., p 333.

Figura 220. Sistema de absorción de doble efecto.



Fuente: Máquinas de doble efecto. (En línea). (Citado 8 de Abril de 2011). Disponible en internet: http://soluciones-eficiencia-energetica.blogspot.com/2010_06_01_archive.html

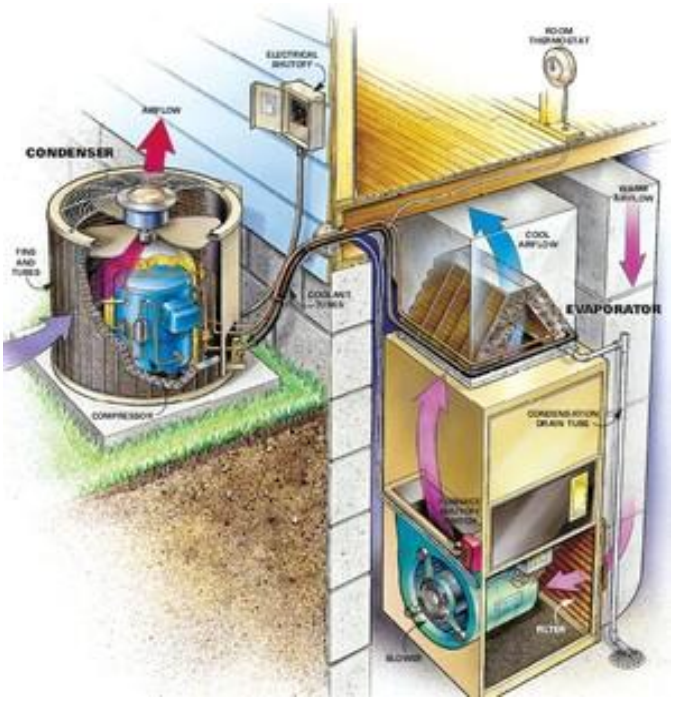
10.1.3 Clasificación según si el refrigerante en el subsistema primario enfría directamente el aire o a un segundo fluido de refrigeración. Según el tipo de equipo primario a emplear en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar en dos grandes grupos.

- Sistemas de expansión directa.

- Sistemas de expansión indirecta o agua helada/agua caliente.

10.1.3.1 Sistemas de expansión directa: En los sistemas de expansión directa, el refrigerante acondiciona directamente el aire que se distribuye a los locales en los serpentines de los equipos, constituyendo la manera más efectiva de lograr el objetivo de enfriar/calentar y deshumectar/humectar el aire, dado que se logra el intercambio directo con el refrigerante.

Figura 221. Sistema de expansión directa condensado por aire.



Fuente: Capacitación técnico-comercial. Johnson Controls Colombia.

Los equipos de expansión directa se pueden clasificar de acuerdo a su integrabilidad en:

- Equipos autocontenidos.
- Equipos separados (partidos o Split).
- **Equipos autocontenidos:** Los equipos autocontenidos se definen como aquellos que reúnen en un solo mueble o carcasa el compresor, evaporador y todas las operaciones requeridas para el funcionamiento del aire acondicionado.

Los equipos autocontenidos pueden ser instalados en los locales servidos o colindantes con rejas, plenos o conductos de distribución en los mismos ambientes, pero cuando se instalan de forma remota en salas de maquinas distribuyendo el aire con conductos desde las mismas, se los suele clasificar como sistemas todo aire.

Los equipos autocontenidos pueden ser pueden ser exteriores o interiores.

Dentro de los equipos autocontenidos exteriores se tienen dos tipos de acondicionadores:

- Acondicionador de aire individual de ventana o muro.

- Acondicionador de cubierta o techo.

- **Acondicionador de aire individual de ventana o muro:** Es un equipo que está compuesto normalmente por los siguientes elementos:

- ✓ Gabinete o carcasa de montaje.

- ✓ Condensador y evaporador con serpentín de tubos de cobre y aletas de aluminio.

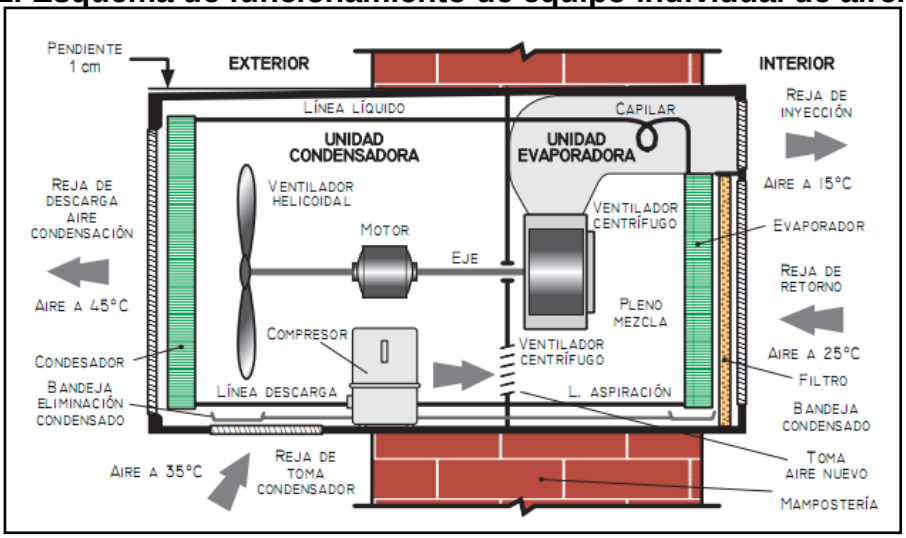
- ✓ Ventilador centrífugo para el evaporador y helicoidal para el condensador, con motor de accionamiento común.

- ✓ Sistema de calefacción por resistencia eléctrica.[83]

Los componentes y la forma en que circula el aire a través de un equipo individual se muestran en la figura 222.

[83] QUADRI Néstor. “Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior”. 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.112.

Figura 222. Esquema de funcionamiento de equipo individual de aire.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.113.

Se emplean en ambientes pequeños con cargas térmicas relativamente pequeñas, se puede decir que han sido diseñados para aplicaciones electrodomésticas. Tienen varias limitaciones entre las que se cuentan:

1. El alcance está limitado a locales no muy profundos, en general menos de 5 metros.

2. No están diseñados para instalarlos con conductos de distribución.

3. No tienen alta capacidad de ventilación, porque está destinado a locales con pocas personas, donde no es necesario una renovación grande del aire local.
4. No están fabricados para funcionamiento permanente en el ciclo de refrigeración durante todo el año.

5. No cuentan con control de humedad.

6. El filtrado es de baja eficiencia del tipo lavable.

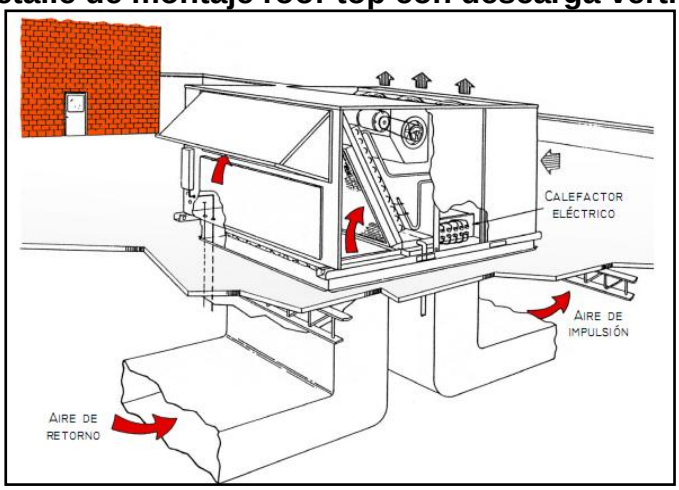
7. Son equipos autocontenidos donde el compresor está incluido en el mismo equipo por lo que en general no son equipos inaudibles.

   Debido a estas limitaciones, los acondicionadores de aire individuales de ventana o muro, deben desecharse como alternativa para proyectos de edificios de mediana y gran envergadura, estando destinado a pequeños edificios de uso residencial.

- **Acondicionador de cubierta o techo (Roof-top):** Son unidades diseñadas especialmente para instalaciones en intemperie y son adecuados para locales de una sola planta con cubiertas planas tales como residencias, oficinas, supermercados, industrias, etc. Tienen capacidad desde 2 TR hasta más de 30 TR, con la posibilidad de incorporar conductos de distribución de aire. Pueden ser fabricados con descarga y retorno lateral, lo que permite su instalación en paredes. También son diseñados con descarga y retorno de aire en forma vertical para ser ubicados sobre los techos.

  El aire de condensación es aspirado directamente del exterior, a través de los laterales posteriores del equipo, por un ventilador helicoidal de funcionamiento a baja velocidad.

Figura 223. Detalle de montaje roof-top con descarga vertical.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior"

Dentro de los equipos autocontenidos interiores se tienen dos tipos de acondicionadores:

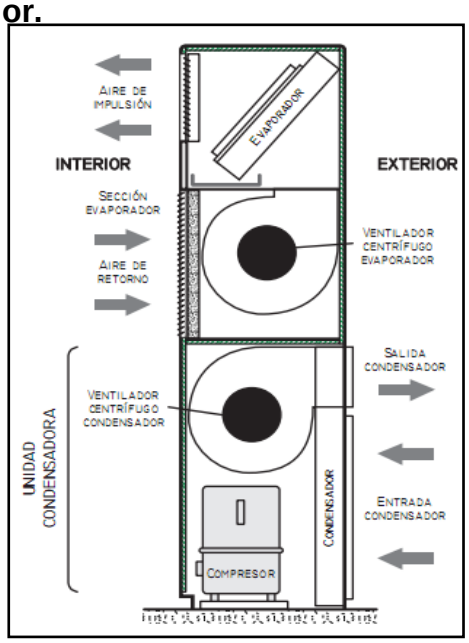
- Equipos autocontenidos interiores con condensación por aire incorporada (Wall Mounted).

- Acondicionador de aire interior compacto con expansión directa, con condensador exterior enfriado por aire.

- Acondicionador de aire interior compacto autocontenido expansión directa, con condensador enfriado por agua.

- **Equipos autocontenidos interiores con condensación por aire incorporada (Wall Mounted):** Están diseñados en un gabinete con dos ventiladores centrífugos, uno para el evaporador y otro para el condensador. [84](Ver figura 224).

Figura 224. Esquema de funcionamiento de un equipo compacto autocontenido interior.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.121.

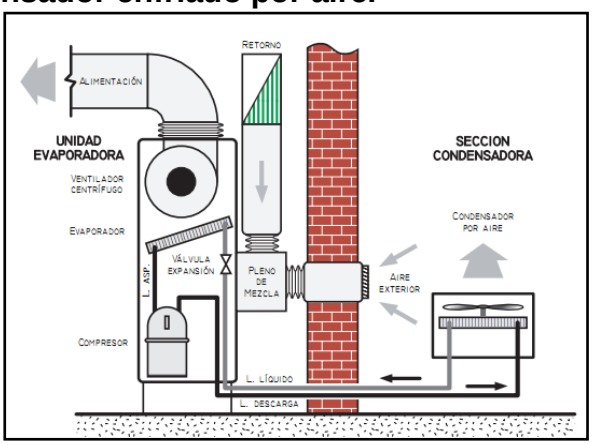
[84] Ibíd., p 121.

Necesita una entrada y una salida de aire exterior para la condensación del refrigerante, pero dado que el ventilador es del tipo centrífugo, se puede colocar el aparato en el interior de un local o sótano y conducir este aire del condensador al exterior. Los requisitos indispensables para su instalación son:

- ❖ Salida de aire al local.
- ❖ Retorno de aire al local.
- ❖ Salida de aire del condensador al exterior.
- ❖ Entrada de aire al condensador desde el exterior.

- ➢ **Acondicionador de aire interior compacto con expansión directa, con condensador exterior enfriado por aire:** El condensador está compuesto por un gabinete independiente que contiene el ventilador y el serpentín de condensación, y se lo ubica en el exterior, siendo vinculado con el equipo interior que contiene el compresor, evaporador y ventilador, mediante cañerías de refrigerante (Ver figura 225). De esa manera se logra una mayor flexibilidad en el diseño y ubicación de los equipos.

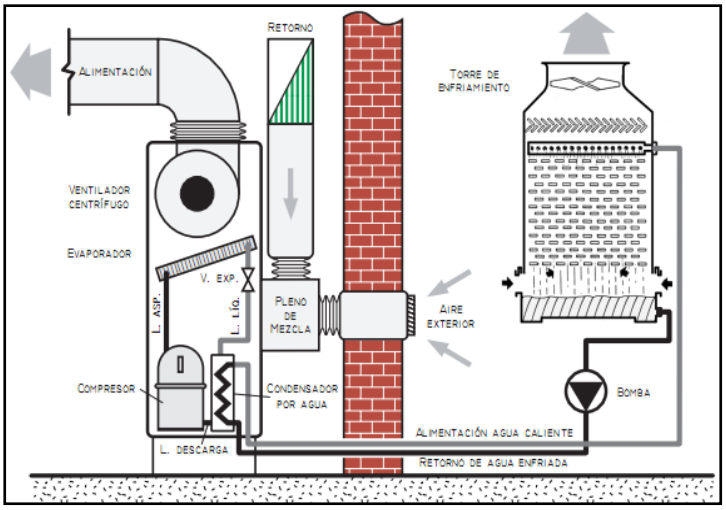
Figura 225. Esquema de funcionamiento de equipo compacto expansión directa con condensador enfriado por aire.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior".

- **Acondicionador de aire interior compacto autocontenido expansión directa, con condensador enfriado por agua:** Son equipos del tipo interior con compresor, evaporador y ventilador dentro del gabinete y cuenta además con un condensador enfriado por agua. De ese modo, la condensación del refrigerante es producida por medio de agua que se lleva el calor extraído por el aparato, empleando para ello un intercambiador de gas caliente-agua ubicado dentro de la misma unidad, circulándose el agua mediante cañerías y bomba, a una torre de enfriamiento exterior para extraer el calor al agua y reducir su temperatura (Ver figura 226).

Figura 226. Esquema de funcionamiento de equipo compacto expansión directa con condensación por agua.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.123.

- **Equipos separados (partidos o Split):** Los equipos separados poseen sección evaporadora individual y unidad condensadora separada.

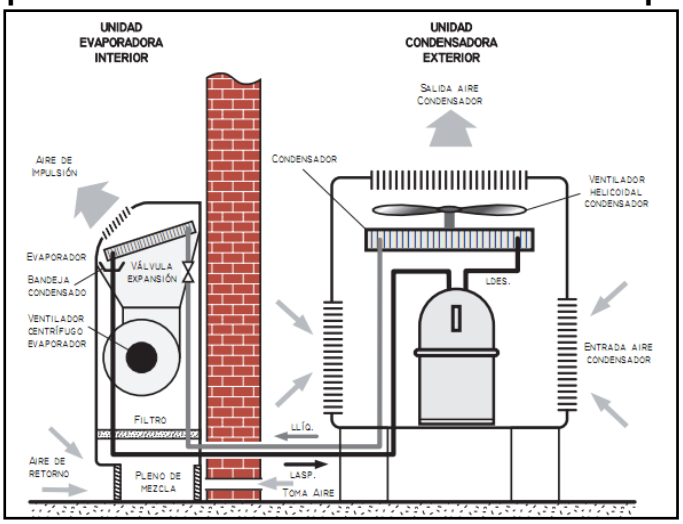
  Dentro de estos sistemas se tienen:

- Simple Split.

- Multi Split.

- **Simple Split:** Utilizan unidades que están divididas en dos gabinetes, uno exterior y otro interior, con la idea de separar en el circuito de refrigeración, la zona de evaporación en el interior con la zona de condensación en el exterior. Las dos unidades están unidas por medio de tuberías de cobre para la conducción del refrigerante.

Figura 227. Esquema de funcionamiento de un sistema Split.



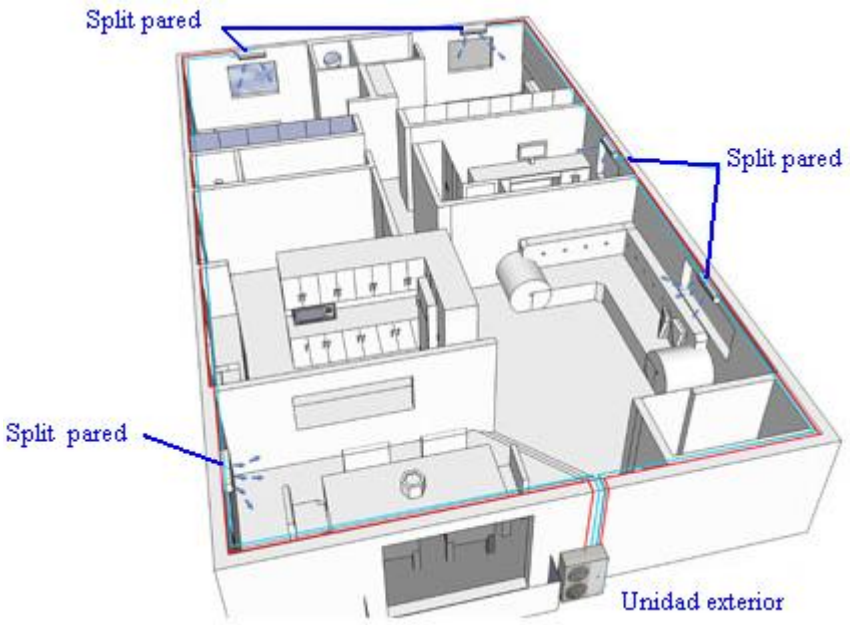
Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.130.

La distribución de cañerías es mínima pues solo requiere el paso de las tuberías de refrigerante de pequeños diámetros y una línea de transmisión para comando.

- **Multi Split:** Los sistemas multi-split permiten simplificar el sistema para varios locales, pues consiste en una única condensadora exterior, y puede ser vinculada de 2 hasta 6 unidades interiores, estando la capacidad total de enfriamiento del sistema determinada por la unidad exterior (Ver figura 228).

  En casos reales, no es usual que se necesite operar simultáneamente todas las unidades interiores durante el día, lo que permite en los sistemas multi-split diseñar una unidad condensadora más económica.

Figura 228. Detalle de montaje de unidad multi-split.



Fuente: (Citado 25 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://www.aireacondicionado.com/aire-acondicionado-split.html

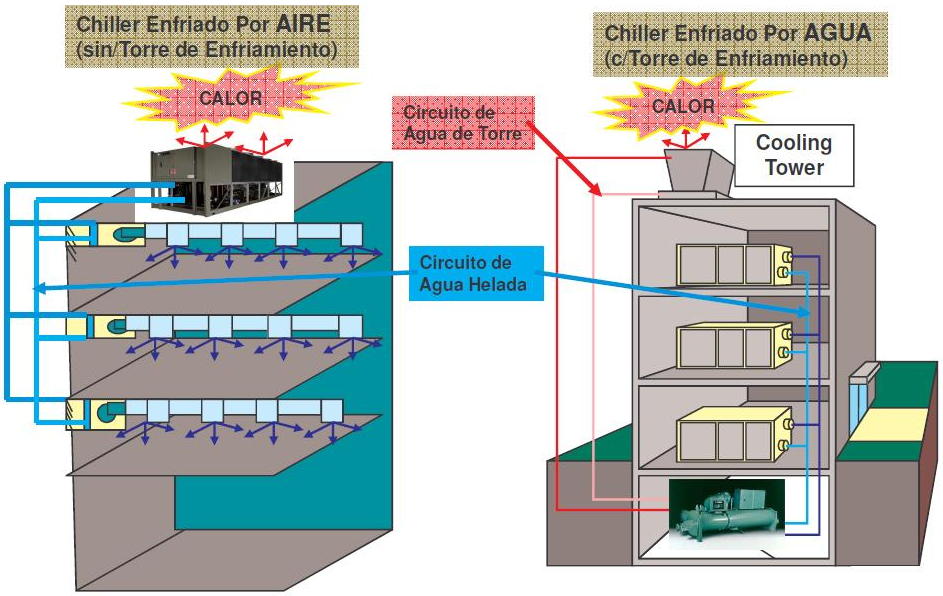
10.1.3.2 Sistemas de expansión indirecta (agua helada): En los sistemas de agua helada / agua caliente, el fluido usado para acondicionar el aire es el agua helada / agua caliente. El suministro de agua helada / agua caliente se logra ya sea por medio una enfriadora de agua (en el caso de agua helada) o una caldera (en el caso de agua caliente) el cual es distribuido en forma adecuada a unidades terminales ubicadas en los locales, denominadas fan-coil (ventilador-serpentín), inductores o a unidades de tratamiento de aire centrales denominadas manejadoras de aire o fan-coil centrales que son las que a su vez acondicionan el aire que circula en los locales.[85]

Cabe anotar que las unidades enfriadoras de agua también usan el principio de un ciclo de compresión de vapor, en cuyo caso la condensación del refrigerante

[85] QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.26.

puede ser por medio de condensación por aire o por medio de condensación por agua. Son los comúnmente denominados chiller condensados por agua o chiller condensados por aire.

Figura 229. Sistema de aire acondicionado con unidad enfriadora condensada por aire. Sistema de aire acondicionado con unidad enfriadora condensado por agua.



Fuente: Capacitación técnico-comercial. Johnson Controls Colombia.

Las unidades enfriadoras empleadas en los sistemas de agua helada son:

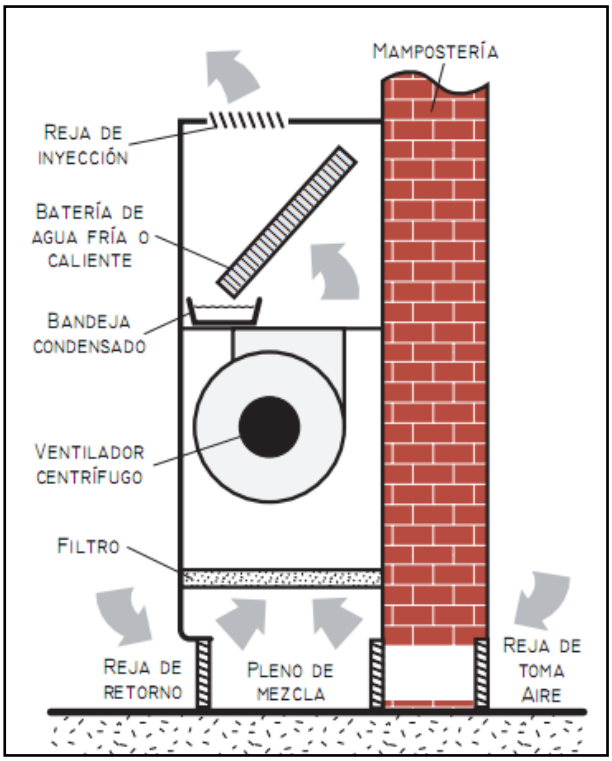
- Fan-coil.
- Equipos de inducción.
- Techos fríos.
- **Fan-coil:** Cada unidad terminal fan-coil está constituida por un gabinete que contiene la toma de aire exterior y de retorno, filtro, serpentín y ventiladores centrífugos de doble entrada montados sobre un eje común a un motor

eléctrico, que distribuye el aire al ambiente por medio de una reja frontal u horizontal.

Por medio de la instalación de fan-coil en cada ambiente se puede lograr el control individual de temperatura lo que permite obtener una instalación altamente eficiente, al enfriarse los locales que realmente se utilizan, debido a que cuando no es necesaria la refrigeración, se puede detener el ventilador, lo que reduce la transferencia de calor del aire al mínimo.

La mayor ventaja de los fan-coil es su flexibilidad de adaptación a los requerimientos de instalación modular del edificio, permitiendo el montaje en forma perimetral con provisión de aire exterior por toma en las paredes.

Figura 230. Corte con detalle de un montaje de fan-coil individual.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.148.

- **Equipos de inducción:** Estos sistemas utilizan equipos denominados de inducción, los cuales aprovechan la energía del aire exterior que es

impulsado a alta presión y velocidad a una cámara, donde mediante toberas múltiples produce la inducción por efecto venturi para recircular el aire del ambiente.

El aire con el cual trabajan estos sistemas está dividido en aire primario y aire secundario.

El aire primario es introducido a alta presión y velocidad en el equipo por medio de las toberas, que crean una zona de depresión debajo de las mismas e inducen el aire del ambiente, denominado aire secundario, el cual previo paso por un serpentín y luego de la mezcla con el aire primario, se distribuye nuevamente en el ambiente.

El aire primario debe cumplir con tres funciones básicas:

1. Proveer el aire necesario para la ventilación.

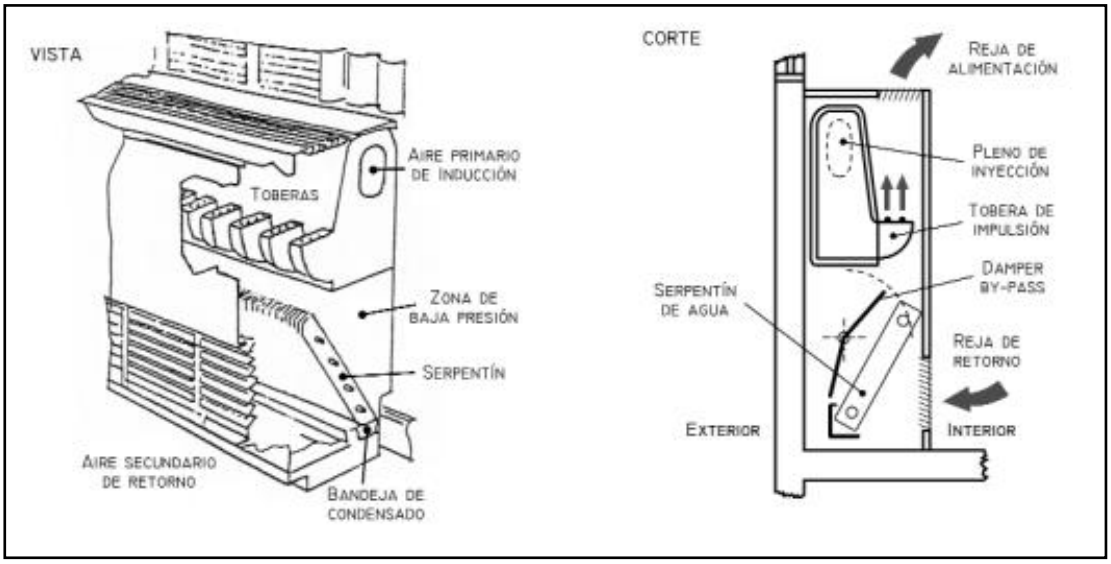
2. Agregar al sistema un elemento regulador de temperatura y humedad.

3. Producir la energía cinética para la inducción del aire secundario por acción de las toberas.

La impulsión del aire primario se realiza a alta velocidad (100 a 1500 m/min) y a alta presión (125 a 150 mmca) lo que permite una significativa reducción de las dimensiones de los conductos y se obtiene la fuerza de impulsión necesaria para inducir el aire secundario en cada gabinete individual.

Los gabinetes de los sistemas de inducción se ubican generalmente en la periferia del edificio, unidos generalmente por un anillo perimetral de cañerías de distribución de agua asiladas y otra cañería de eliminación de la condensación de humedad.

Figura 231. Detalle del equipo de inducción.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.185.

Con respecto a los fan coil los sistemas de inducción presentan las siguientes ventajas:

- ✓ Requieren menos mantenimiento por la eliminación de los ventiladores en los equipos individuales.

- ✓ Se logra un control exacto del aire exterior y el filtrado central del mismo es más controlado y eficiente.

- ✓ Se puede lograr la humectación en la planta central, tratando el aire central.

- ✓ No se requiere un anillo perimetral de suministro eléctrico para la alimentación de los motores monofásicos de los ventiladores, como es el caso de los fan-coil.

Las desventajas del sistema de inducción con respecto a los fan-coil son las siguientes:

La regulación no es tan fácil como en los fan-coil, con menos flexibilidad de manejo.

- ✓ Los problemas de ruidos son más pronunciados, producto de la alta velocidad del aire requerida.

- ✓ Exigen mayor espacio para el paso de los conductos de distribución del aire primario.

- ✓ No pueden utilizarse filtros en los equipos terminales, ya que la pérdida de presión que originan afecta notablemente la circulación por inducción del aire secundario.[86]

- ➢ **Techos fríos (Paneles radiantes con aire primario):** Estos sistemas se basan en compensar parte del calor sensible de ganancia en los locales mediante el enfriamiento de los elementos estructurales. Los techos fríos consisten en paneles radiantes en los que circula agua fría, por tubos de cobre solidariamente fijados sobre los techos metálicos que constituyen la superficie fría en los locales.

  Por su montaje los techos fríos pueden ser de dos tipos:

- ✓ Techo radiante o cerrado

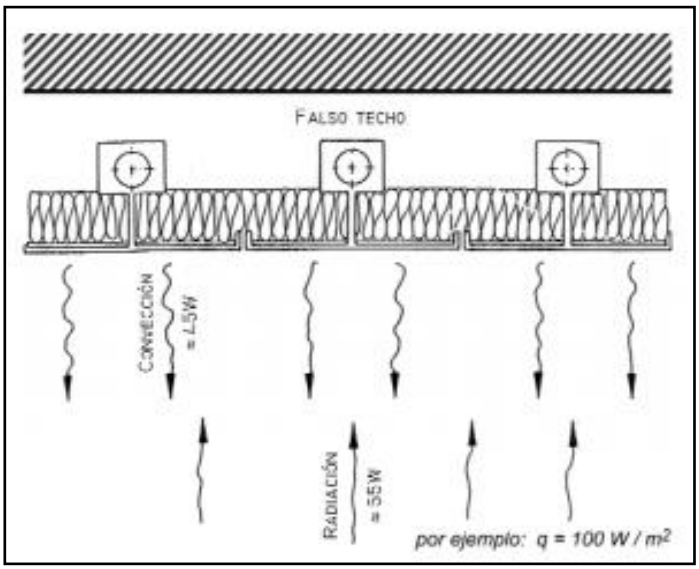
- ✓ Techo convectivo o abierto.

- ✓ **Techo radiante:** El techo radiante consiste en el serpentín y la placa metálica instalada en un recinto totalmente cerrado formando un falso techo (Ver figura 232). En este caso la superficie de intercambio térmico está constituido exclusivamente por la superficie del techo frio que está en

[86] Ibíd., p 187.

contacto con ambiente considerándose que la emisión que se realiza es de un 55% por radiación y 45% por convección.

Figura 232. Detalle de distribución de calor en techos cerrados.



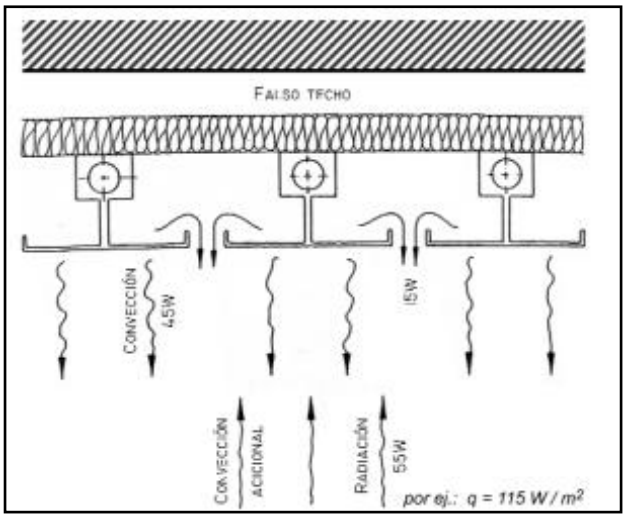
Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.193.

- ✓ **Techo convectivo:** Consiste en la instalación de los módulos en un techo falso abierto, lo que incrementa la transmisión de calor por convección aumentando la absorción hasta un 15% sobre los techos cerrados.

  En condiciones de funcionamiento normal para verano se debe complementar el techo frio con una instalación de aire primario, cuya misión es la de complementar el remanente frigorífico necesario, la ventilación de los locales y regular la humedad relativa ambiente.

  En condiciones de funcionamiento normal para verano se debe complementar el techo frio con una instalación de aire primario, cuya misión es la de complementar el remanente frigorífico necesario, la ventilación de los locales y regular la humedad relativa ambiente.

Figura 233. Detalle de distribución de calor en techos abiertos, convectivos.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.193.

En condiciones de funcionamiento normal para verano se debe complementar el techo frio con una instalación de aire primario, cuya misión es la de complementar el remanente frigorífico necesario, la ventilación de los locales y regular la humedad relativa ambiente.

En general se estima en los cálculos que el techo frio absorbe en forma de calor sensible las cargas internas o eventualmente la máxima posible, en función de la disponibilidad de superficie, mientras que la restante carga sensible, incluyendo las ganancias de calor latente del local, lo extraiga el aire primario a incorporar en el sistema.[87]

Los sistemas de techo frio no son recomendables en ambientes en que la humedad especifica es elevada, debido a altas cargas de calor latente. Por otra parte, la temperatura del agua fría en los paneles debe ser cuidadosamente controlada para que la superficie no descienda a un valor menor que el punto de rocío del ambiente, debido a que pueden producirse condensaciones. Para evitar esta situación, se debe considerar una temperatura de entrada del agua fría a los paneles de por lo menos 1,5 ^{o}C

[87] Ibíd., p 191.

superior al punto de rocío de los ambientes en las condiciones críticas de funcionamiento, adoptándose en general temperaturas de agua de 15 ^{o}C como mínimo. Estos sistemas tienen más inercia que los sistemas convencionales, por lo que su aplicación debe orientarse a instalaciones en edificios con locales de funcionamiento continuo.[88]

En resumen en la tabla 41, se presenta una clasificación general de los sistemas de aire acondicionado según el equipo primario (expansión directa y expansión indirecta). En la tabla se toma como criterio de clasificación el método empleado para el acondicionamiento del aire.

Tabla 41. Clasificación general de los sistemas de aire acondicionado de acuerdo al método empleado para el acondicionamiento del aire.

Equipo primario	Equipos	Características	Sistemas
Expansión directa	Autocontenidos exteriores enfriados por aire	Individual de ventana o muro	Unitarios
		Roof-top	Unitarios o todo aire
	Autocontenidos interiores	Wall-mounted enfriado por aire	Unitarios o todo aire
		Compacto central con condensación exterior separada por aire o por agua	Unitarios o todo aire
		Compacto individual con condensación exterior separada por agua-WLHP	Unitarios
	Separados con unidades condensadoras enfriadas por aire	Split-systems	Todo refrigerante
		Multi-split	Todo refrigerante
		VRV- volumen de refrigerante variable	Todo refrigerante

[88] Ibíd., p 197.

Expansión indirecta	Unidades enfriadoras de agua, enfriadas por aire o agua. Calderas.	Unidades de tratamiento o manejadora de aire-Air handlers o fan-coil central. Distribución a volumen constante o volumen variable.	Todo aire
		Fan-coil individual.	Todo agua
		Fan-coil individual con unidades de tratamiento de aire-Air handlers o Fan coil central para tratamiento primario.	Agua-aire
		Inducción.	Agua-aire
		Techo frio.	Agua-aire.

Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.32.

10.2 SUBSISTEMA SECUNDARIO

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire se usan para dar confort a las personas, o en el control de procesos.

También se emplea en el acondicionamiento de aire para obtener las condiciones que se requieren en determinados procesos. Por ejemplo las instalaciones textiles, de imprenta, fotográficas, así como salas de computadoras y las instalaciones médicas necesitan determinada temperatura y humedad para su buen funcionamiento.

Un sistema de acondicionamiento de aire puede proporcionar calefacción, enfriamiento o ambos. Su tamaño y complejidad pueden variar desde un simple calentador o una unidad de ventana ambos para un recinto pequeño, hasta un gigantesco sistema para un complejo de edificios. Sin embargo, los principios básicos son los mismos.

De acuerdo a las necesidades, se pueden implementar diferentes sistemas de aire acondicionado, para suplir los requerimientos de algún espacio en particular.

Los factores que determinan la existencia de los diferentes tipos de sistemas de aire acondicionado son:

1. **El Perfil de carga:** El perfil de la carga es el comportamiento de la carga de enfriamiento y/o calefacción en el tiempo.

   Los diferentes tipos de sistemas de aire acondicionado en su propio grado de eficacia buscan satisfacer la necesidad de que el sistema adapte su producción de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema en la magnitud y momento que se produce, con objeto de conseguir en cada instante, el régimen de potencia más cercano al de máximo rendimiento, esto se logra con una combinación de fraccionamiento de los equipamientos y/o control del sistema.

2. **Calidad del aire:** Los sistemas de aire acondicionado, proveen diferentes niveles en cuanto al tratamiento del aire. En algunos sistemas como los todo refrigerante no se provee aire de renovación, por lo que se hace necesario filtrar el aire para eliminar partículas como polvo, moho, esporas y olores incómodos.

   En algunos otros sistemas se provee aire de renovación, y a su vez se lleva a cabo un proceso de filtración, tal es el caso de los sistemas todo aire.

   Las exigencias en cuanto a la calidad del aire se deben a la aplicación, a los requerimientos de confort y salud al interior de los espacios a acondicionar.

3. **La Temperatura del aire exterior con respecto a la temperatura interior:** Esto es predominantemente importante en dos aspectos en el caso del enfriamiento: Cuando la temperatura del aire exterior es menor a la temperatura de retorno del sistema se puede aprovechar esta condición para producir aire acondicionado “gratuito” y suspender por el tiempo que

sea requerido la producción de frío convencional; esto es lo comúnmente denominado ciclo economizador. Cuando la temperatura del aire exterior es mucho mayor que la temperatura de retorno será válido pretratar el aire antes de ser enviado al sistema de aire acondicionado principal, esto con el fin de evitar dimensionamiento excesivo de los equipos principales del sistema de aire acondicionado.

4. **Temperatura del aire interior:** Es la principal necesidad que satisface un sistema de aire acondicionado. En el caso de un sistema de aire acondicionado ubicado geográficamente en un lugar con estaciones el sistema deberá ser capaz de satisfacer en el tiempo que sea demandado calefacción y en otro tiempo enfriamiento. Esto implica una concepción diferente del sistema y por ende de su diseño.

   Pueden existir varios lugares en una misma edificación con diferentes condiciones de diseño de temperatura de aire interior, en este caso el sistema de aire acondicionad debe ser capaz de satisfacer simultáneamente estas necesidades.

5. **El espacio disponible:** Los sistemas de aire acondicionado consumen substancialmente espacio de piso y/o volumen de equipamiento y elementos de distribución que se deben acomodar durante el proceso de diseño. Esto afecta inherentemente al diseño de la construcción en general y por ende también en costos de la construcción civil y arquitectónica.

6. **Costo de operación y mantenimiento:** El éxito de una edificación depende en gran parte del diseño del sistema de aire acondicionado que sea capaz de proveer el confort con los menores costos de operación (consumo de energía, mantenimiento, reemplazo), esto debido a que el mayor gasto financiero individual que tendrá una edificación es la operación y mantenimiento del sistema de aire acondicionado.

A parte de los factores anteriormente mencionados, para el estudio y entendimiento del subsistema secundario, se debe tener claro el concepto de zona.

10.2.1 Concepto de zona. Un espacio es una parte de un edificio que no está necesariamente separado por paredes y pisos. Un espacio puede ser grande, como un hangar, o pequeño como un cubículo.

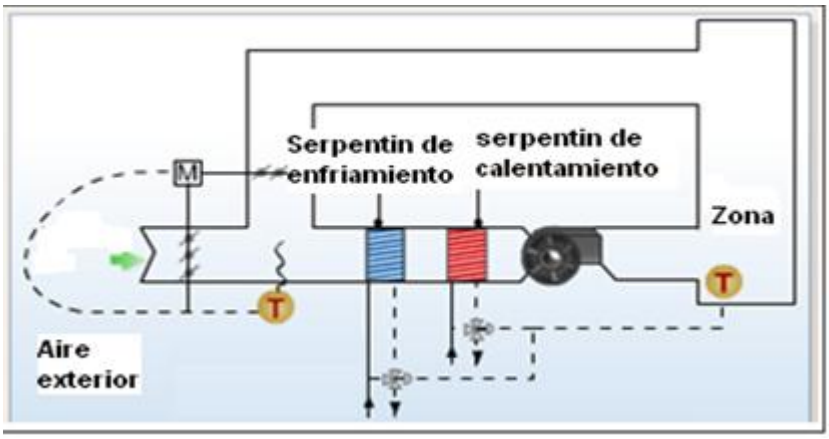
Una zona es una parte de un edificio cuyo sistema de climatización (unidad manejadora o unidad terminal) está controlada por una sola señal de control, generada por un controlador que recibe información ya sea de:

- Un termostato.

- Un conjunto de sensores (sistemas VRV).

Una zona puede incluir varios espacios, como una hilera de oficinas cuya temperatura está controlada por un termostato en una de las oficinas. Por otro lado una zona puede ser parte de un espacio, como la zona junto a la ventana de una gran oficina. (Ver figura 234).

Figura 234. Sistema de acondicionamiento de una zona.



Fuente: Curso ASHRAE. elearning.

La zona puede ser suministrada por un sistema independiente de aire acondicionado, o la zona puede ser suministrada por un sistema central de forma que se tiene un control independiente para cada zona.

Hay varios tipos de zonas. Estas zonas se diferencian de acuerdo a lo que se va a controlar, y a la variabilidad de lo que se controla.

Los parámetros de control más comunes son la temperatura, humedad, ventilación, periodos de operación, protección contra la congelación, presión, etc. La razón más común para necesitar es la variación de las cargas térmicas.

Una vez estudiados los factores que determinan la existencia y funcionalidad de los diferentes sistemas de acondicionamiento de aire, se poseen los conocimientos suficientes para plantear una clasificación de estos, de acuerdo a algunos criterios.

10.2.2 Clasificación de los sistemas de aire acondicionado. Los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar de acuerdo a la localización con respecto al local o zona a acondicionar.

Una edificación puede usar una combinación híbrida de los sistemas clasificados y explicados aquí para satisfacer unos objetivos funcionales globales.

10.2.2.1 Clasificación de acuerdo a la localización con respecto al local o zona a acondicionar. De acuerdo a esta clasificación se cuenta con los siguientes sistemas:

- Sistemas todo refrigerante (Usualmente se emplea en aplicaciones pequeñas).

- Sistemas todo agua (No usa ductos).

- Sistemas todo aire (Uso significante de ductos).

- Sistemas aire agua (Uso moderado de ductos).

A continuación se hace mención de los aspectos más relevantes de los sistemas de acondicionamiento de aire anteriormente mencionados, a su vez se analizan algunos factores que influyen en la selección de estos sistemas, como son:

❖ **Espacio disponible.**

❖ **Manejo de la calidad del aire.**

❖ **Manejo de cargas parciales.**

Estos factores fueron mencionados anteriormente en la sección de Subsistemas secundarios como factores que determinan la existencia de los diferentes tipos de aire acondicionado.

- **Sistemas todo refrigerante.**

  Son conocidos como sistemas separados o Split, los cuales consisten en unidades terminales en el espacio acondicionado, que constan de un serpentín de expansión directa con ventilador que recircula el aire local, que es alimentado con refrigerante transportado por cañerías desde una unidad condensadora separada ubicada en el exterior. [89]

  Los sistemas todo refrigerante sólo se emplea en instalaciones de pequeña o mediana potencia. En estos sistemas se emplean tuberías de refrigerante que transportan el frío y calor hasta los locales a climatizar. Los sistemas todo refrigerante pueden ser:

[89] Ibíd., p 28.

- Sistemas separados Split simple (Estos sistemas fueron tratados en los sistemas de expansión directa).

- Sistemas separados multiples-Multisplit (Estos sistemas fueron tratados en los sistemas de expansión directa).

- Sistemas VRV (Volumen de refrigerante variable).

Los factores a considerar antes de la selección de un sistema todo refrigerante son:

❖ **Espacio disponible.**

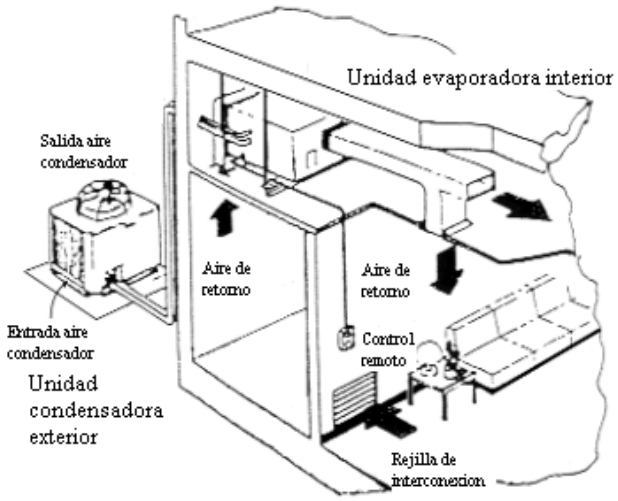
❖ **Manejo de la calidad del aire.**

❖ **Manejo de cargas parciales.**

❖ **Espacio disponible:** Estos sistemas permiten ubicar la sección evaporadora consistente en un mueble con un ventilador centrífugo y el serpentín de evaporación en cualquier posición dentro de los locales a climatizar, y a su vez la unidad condensadora, que contiene al compresor de refrigeración, ventilador y serpentín de condensación, se coloca en el exterior, en patios, balcones, terrazas, etc.

Los sistemas todo refrigerante no necesitan ocupar espacio para sala de maquinas. También pueden emplear unidades interiores de conducto, localizadas dentro de cielorrasos para distribución a través de la inyección del aire tratado por medio de conductos o a boca libre. Incluso puede diseñarse para instalarse en el exterior junto con la condensadora.

Figura 235. Montaje de unidad interior de conducto.

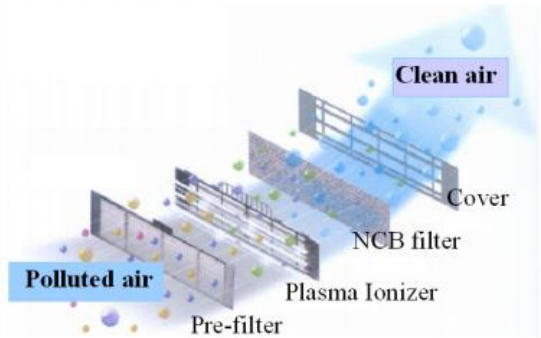


Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior"

- **Manejo de la calidad del aire:** Los equipos minisplit y multisplit empleados en los sistemas todo refrigerante, no tienen un sistema de renovación del aire, por lo tanto el aire empleado para acondicionar los espacios se recircula constantemente. Aun así las infiltraciones que se presentan a través de las puertas y ventanas pueden generar una pequeña renovación del aire al interior del espacio acondicionado.

  Debido a la situación anterior, los sistemas todo refrigerante garantizan la calidad del aire (en el rango de aplicabilidad de este tipo de equipos), a través de un proceso de filtración.

Figura 236. Proceso de filtración en los sistemas minisplit.

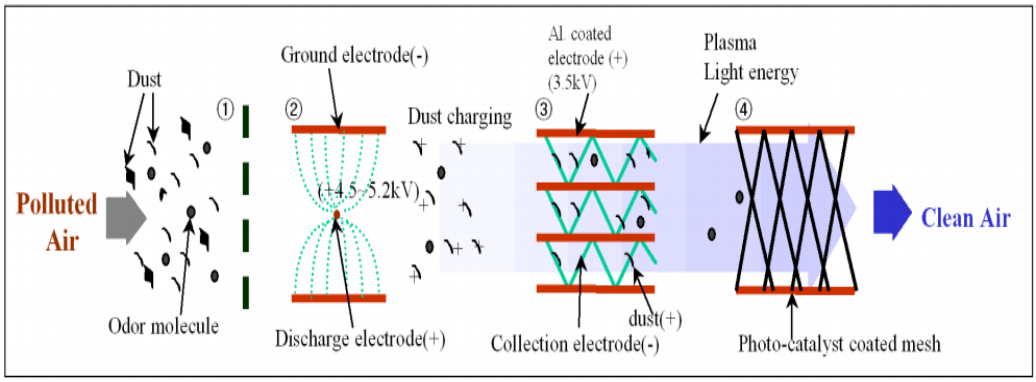


Fuente: LG. TECHNICAL BULLETIN. Issue No: TA-77040215-1. Dated: 03 June 2004.

Generalmente los filtros electrostáticos son los más empleados para este fin. Llevan el proceso de filtrado en dos etapas; primero se presenta la prefiltracion que recoge el polvo, cabello y partículas de tamaño considerable, luego en la etapa de ionización se aplica una diferencia de voltaje que genera un estado plasma y es allí donde se atacan las células de bacterias y los microorganismos, destruyendo su estructura.

Una tercera etapa puede ser instalada, la cual consiste en un filtro de carbón activado, cuya finalidad es eliminar los olores desagradables que pueden estar presentes en el aire recirculado.

Figura 237. Filtro electrostático.



Fuente: LG. TECHNICAL BULLETIN. Issue No: TA-77040215-1. Dated: 03 June 2004.

En los sistemas VRV, con evaporadoras sin ductos el tratamiento del aire se lleva a cabo en la sección evaporadora. En cuanto a la ventilación no tiene opción de renovación, es decir es similar a los sistemas multisplit, a excepción de las evaporadoras tipo cassette de cuatro vías, a las cuales se les puede instalar un sistema de renovación de aire parcial, por medio de un ducto que se conecta a la parte superior del cassette.

En cuanto al proceso de filtrado para los sistemas VRV con evaporadoras sin ductos, también se emplean los filtros electrostáticos.

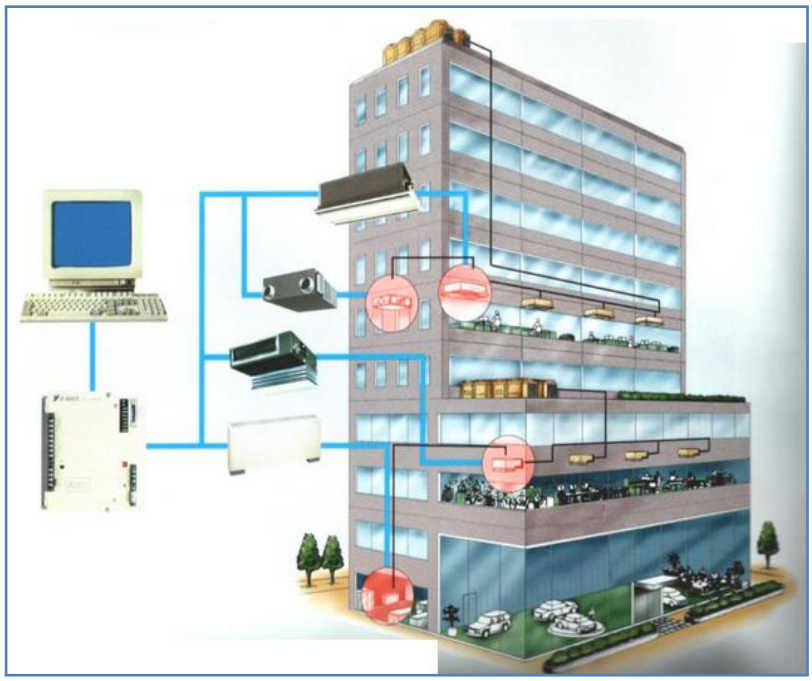
Otra opción para la renovación del aire, consiste en la instalación de una unidad de ventilación adicional (puede tener enfriamiento o calefacción en forma opcional) para entregar aire nuevo a múltiples zonas, a través de un sistema de ductos y rejillas, el cual se mezcla con el aire recirculado al interior del espacio a acondicionar.

- **Manejo de cargas parciales:** Para el manejo de las cargas parciales en los sistema todo refrigerante, se emplean los sistemas de refrigerante variable (VRV), Constituyen una alternativa a las diversas posibilidades de configuración de sistemas de aire acondicionado tipo todo refrigerante que requiere un edificio.

- **Sistemas de refrigerante variable (VRV):** Este sistema tiene la capacidad de variar directamente el flujo de refrigerante a través de la unidad de enfriamiento para adaptarse a las variación de la carga mediante la utilización de lo último en tecnología electrónica y microprocesadores, lo cual permite controlar ampliamente la velocidad de rotación de los compresores y la apertura de las válvulas de expansión para regular el flujo de refrigerante hacia los evaporadores.

  El objetivo del sistema VRV es el de ofrecer una climatización modular permitiendo controlar individualmente cada zona de una instalación dependiendo de las necesidades. De este modo se puede controlar dentro de un mismo espacio individualmente la temperatura y disponer de refrigeración y calefacción simultáneamente.

Figura 238. Sistema VRV.



Fuente: (Citado 26 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://www.aerclima-impianti.it/prod02.htm

Los sistemas VRV son sistemas de expansión directa de múltiples evaporadoras (tipo cassette de 1 vía, cassette 2 vías, pared, fan coil desnudo, embebido en el cielo falso, piso techo, etc.) con una o varias condensadoras conectadas en tándem que hacen parte de un único circuito de compresión de vapor de refrigerante multituberías de largas extensiones.

Figura 239. Unidades exteriores e interiores en sistemas VRV.



Fuente: (Citado 26 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://chulvi.com/sistema_vrv.html

Estos sistemas pueden ser de sólo enfriamiento, de sólo calefacción, de bomba de calor (enfriamiento o calefacción), de simultáneamente calefacción y enfriamiento (principalmente alguno de los dos procesos).

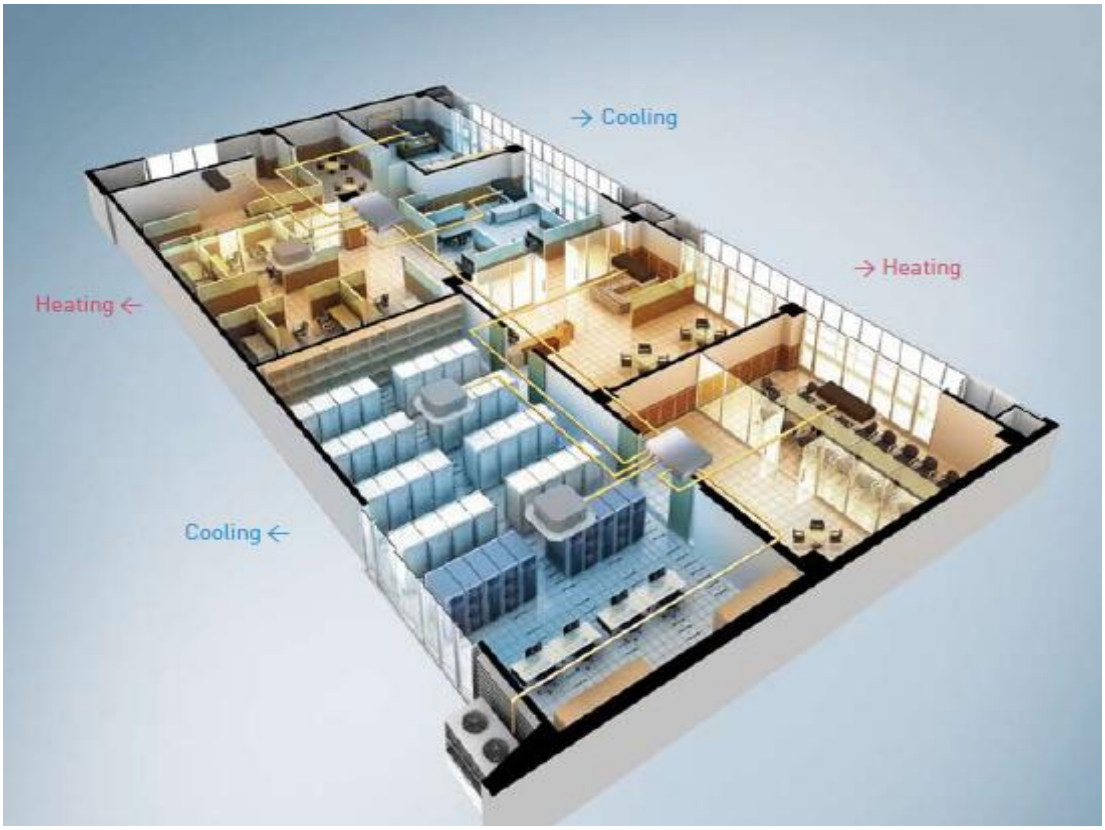
Al igual que en equipos anteriormente expuestos el sistema de condensación puede ser condensado por agua o condensado por aire.

También está caracterizado por su principio de control del sistema de refrigeración. Se podría catalogar como un sistema de múltiples zonas pues cada evaporadora puede atender a una zona, por supuesto, con su propio set de temperatura interior.

Por todo lo anterior es una alternativa a las diversas posibilidades de configuración de sistemas de aire acondicionado que requiere un edificio, brindando control de capacidad zonificado, calefacción y/o enfriamiento simultáneo o por separado, uso eficiente de energía, ahorro de espacio en instalación de equipos y redes de refrigeración, de aire, flexibilidad con el diseño arquitectónico por la variedad de evaporadoras que se pueden seleccionar y por las grandes longitudes de tuberías que acepta su instalación.

Están concebidas para que el arrastre de aceite del cárter sea mínimo a fin de aumentar la longitud de tuberías refrigerantes, de modo que entre las unidades interiores y exterior se pueden alcanzar hasta 175 m de longitud de tubería; además cuando la unidad exterior está ubicada en la parte superior de la edificación, puede haber una diferencia de altura con las unidades interiores de hasta 70 m, y cuando la unidad exterior está ubicada en la parte inferior de la edificación, puede haber una diferencia de altura con las unidades interiores de hasta 40 m. La diferencia de altura entre la unidades interiores puede ser de hasta 15 m (Ver figura 241).

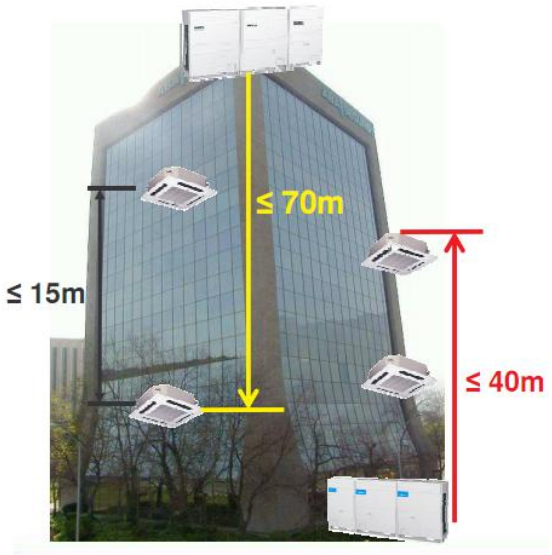
Figura 240. Sistema VRV enfriamiento y calefacción simultaneo.



Fuente: Catálogo Comercial Sistema Multi V. LG ELECTRONICS COLOMBIA. 2009.

Las unidades condensadoras exteriores disponen de uno o varios compresores tipo scroll que unido a un sistema de variación de frecuencia denominado inverter, modula continuamente la potencia entregada en función de la demanda del conjunto de unidades interiores, el que aplicado al motor del compresor, permite regular su velocidad para adaptarse a la demanda, con un menor desgaste y un mayor ahorro energético.

Figura 241. Distancias recomendables en la instalación del sistema VRV.

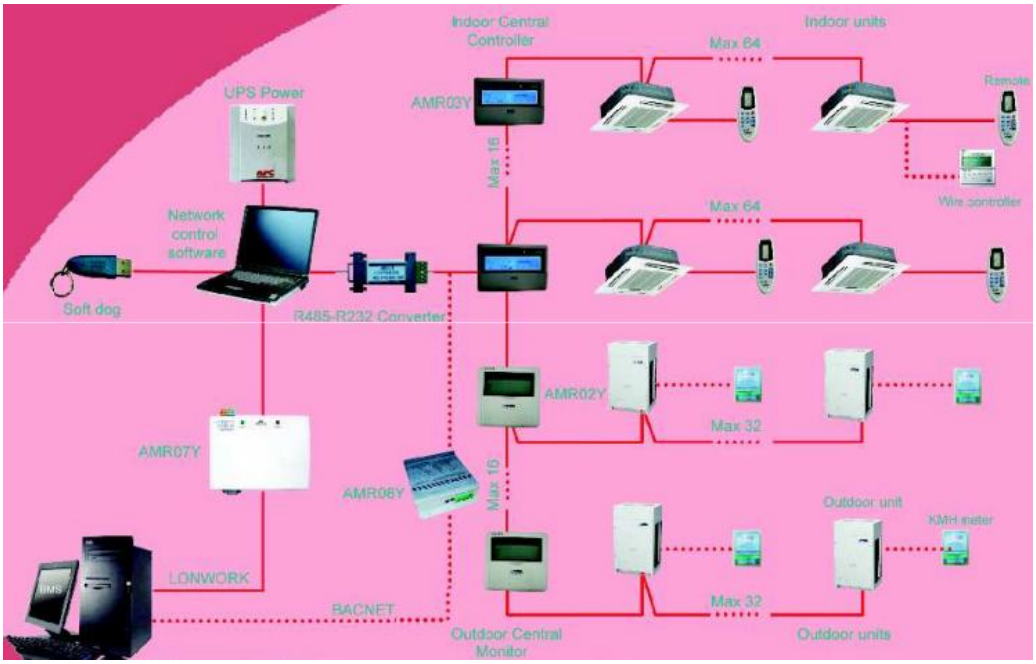


Fuente: Presentación Johnson Controls. Refrigerante variable.

Los equipos de los sistemas VRV, poseen un microprocesador por cada unidad que hace parte del sistema, ya sea exterior o interior, así como controles remotos que se unen entre sí mediante una red de información que determina continuamente cuales son las necesidades de climatización en cada momento y en cada una de las zonas, modificando la potencia de la unidad exterior a la demanda real de la instalación (Ver figura 242).

Una de las grandes ventajas de los sistemas VRV es el hecho de no requerir de una sala de maquinas y el espacio ocupado es menor debido a que el diseño modular de las unidades exteriores permite su implantación adosadas unas a otras, reduciendo la ocupación del techo. Se eliminan los conductos, rejas y aislaciones, salvo los pequeños tramos de conductos que pueden requerirse en caso de utilizar unidades terminales para ubicar dentro de cielorrasos para alimentar dos o tres ambientes o para prever la entrada de aire exterior.

Figura 242. Control en los sistemas VRV.



Fuente: Presentación Johnson Controls. Refrigerante variable.

Estas características del sistema, permiten eliminar los espacios necesarios para los conductos, el armado de falsas vigas para los recorridos horizontales y los pases de conductos por losas, vigas y paredes. Debido a estas ventajas, generalmente el sistema VRV es empleado en edificios existentes o aquellos que por sus decoraciones no es posible colocar conductos, disimulándose las cañerías del refrigerante de pequeño diámetro en molduras o entretechos.[90]

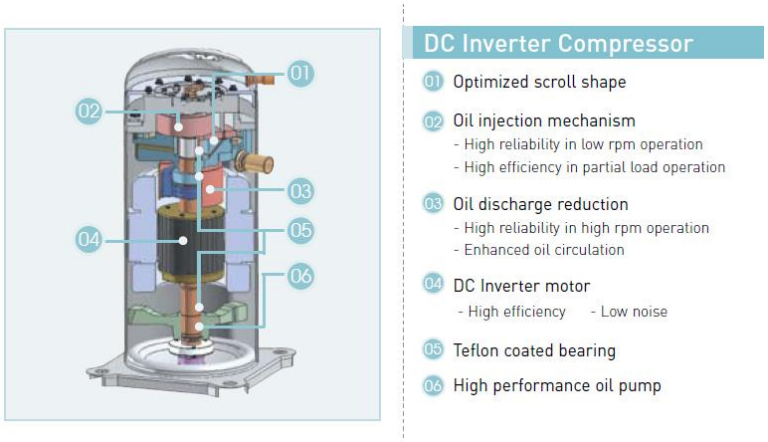
El montaje del sistema se puede realizar por etapas, lo cual permite flexibilizar inversiones y ajustar las obras civiles, permitiendo ocupar espacios o zonas antes de finalizar la instalación completa del edificio.

Uno de los aspectos más importantes de los sistemas VRV es el ahorro energético, debido a que consume menos energía que los sistemas convencionales, por el empleo del sistema inverter que permite convertir automáticamente la frecuencia de la corriente, variando de esta manera la

[90] Ibíd., p 139.

velocidad de rotación del motor del compresor. Consiste básicamente en un rectificador trifásico para convertir la corriente alterna en continua y un inversor (inverter) que genera la corriente alterna trifásica de frecuencia variable a partir de la corriente continua.[91]

Figura 243. Compresor inverter DC.



Fuente: Catálogo Comercial Sistema Multi V. LG ELECTRONICS COLOMBIA. 2009.

- **Sistemas todo agua.**

  Este sistema se basa en la distribución de agua fría o caliente a los dispositivos individuales de transferencia de calor (unidades terminales), localizados en cada cuarto de la edificación.

  Los sistemas todo agua surgen de la necesidad de centralizar el sistema de producción de frío o calefacción en un cuarto de máquinas o en una planta central. Se emplean generalmente en construcciones donde por regulaciones de seguridad no es posible tener circulación de refrigerante por todas las zonas de la edificación.

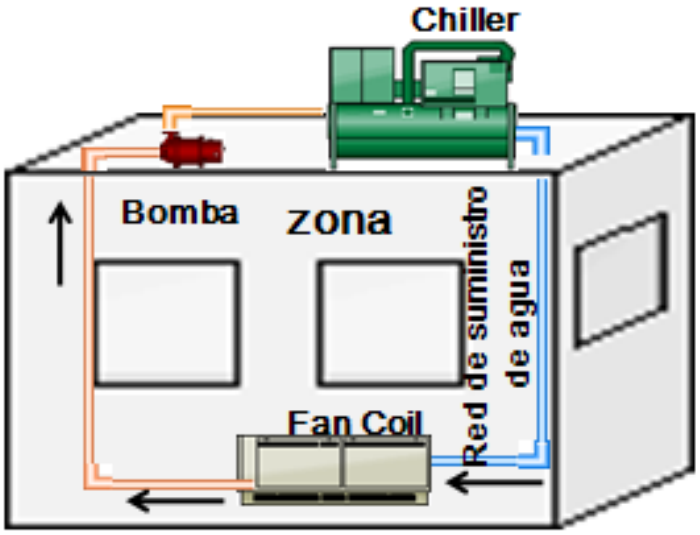
  Los sistemas todo agua usados para enfriamiento o calefacción, emplean los siguientes componentes básicos para controlar el ambiente:

[91] Ibíd., p 140.

1. El uso de un chiller (ubicado en el techo o en el sótano) para enfriar el agua que se distribuye por medio de las bombas de circulación hacia los espacios ocupados, donde pasa a través de los fan-coils y el calor no deseado del aire del cuarto, es absorbido por medio del serpentín de enfriamiento.

2. El uso de calderas (ubicadas en el sótano) para calentar el agua (en circuitos separados a los de enfriamiento) que se distribuirá a través de las bombas de circulación hacia los espacios ocupados, donde pasa a través de los fan-coils y el aire usado en espacios a acondicionar, absorbe calor del serpentín de calentamiento.

Figura 244. Sistema todo agua.



Fuente: Autores.

3. **Fan-coil (Este tipo de unidad enfriadora fue tratada en los sistemas de expansión indirecta).**

Figura 245. Diferentes tipos de Fan-coil hidrónicos.

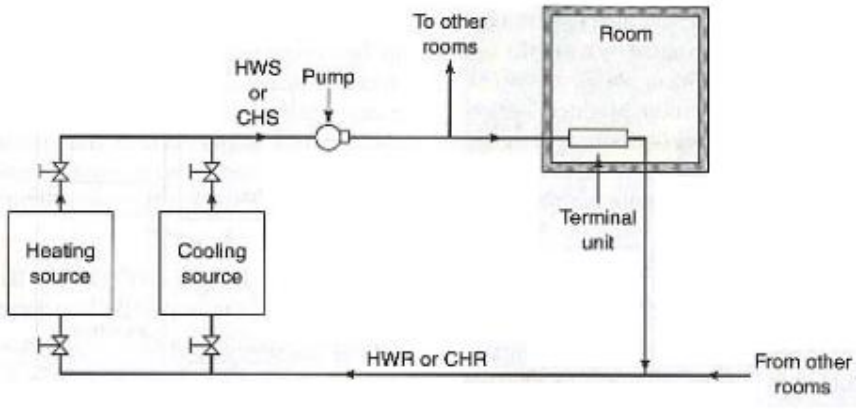


Fuente: YORK. Fan coils units. YGFC Series.

4. **Red de suministro de agua:** Los sistemas todo agua se pueden clasificar de acuerdo al número de tuberías que se emplean para suministrar el agua a las unidades terminales, así como para retornar el agua a las fuentes de calefacción o enfriamiento. De este modo se cuenta con sistemas de dos, tres o cuatro tuberías. (Ver figura 244).

- **Sistemas de dos tuberías:** Tanto la calefacción como el enfriamiento de un espacio se puede lograr utilizando la misma tubería, conectando una caldera para el calentamiento del agua en paralelo con un chiller para el enfriamiento del agua (Ver figura 246).

Figura 246. Sistema de dos tuberías.

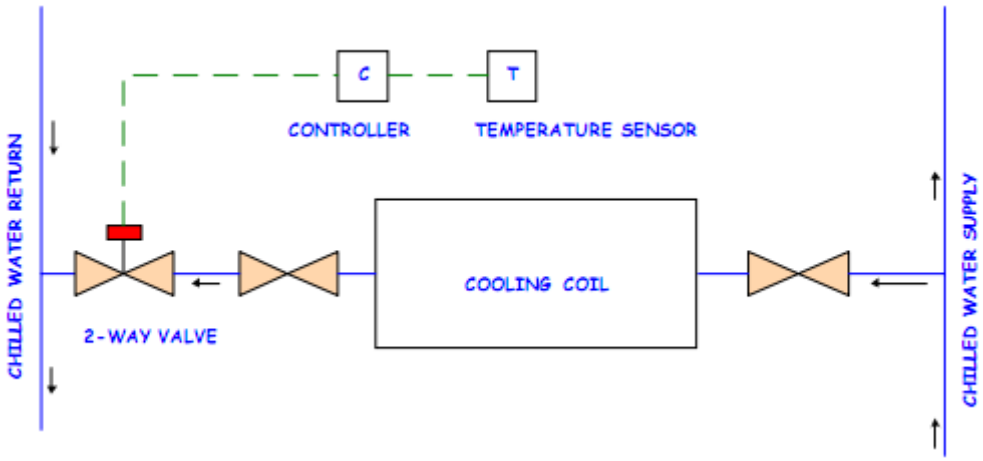


Fuente: PDH Course M147. Design options for HVAC distribution system. P 34.

Los sistemas de dos tuberías consisten de una red de tuberías aisladas; una tubería alimenta el agua de enfriamiento o calefacción, y la segunda tubería retorna al chiller o a la caldera. De este modo en temporadas calurosas se distribuye agua fría, y en temporadas frías se distribuye agua caliente.

La cantidad de aire primario es fija y el control de la temperatura del aire se logra mediante la variación del suministro de agua a través del serpentín. Cuando el sensor de temperatura demanda más enfriamiento, la válvula de dos o tres vías localizada en la línea, se abre totalmente.

Figura 247. Control del suministro de agua.



Fuente: PDH Course M147. Design options for HVAC distribution system. P 34.

Es necesario tener en cuenta que el flujo de agua para la calefacción es mucho más bajo que el flujo de agua para enfriamiento, por lo tanto las bombas y las tuberías son seleccionadas para el flujo máximo de agua de enfriamiento.

La ventaja de este sistema es su menor costo de instalación, con respecto al sistema de cuatro tuberías.

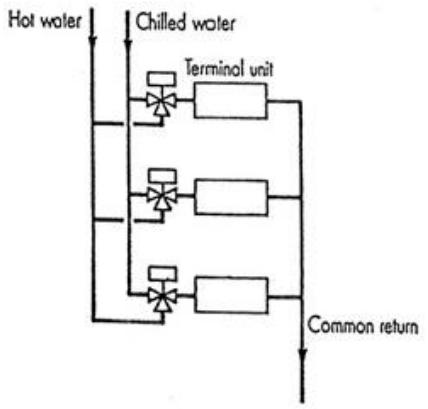
Mientras que sus desventajas son:

- Menor capacidad de manejar grandes variaciones en las cargas, o de proveer grandes variaciones de temperatura con respecto a los sistemas de cuatro tubos.

- A pesar de tener un costo inicial bajo, los costos de operación son más elevados que los sistemas cuatro tubos.

- **Sistemas de tres tuberías:** Estos sistemas poseen suministros separados de agua fría y agua caliente, con un retorno común. Estos sistemas se usan muy poco ya que consumen más energía debido a la mezcla de agua fría y caliente en el retorno común.

Figura 248. Sistema de tres tuberías.



Fuente: PDH Course M147. Design options for HVAC distribution system. P 35.

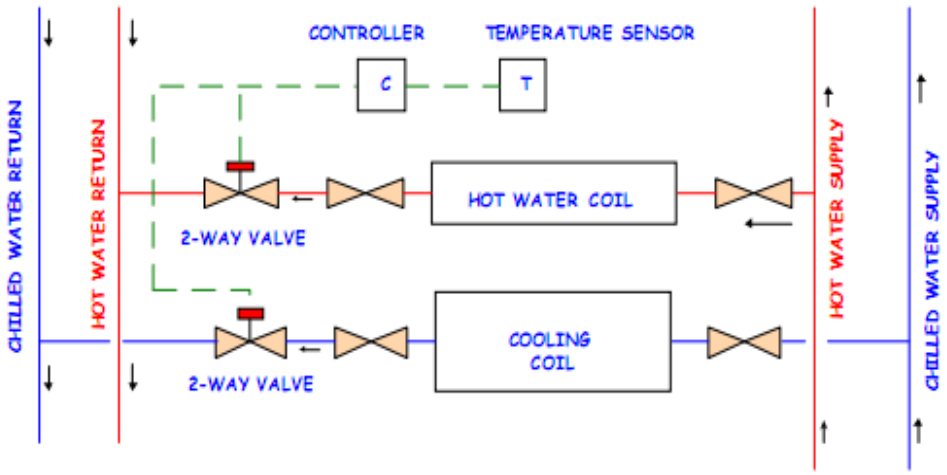
✓ **Sistemas de cuatro tuberías:** Los sistemas de cuatro tuberías proveen dos sistemas de agua independientes. Uno dedicado al agua fría y el otro al agua caliente; es decir los sistemas de cuatro tuberías tienen suministro de agua fría, retorno de agua fría, suministro de agua caliente y retorno de agua caliente.

El sistema permite categorizar las cargas independientes y las cargas comunes.

1. Los sistemas de cargas independientes tienen dos serpentines de agua separados, uno alimentado con agua caliente y otro con agua fría. Estos sistemas hacen uso de una válvula on-off de dos vías.

2. Los sistemas de cargas comunes pueden tener un solo serpentín en la unidad manejadora, pero sigue siendo suministrado de manera independiente con un sistema de cuatro tubos. Los sistemas hacen uso de de válvulas de desvió de tres vías.

Figura 249. Sistema de cuatro tuberías.



Fuente: PDH Course M147. Design options for HVAC distribution system. P 36.

Las principales ventajas del sistema de cuatro tuberías son:

- Todo el año hay disponibilidad de calefacción y enfriamiento con control individual de la temperatura de la zona.

- Puede suministrarse agua fría y caliente simultáneamente.

- Elimina los costos de zonificación.

- Es más flexible y adaptable a una gran variedad de cargas.

Las desventajas son:

- El alto costo inicial comparado con los sistemas de dos tuberías, debido a las válvulas y serpentines adicionales.

- El alto costo operativo debido al funcionamiento de dos bombas. (Aun así ofrece buena flexibilidad en la variación de cargas).

Los factores a considerar antes de la selección de un sistema todo agua son:

- **Espacio disponible.**

- **Manejo de la calidad del aire.**

- **Manejo de cargas parciales.**

- **Espacio disponible:** la distribución del agua como fluido termodinámico desde la planta de tratamiento hasta las zonas, produce una enorme disminución de espacios ocupados. La instalación de conductos se reduce al mínimo, dado que normalmente no se necesitan ni para la impulsión, ni

para el retorno, solo consiste en el tendido de cañerías y aperturas de pequeñas ventilaciones en fachadas y desagües.

- **Manejo de la calidad del aire:** Es de vital importancia el hacer notar que los sistemas todo agua recirculan el 100% del aire, por lo cual estos sistemas suelen ir acompañados de ventanas que se abren, por infiltraciones o por aberturas en los muros. También se emplean las evaporadoras tipo cassette de cuatro vías, que tienen la opción de instalar un sistema de renovación de aire, por medio de un ducto que se conecta a la parte superior del cassette.

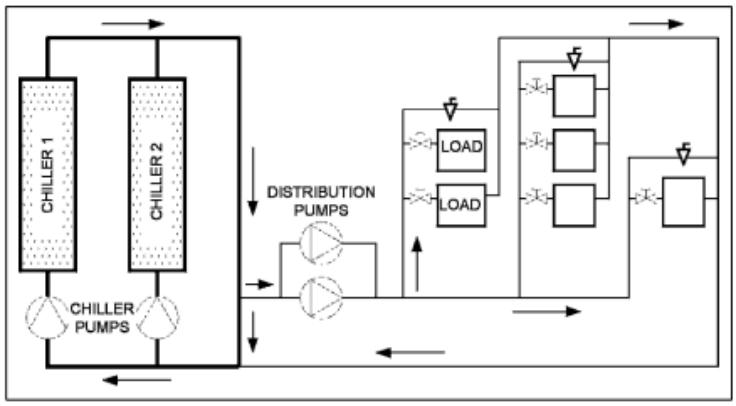
  En cuanto a la filtración, Los filtros empleados en las unidades terminales suelen ser de baja eficiencia es decir con un máximo del 30%, o que posean un MERV mayor o igual a 6 (de acuerdo con la norma ANSI/ASHRAE 52.2), para minimizar la acumulación de pelusa y polvo en el serpentín y requieren ser cambiados o limpiados constantemente debido a las limitaciones de presión estática.

  Las últimas tendencias en cuanto al filtrado consisten en una tecnología de oxidación fotocatalitica del TIO2 (Dióxido de titanio), para erradicar las sustancias peligrosas del aire (bacterias, virus y otros patógenos) y también sirve para eliminar olores.

- **Manejo de cargas parciales:** En la mayoría de las aplicaciones residenciales no todas las habitaciones son utilizadas al mismo tiempo o con la misma intensidad de carga. Con la instalación de un fan-coil en cada ambiente, se puede lograr el control individual de temperatura por medio del ajuste de la capacidad del ventilador, y eventualmente el control del caudal de agua suministrado, adecuando de esa manera su capacidad a las cargas parciales.

Debido a que el chiller requiere de un caudal constante para evitar el congelamiento del agua, es necesario tener un método para el manejo de las cargas parciales, el cual se puede lograr por medio del control del agua que circula a través del circuito de refrigeración. Para lograr esto, el chiller y las cargas pueden ser desconectadas hidráulicamente, es decir que los flujos en el circuito del chiller no influyen en los flujos del circuito de carga. Los cambios en los flujos del circuito de carga, no afectan el circuito de refrigeración.

Figura 250. Sistema de enfriamiento con flujos desconectados.



Fuente: MC DOWALL Robert. Fundamentals of HVAC SYSTEMS. SI Edition. 2007. P 133.

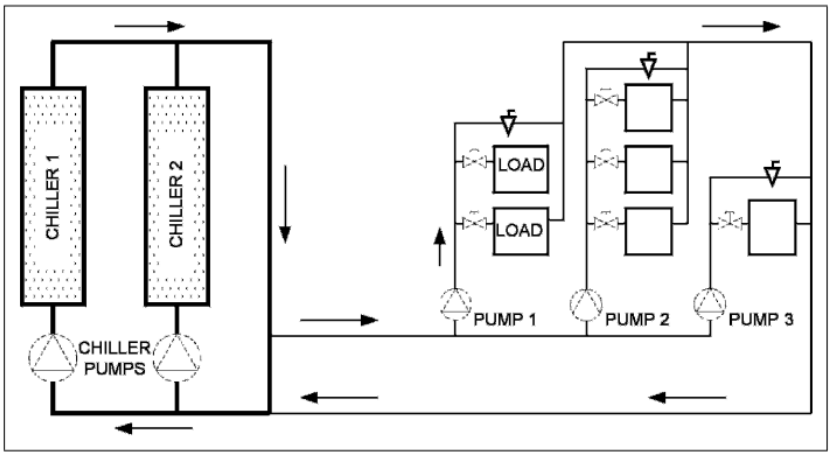
En la figura 250, los dos chillers están conectados en paralelo. El lazo de refrigeración puede funcionar incluso con las bombas de distribución apagadas; del mismo modo el circuito de distribución se puede ejecutar con los chillers apagados. La sección corta de tubería compartida permite que ambos lazos puedan operar de forma independiente el uno del otro, es decir desconectados.

Cada chiller tiene una bomba que funciona cuando el chiller está operando, produciendo un circuito de enfriamiento con un flujo del 50% o 100%. El flujo en el circuito de las cargas de enfriamiento depende de las bombas de distribución, y de si las válvulas están totalmente abiertas o si están limitando el flujo. Si el flujo de enfriamiento es mayor que el flujo requerido por las cargas, el agua fluirá a través de la sección corta de tubería

compartida, mientras que el agua de exceso fluirá dando vueltas y más vueltas en el circuito de refrigeración. Si se detecta por medio de un sensor de flujo o de temperatura que el flujo de enfriamiento es menor al requerido por las cargas del sistema, se enciende el otro chiller.

El arreglo de la figura 250, con las bombas de distribución sirviendo a todas las cargas, requiere que todas las bombas se ejecuten independientemente de la carga. En proyectos donde las zonas de las cargas, pueden estar apagadas mientras otras están funcionando, una distribución secundaria de bombeo puede ser más eficiente.

Figura 251. Distribución secundaria de bombeo.



Fuente: MC DOWALL Robert. Fundamentals of HVAC SYSTEMS. SI Edition. 2007. P 134.

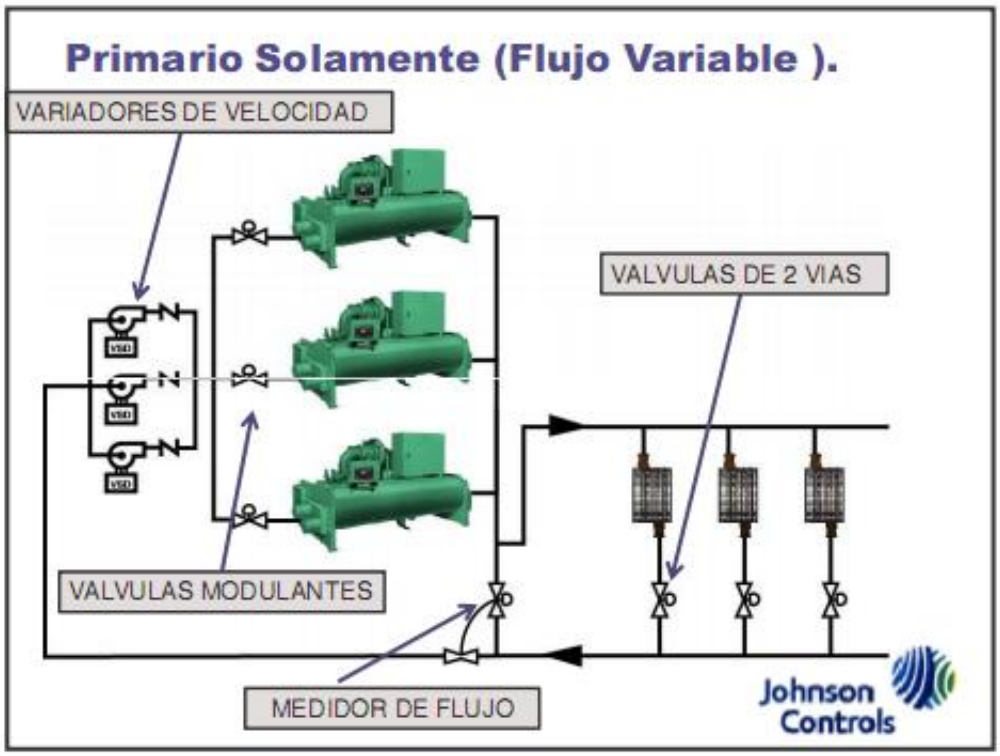
En la figura 251 cada lazo secundario tiene su propia bomba, la cual esta seleccionada para suplir la resistencia de su propio lazo, y a la resistencia del lazo principal. Este sistema permite que las bombas 1, 2 y 3 se activen de forma independiente cuando sea necesario, para suplir sus propias cargas.

El desarrollo del control computacional y de los variadores de velocidad, permite a los diseñadores seleccionar y diseñar las tuberías y los sistemas de bombeo de acuerdo a las potencias necesarias, lo que representa una

gran ventaja, pues anteriormente los sistemas usaban toda la potencia de la bomba, cada vez que el sistema estaba encendido.

La figura 252, muestra como por medio del uso de variadores de velocidad en el circuito de refrigeración, se pueden manejar las variaciones en las cargas térmicas de las zonas a acondicionar.

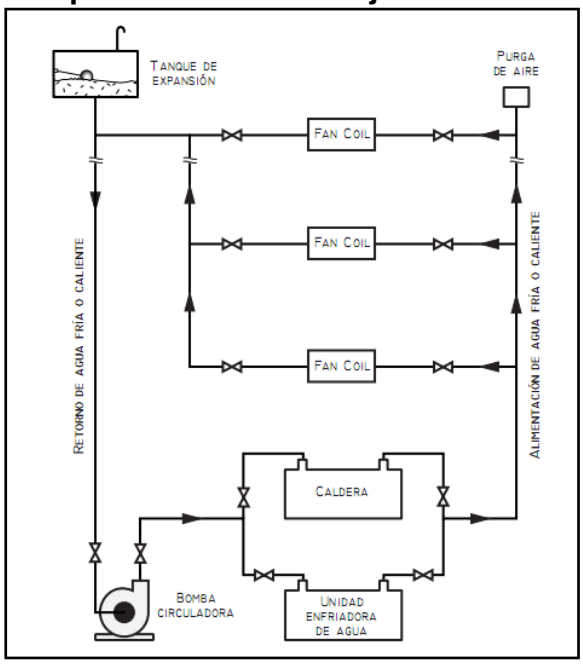
Figura 252. Uso de variadores de velocidad en el circuito de refrigeración.



Fuente: Capacitación técnico-comercial. Johnson Controls Colombia.

Este sistema permite controlar el flujo de alimentación a los chillers, al variar la velocidad de las bombas de alimentación, y por medio del uso de válvulas modulantes. Cuando las cargas térmicas disminuyen, se pueden disminuir los flujos de agua hacia los chillers, teniendo cuidado con el flujo mínimo de alimentación para evitar el congelamiento. Además de ser necesario, existe la posibilidad de apagar los chillers que no sean necesarios, de acuerdo con las cargas a suplir.

Figura 253. Detalle esquemático de montaje de un sistema todo agua.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.145.

Los sistemas todo agua minimizan la necesidad de mantenimiento en cada zona al estar centralizado la mayoría de los componentes electromecánicos en el cuarto de máquinas, minimiza los espacios requeridos para instalación de redes de flujo hacia las zonas a acondicionar. Estos sistemas proveen grandes ahorros energéticos en edificaciones a gran escala mediante un buen control de flujo de agua desde la planta de agua fría / caliente.

Las ventajas de los sistemas todo agua son:

- **Reducción del ruido:** Funcionamiento prácticamente silencioso.

- **Económico debido a los limitados costos operacionales.**

- **Económico debido a los limitados costos iniciales:** Las tuberías son pequeñas en comparación con los ductos usados para las mismas cargas generadas en los edificios.

- **Eficiencia energética:** Bajo consumo de energía a bajas cargas.

Las desventajas de los sistemas todo agua son:

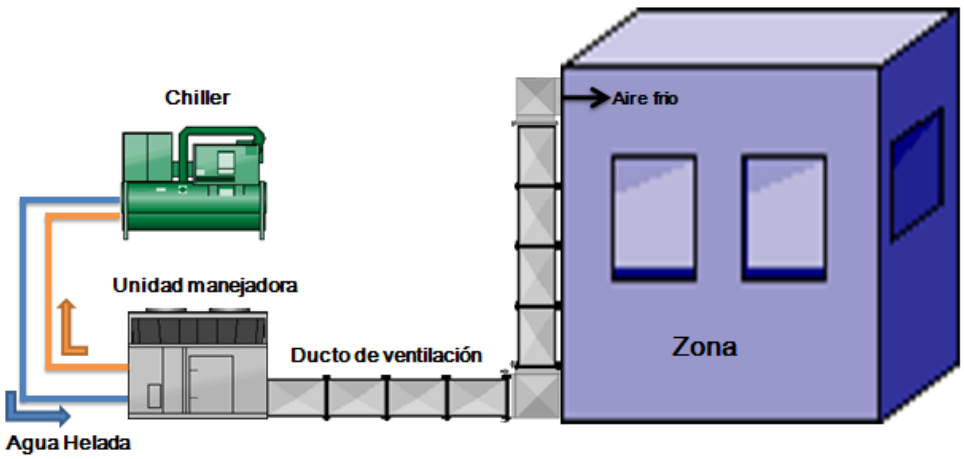
- **Ventilación:** El suministro de aire exterior es pobre y deficiente.

- **Control de humedad:** Es deficiente y en varios casos no existe.

- **Sistemas todo aire.**

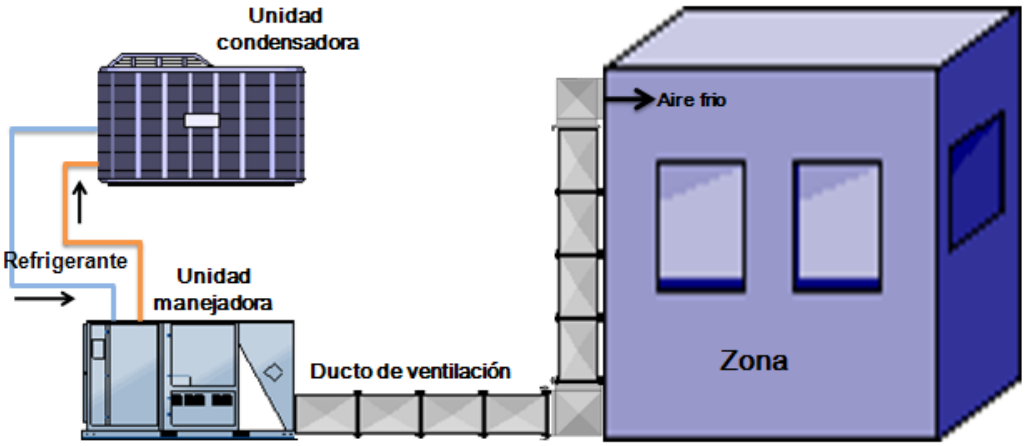
  Estos sistemas se caracterizan por tener su unidad de tratamiento del aire o unidad manejadora (de expansión directa o agua fría) lejos de la zona a acondicionar, proporcionando confort mediante la circulación de un determinado flujo de aire de la zona, (aire de retorno) el cual es transportado mediante ductos hacia la unidad manejadora donde será acondicionado para luego ser recircularlo (aire de suministro) de nuevo a la zona a las condiciones establecidas. (Ver figura 254, 255 y 256).

Figura 254. Sistema todo aire con chiller de enfriamiento.



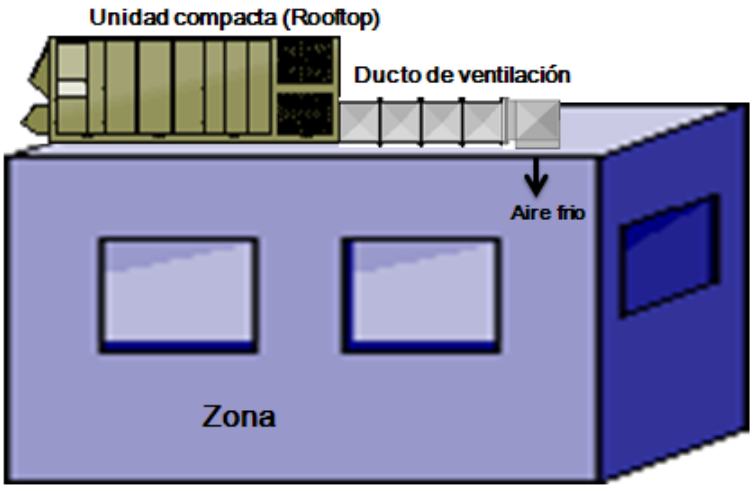
Fuente: Autores.

Figura 255. Sistema todo aire Split.



Fuente: Autores.

Figura 256. Sistema todo aire unidad de techo (Roff-top).



Fuente: Autores.

Los factores a considerar antes de una selección son:

- **Espacio disponible.**
- **Manejo de la calidad del aire.**
- **Manejo de cargas parciales.**

- **Espacio disponible:** Los sistemas todo aire están constituidos por un equipo autocontenido o una unidad de tratamiento de aire central, ubicada generalmente en una sala de máquinas, separada del espacio que se acondiciona, utilizando como fluido termodinámico el aire que se distribuye por un sistema de conductos. Se necesita mayor espacio para la distribución de los conductos, especialmente cuando las unidades de tratamiento están muy alejadas y existe limitación de la altura de vigas y losas de los techos.

- **Manejo de la calidad del aire**: Para garantizar una buena calidad de aire en casos específicos los sistemas todo aire cuentan con la posibilidad de:

- ✓ **Renovación de aire.**

- ✓ **Emplear filtros.**

Renovación de aire: Los sistemas todo aire pueden tener renovación de aire total, parcial o no tener renovación; estas son las diferentes formas de manejar la calidad del aire según la aplicación como se ve a continuación.

Sistema sin renovación de aire (recirculación total): Estos sistemas se emplean cuando no es de gran importancia la calidad del aire o cuando se quiere ahorrar costos, por lo general para procesos que no poseen grandes requerimientos en cuanto a la ventilación.

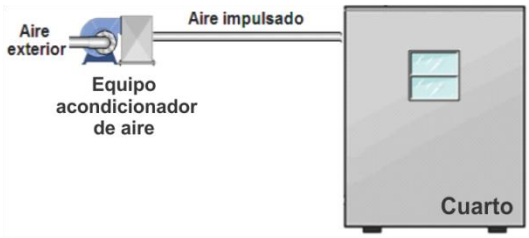
Figura 257. Sistema sin renovación de aire.



Fuente: Autores.

Sistema con renovación total de aire: Estos sistemas se emplean cuando se requiere aire muy limpio, por lo general en hospitales, salas de operación, laboratorios**.**

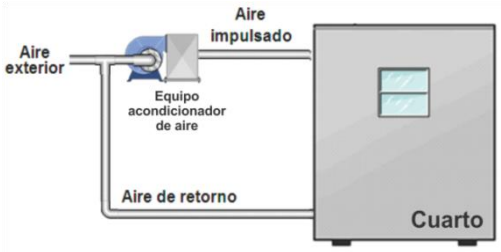
Figura 258. Sistema con renovación total de aire.



Fuente: Autores.

Sistemas con renovación parcial de aire: Estos sistemas son los más comunes y se emplean para tener un balance entre calidad del aire y economía.

Figura 259. Sistemas con renovación parcial de aire.



Fuente: autores.

Filtros: Para las unidades todo aire tipo fan-coil, la filtración generalmente es de baja eficiencia, debido a su capacidad y aplicación.

Para las unidades manejadoras se dispone de un amplio rango de etapas de filtración dependiendo de las necesidades a suplir. Por ejemplo, en aplicaciones residenciales y comerciales ligeras, se pueden emplear filtros de 30%-35% de eficiencia (filtros de paneles desechables, lavables, de poliuretano, de fibra natural). Para aplicaciones comerciales e industriales de mediana exigencia, se emplean etapas de filtración que pueden estar en

un rango de eficiencia que oscila entre el 35% y el 60%(Aeropuertos, bancos, edificios institucionales, etc.). Para aplicaciones como museos, cuidado de pacientes, instalaciones eléctricas, procesamiento de alimentos, etc. Se emplean filtros que oscilan en su etapa final en una eficiencia entre el 60% y el 90% (Filtros de bolsa de superficie extendida y filtro de celdas rígidas de superficie extendida). Para de altas exigencias en cuanto a la calidad del aire interior, se emplean filtros que poseen una eficiencia en su etapa final de filtrado que van del 90% al 99.9995% (filtros de celdas rígidas de superficie extendida, filtros HEPA/ULPA).

Figura 260. Filtro HEPA compacto.



Fuente: Citado 11 de Mayo de 2011. Disponible en línea. http://www.camfilfarr.com/Products/Hepa--Ulpa-filters/Compact-Hepa-Filter/Absolute-1D

- **Manejo de cargas parciales:** Los sistemas se seleccionan para unas condiciones de carga máxima aunque esta situación se presente pocas veces ya que la mayoría del tiempo los equipos funcionan bajo carga parcial. Para un buen funcionamiento de los equipos la instalación debe poder adaptarse a esas variaciones y mantener los valores de set-point. Se tiene dos posibles variables a modificar, la temperatura y el caudal circulante. Por ello, existen dos tipos de sistemas básicos de distribución.

- ✓ **Sistemas de volumen constante y temperatura variable.**

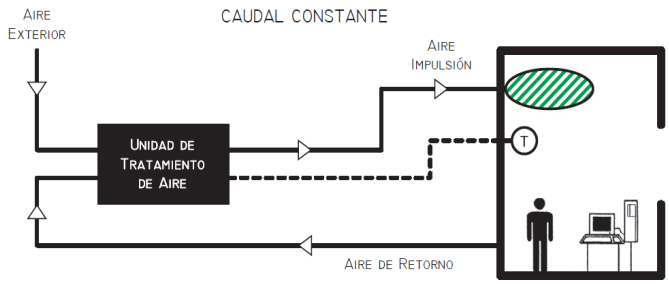
- ✓ **Sistemas de volumen variable y temperatura constante.**

- ✓ **Sistemas de volumen constante y temperatura variable:** Estos sistemas componen la mayoría de las instalaciones realizadas, y están diseñadas para mantener el caudal constante mientras se varía la temperatura de impulsión a los locales con el fin de suministrar a cada instante la cantidad de calor sensible requerido en el mismo. Los métodos más empleados para lograr el control de la temperatura de impulsión a los ambientes son:

- **Control by-pass.**

- **Control por recalentamiento.**

Figura 261. Sistemas de volumen constante y temperatura variable.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. Pg. 67.

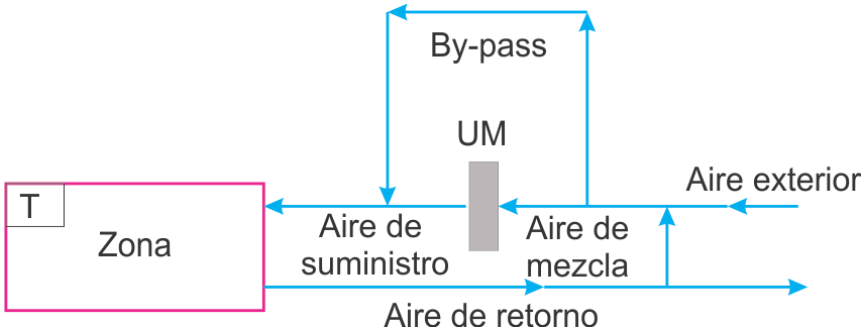
- **Control by-pass:** Este control mantiene la temperatura seca dentro del local mediante la modulación de la cantidad de aire a enfriar desviando algo de aire de retorno o de mezcla para que no pase por el serpentín. En los casos de carga máxima la persiana de bypass debe estar completamente cerrada. Al disminuir la carga sensible del local un termostato en contacto con el aire de retorno provoca la apertura progresiva de la persiana de bypass accionada por un servomotor. El aire de by pass puede ser:

  - **Solamente aire de retorno (persiana de by-pass en el serpentín).**

  - **Aire de mezcla (retorno y aire nuevo).**

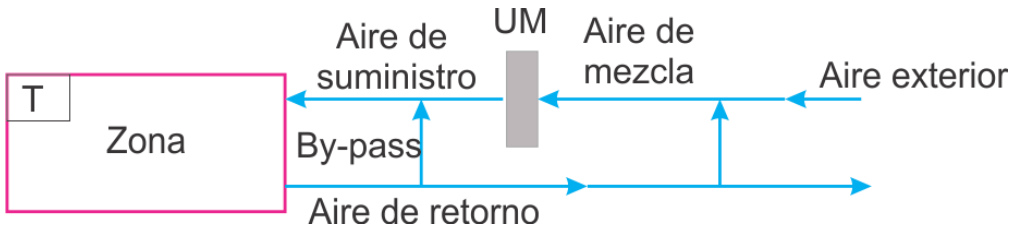
De estas dos soluciones es mejor el by-pass de solamente aire de retorno, como se observa en la figura 263, de modo que siempre la totalidad del aire exterior pase por la batería de refrigeración y sea adecuadamente deshumidificado. Debe aclarase que no es conveniente efectuar el by-pass solamente del aire exterior porque se estaría ingresando directamente en el ambiente aire con una humedad específica muy elevada.

Figura 262. Control by-pass con aire de mezcla



Fuente: Autores

Figura 263. Control by-pass solamente con aire de retorno



Fuente: Autores

- **Recalentamiento:** Para ajustarse a las necesidades zonales, se puede modificar la temperatura de impulsión, calentando el aire antes de impulsarlo a la zona hasta obtener las condiciones ambientales de aire requerida en el cuarto. Este proceso se puede llevar a cabo utilizando:

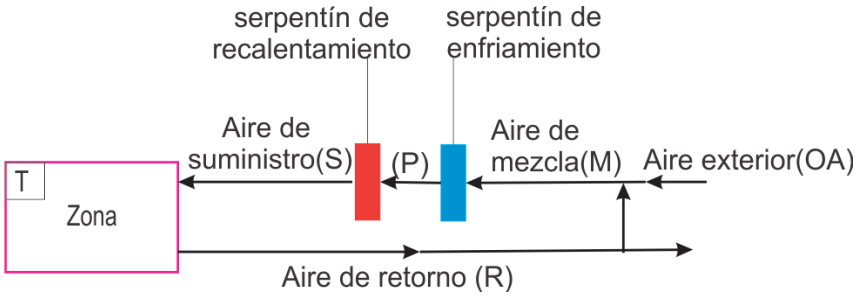
- **Sistemas de ducto simple.**

- **Sistemas de doble ducto.**

- **Sistema multizona.**

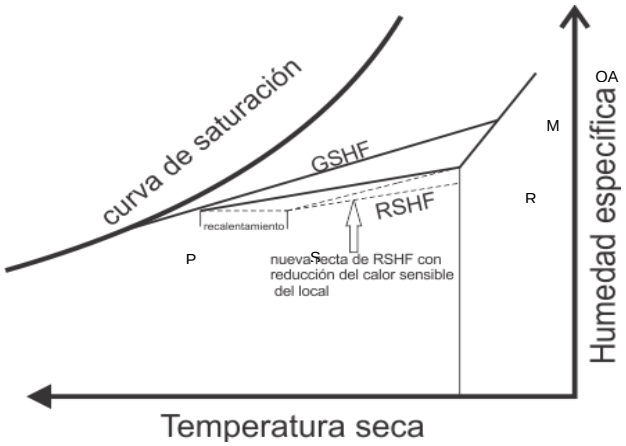
- **Sistemas de ducto simple:** En estos sistemas el aire primero se enfría a las condiciones de carga máxima y luego se calienta hasta obtener las condiciones parciales requeridas en la zona (ver figura 264).

Figura 264. Recalentamiento en sistemas de ducto simple



Fuente: Autores

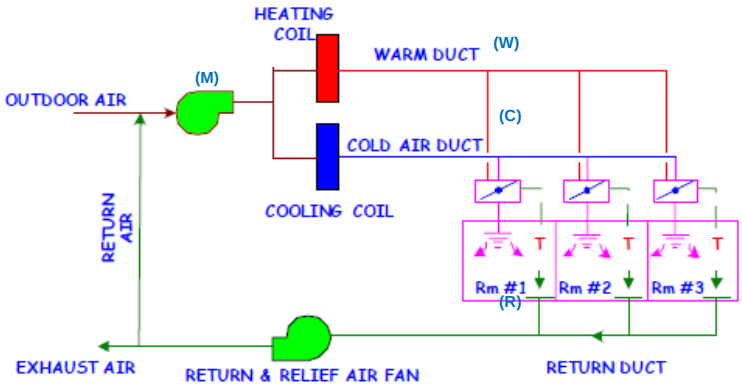
Figura 265. Psicrometría del recalentamiento en los sistemas de ducto simple



Fuente: Autores

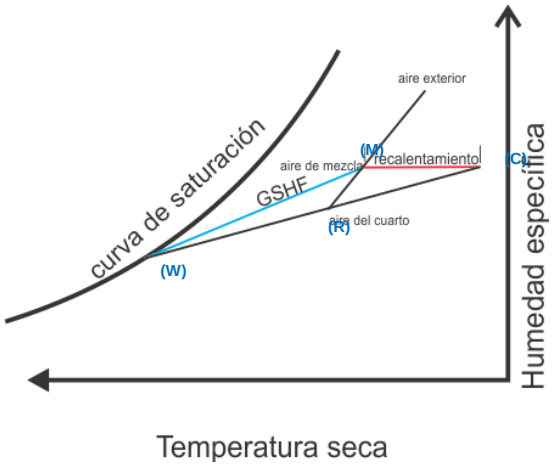
- **Sistemas de doble ducto:** En estos sistemas la distribución del flujo de aire se lleva a cabo mediante dos ductos, por uno de ellos el aire se enfría mientras que por el otro el aire se calienta para luego ser mezclados por medio de una caja mezcladora ubicada en cada zona a servir, hasta obtener los requerimientos de aire a suministrar**,** (ver figuras 266).

Figura 266. Recalentamiento en sistemas de doble ducto



Fuente: Design Options for HVAC Distribution System. PDH Course M147.

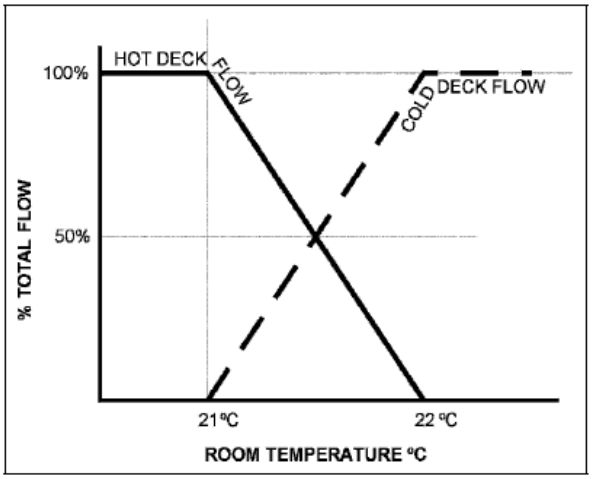
Figura 267. Psicrometría del recalentamiento en sistemas de doble ducto



Fuente: Autores

Debido a que los costos de instalación y operación son relativamente altos, los sistemas de doble conducto han caído en desuso, excepto en los hospitales y laboratorios en los que su capacidad para servir a cargas sensibles muy variables con flujo de aire constante los hace atractivos. En las figuras 267 y 268 se puede observar el flujo de aire caliente y el flujo de aire frio en función de la temperatura del cuarto.

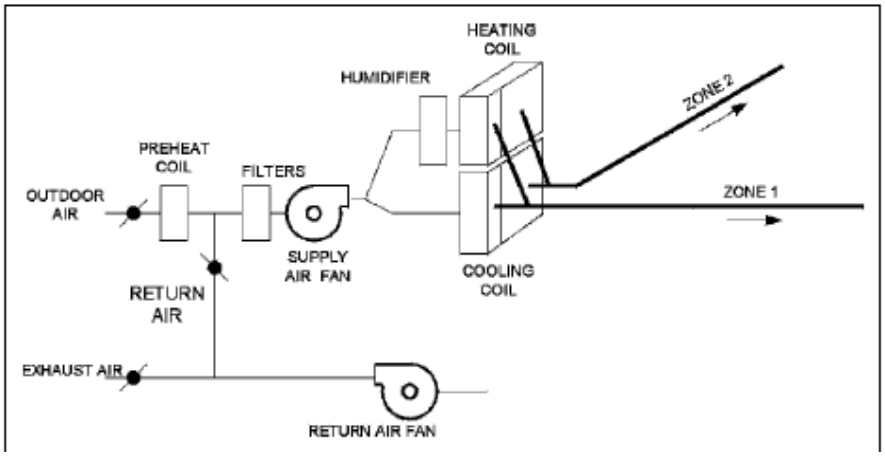
Figura 268. Flujo de aire en los sistemas doble ducto



Fuente: McDowall Robert Fundamentals of HVAC Systems Elsevier 2007

- **Sistema multizona:** El sistema multizona es termodinámicamente el mismo que el sistema de doble conducto. Ambos implican mezcla de distintas proporciones de una corriente de aire caliente con una de aire frio para obtener la temperatura de alimentación necesaria en la zona. En el sistema de doble ducto, la mezcla se produce cerca de la zona, en la caja mezcladora, a diferencia de este el sistema multizona, (como se muestra en la figura 269) realiza la mezcla a la salida de la unidad manejadora principal de la zona.

Figura 269 Sistema multizona



Fuente: McDowall Robert Fundamentals of HVAC Systems Elsevier 2007

Otra configuración posible en los sistemas multizona que pueden aportan una solución a el desperdicio energético de calentar y enfriar son los sistemas multizona de tres etapas los cuales aprovechan el aire frio del invierno para mezclar por medio de dampers con el aire que se calienta en el serpentín hasta obtener la temperatura deseada o en el caso contrario aprovechar el aire caliente del verano para mezclar con el aire del serpentín de refrigeración hasta obtener la temperatura requerida por la zona y así obtener un comportamiento en el manejo del aire como el que se puede apreciar en la figura 270.

Figura 270. Flujo de aire en sistemas multizona de tres etapas

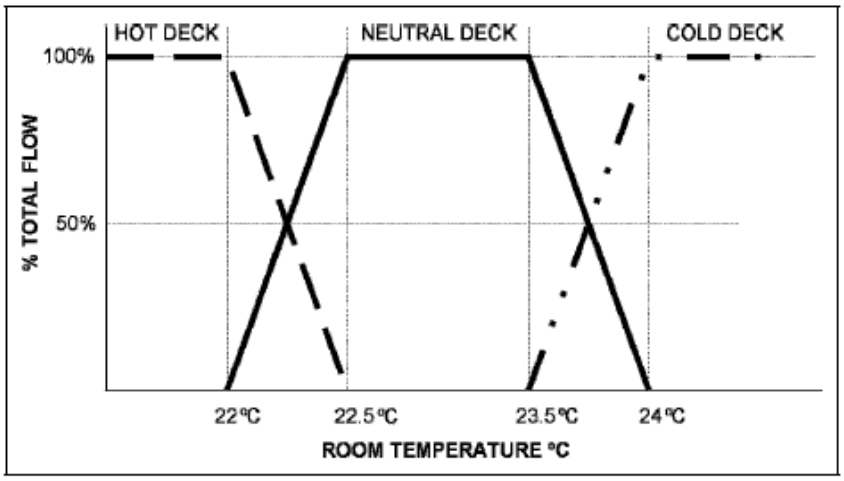
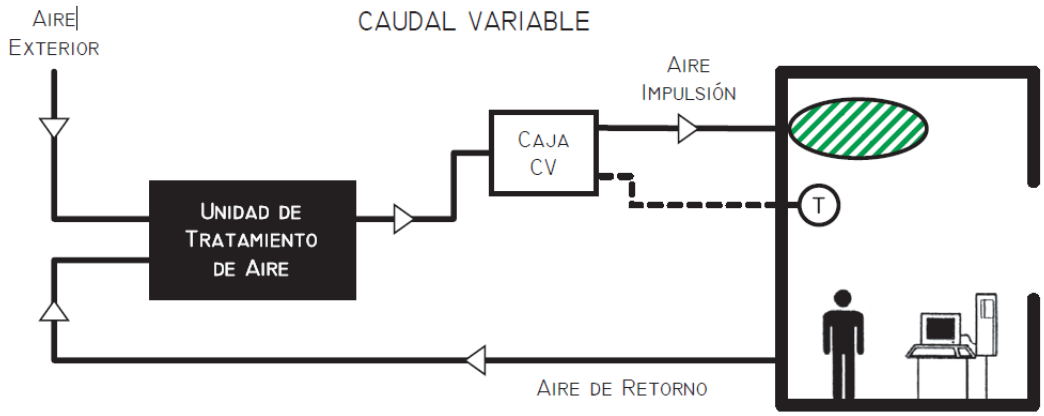


Figure 7-12 Airflow for Three-deck, Multizone System

Fuente: McDowall Robert Fundamentals of HVAC Systems Elsevier 2007

- ✓ **Sistemas de volumen de aire variable y temperatura constante (VAV):** Estos sistemas surgieron bajo la necesidad de ahorrar energía a la hora de trabajar a cargas parciales en los sistemas todo aire lo cual se logra gracias a la regulación del caudal de aire enviado por el sistema a la zona en función de la variación de las cargas, manteniendo constante tanto la temperatura de retorno del cuarto como la temperatura impulsada a este.

Figura 271. Sistema de volumen de aire variable y temperatura constante.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

La unidad central de tratamiento de aire suministra aire a través de una vía de conducto común a todos los espacios condicionados por la unidad. Como se muestra en la figura 271, cada zona dispone de una caja de VAV (caja terminal de control ó caja de volumen de aire variable) que ajusta el volumen de suministro de aire en respuesta al termostato de zona, estas cajas tienen una compuerta modulante que actúan en respuesta al termostato. Cuando las condiciones de temperatura interior varían la compuerta de la caja VAV responde al restringir o aumentar el suministro de flujo de aire al espacio o zona.

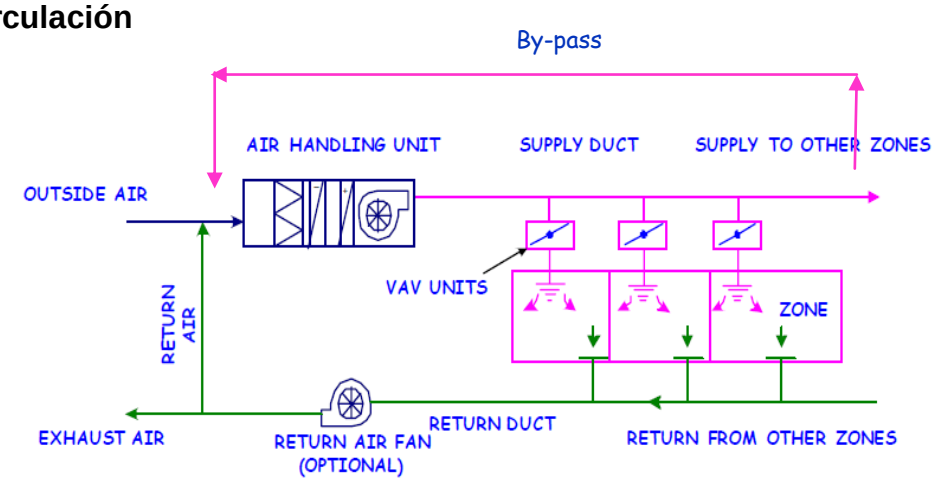
La temperatura del aire suministrado por la unidad de tratamiento de aire puede variar de vez en cuando en pequeñas fracciones, para adaptarse a los cambios de carga en todo el edificio, pero el control instantáneo de cada zona se consigue mediante la modulación de la tasa de suministro de flujo de aire. Para manejar el suministro de flujo de aire variable que sale de la unidad manejadora para las diferentes zonas se puede hacer mediante:

- **Ventilador de caudal constante con persianas by-pass de recirculación.**

- **Ventilador de caudal variable con regulación en la velocidad de giro**.

- **Ventilador de caudal constante con persianas by-pass de recirculación:** Para los sistemas de VAV con ventilador de caudal constante se debe contar con un Bypass de recirculación para manejar la variación del flujo de aire cuando las persianas se abren o cierran debido a la reducción de capacidad del sistema.

Figura 272. Sistema con ventilador constante con by-pass de recirculación



Fuente: Design Options for HVAC Distribution System. PDH Course M147.

- **Ventilador de caudal variable:** Cuando se emplea un ventilador de caudal variable, se reduce el caudal de aire en relación directa con la disminución de la carga, mediante la regulación de la velocidad de giro del rotor utilizando un sistema de regulación de frecuencia o eventualmente mediante alabes colocados en la aspiración, lo que permite una disminución del consumo de energía del ventilador en relación de un sistema de caudal constante.

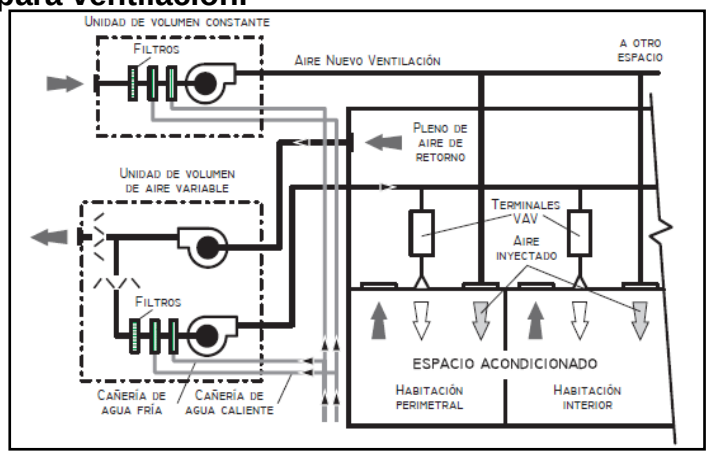
El problema de los sistemas de velocidad variable es que cuando se disminuye el caudal de impulsión en función de las necesidades de calor de los locales, también paralelamente se reduce el aire exterior de ventilación aportado. Por otra parte, al reducir el caudal se produce una

inadecuada circulación o barrido del aire en el ambiente y una estratificación del mismo en el local.

El estancamiento por la disminución de la circulación del aire en caso de cargas parciales, puede resolverse con una caja VAV (volumen de aire variable), que contiene un ventilador que provoca la recirculación del aire del local. De esa manera, parte del caudal lo entrega la red de caudal variable, atendiendo de esta forma las necesidades instantáneas de refrigeración, el resto lo recircula el ventilador por depresión en el ambiente, consiguiéndose un caudal constante en la impulsión con un caudal variable en la aspiración. Aun así, esto no es una solución total, debido a que la proporción de aire exterior de ventilación proveniente del sistema central puede no ser la necesaria.

Una forma de solucionar el problema es incorporar un sistema de ventilación paralelo, donde se ingresa el aire exterior en forma separada acondicionándolo en una unidad de tratamiento específica para estos fines y luego se lo introduce en forma directa al ambiente produciendo además el adecuado barrido del aire del local en los casos de cargas parciales (Ver figura 273).

Figura 273. Esquema de un sistema de volumen variable con ingreso de aire exterior para ventilación.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.182.

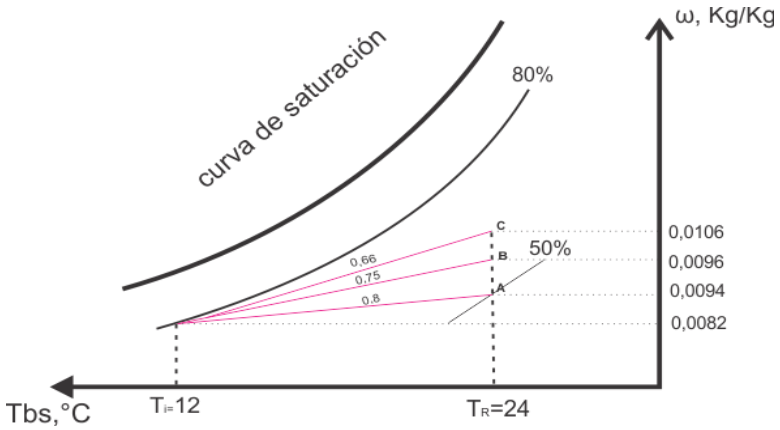
En el siguiente ejemplo se buscara analizar el funcionamiento de un sistema VAV (volumen variable y temperatura constante) para diferentes casos de carga parcial. Para el caso de carga máxima o para el caso A donde la carga del cuarto es 40000Kcal/h de Q_S y 10000 de Q_L, el caso B la carga es 30000Kcal/h de Q_S y 10000 de Q_L, y el caso C donde la carga es 20000Kcal/h de Q_S y 10000 de Q_L. Sabiendo que:

$$\Delta\omega = \frac{RLH}{724\left(\frac{m^3}{h}\right)_i} \qquad \left(\frac{m^3}{h}\right)_i = \frac{RSH}{0{,}29(T_R - T_i)}$$

Teniendo en cuenta los datos de las cargas parciales del cuarto determinar el caudal requerido para cada uno de los casos y la variación de la humedad en cada caso. En la siguiente tabla se presenta un resumen de los resultados y en la figura puede observar el comportamiento psicrométrico del proceso:

caso	RSH Kcal/h	RLH Kcal/h	T_R	T_i	m^3/h	RSHF	Δω Kg/kg	ω_i Kg/kg	ω_R Kg/kg
A	40000	10000	24	12	11494,25	0,8	0,0012	0,0082	0,0094
B	30000	10000	24	12	8620,68	0,75	0,0016	0,0082	0,0098
C	20000	10000	24	12	5747,12	0,666	0,0024	0,0082	0,0106

Figura 274. Análisis psicrométrico de un sistema VAV

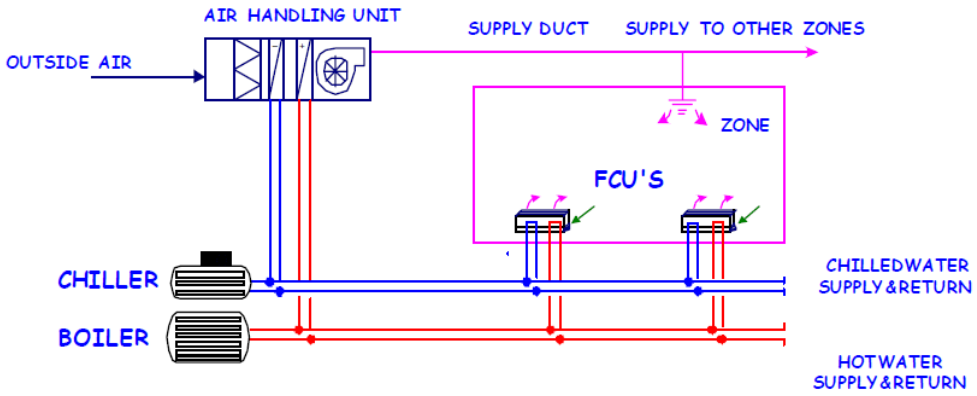


Fuente: Autores

- **Sistemas aire agua.**

En estos sistemas la unidad central está basada en un sistema todo aire con unidad manejadora bien sea de expansión directa o de agua fría, más un sistema adicional basado en un sistema todo agua. La idea de estos sistemas es aprovechar los beneficios de cada uno de los sistemas, el agua es el encargado principalmente de retirar la carga del lugar mientras que el sistema de aire se emplea mas para la ventilación.

Figura 275. Sistemas aire-agua



Fuente: Design Options for HVAC Distribution System. PDH Course M147.

- **Sistema de aire**: En esta parte del sistema se emplean los componentes esenciales como; la unidad manejadora de aire, conductos de distribución y elementos terminales que se encargan de distribuir el aire en la zona. El suministro de aire es a volumen constante y generalmente a grandes velocidades, el aire empleado en estos sistemas es totalmente aire exterior y tiene los siguientes objetivos:

  - Satisfacer los requisitos de ventilación del espacio acondicionado, como se define en la ASHRAE 62; se debe suministrar 20 CFM por persona.

  - Filtrar el aire exterior a través de la filtración de alta eficiencia.

  - La UTA primaria debe retirar tanto la carga sensible como la latente (humedad retirada).

- Proporcionar la principal fuente de control de humedad.

- **Sistema de agua**: Esta otra parte del sistema está compuesta por los elementos esenciales de un sistema todo agua (Chiller, tramos de tubería, fan coil). Esta parte del sistema es la encargada de retirar las cargas sensibles de la zona.

  En estos sistemas como en los otros hay que tener en cuenta factores como:

❖ **Espacio disponible.**

❖ **Manejo de la calidad del aire.**

❖ **Manejo de cargas parciales.**

❖ **Espacio disponible:** Para estos sistemas se requiere un espacio importante para los ductos aunque no tanto como en los sistemas todo aire ya que en estos sistemas solo se requieren ductos de suministro y de menor flujo de aire ya que solo se trata aire exterior. También se requiere un espacio, aunque menor, para el sistema de agua.

❖ **Manejo de la calidad del aire:** En los sistemas aire agua la ventilación la provee la corriente de aire primaria que viene de la unidad de manejo central del edificio (aire filtrado, enfriado o calentado). Debido a la existencia de las corrientes de aire secundario dentro de la zona acondicionada, la renovación del aire de ventilación no llega a ser del 100%, aun en el caso que la unidad de manejo central ingrese al sistema 100% de aire exterior.

  En cuanto a la filtración, se lleva a cabo en la unidad de manejo central; aun así puede instalarse un filtro de baja eficiencia en la unidad terminal de cada zona.

El proceso de filtrado en la unidad de manejo central, es similar al empleado en los sistemas todo aire.

- **Manejo de cargas parciales:** El manejo de cargas parciales se hace por medio del sistema de agua regulando el flujo de agua o el manejo de aire del ventilador del fan coil, cuando al unidad de tratamiento de aire suple las necesidades de la zona el sistema de agua se deshabilita hasta que sea requerido de nuevo.

- **Ejemplo de selección de unidad manejadora de agua helada:** Seleccionar una unidad manejadora para los siguientes requerimientos:

  Calor sensible del cuarto a acondicionar: **106925 Btu/h=26945.1Kcal/h**

  Calor latente del cuarto a acondicionar: **29822 Btu/h=7515.1Kcal/h**
  Temperatura de mezcla (Tm): **77.7 ^{o}F= 25.39 ^{o}C**

  Temperatura de impulsión (Tim): **54,3 ^{o}F=12.39 ^{o}C**

  Solución: Para seleccionar la unidad manejadora, es necesario determinar la cantidad total de aire de suministro.

1. **Calculo del aire de suministro:** por medio de la siguiente expresión se calcula:

$$PCM = \frac{C_s\ del\ espacio\ (Btu/h)}{1.08 \times (T_{EBS-}T_{EBH})°\text{F}} \qquad (10.9)$$

$$PCM = \frac{106925\ Btu/h}{1.08 \times (77.7 - 54.3)°\text{F}} = 4230.97 PCM = 7188.6\ m^3/h$$

2. **Calculo del factor de calor sensible efectivo:** Se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$F_{CSE} = \frac{C_S}{C_S + C_L} \qquad (10.10)$$

$$F_{CSE=} \frac{106925\ Btu/h}{(106925 + 29822)\ Btu/h} = 0.78$$

3. **Selección de la unidad manejadora:** Se emplea un catalogo de **Johnson Controls,** de la serie YG, para los siguientes datos finales:

Datos finales
Calor total=34460.24 Kcal/h.
Flujo de aire nominal=7188.6 m^3/h.
Temp. de mezcla=25.39 ^oC.
Temp. de impulsión=12.39 ^oC.
Factor de calor sensible=0.78.

Con estos datos y el catalogo (Ver figura 276), finalmente se selecciona la unidad manejadora.

Figura 276. Catalogo Johnson Controls. Unidad manejadora modelo YG.

Johnson Controls	DESEMPEÑO TERMICO DE LA UNIDAD MANEJADORA											
MODELO YG	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15
FLUJO DE AIRE NOMINAL (m3/h)	1.360	2.040	2.720	3.400	4.080	4.760	5.440	6.120	6.800	8.160	9.520	10.200
3 Filas — Calor Total (kcal/h)	4.145	6.864	7.882	12.038	14.119	16.828	18.116	20.496	22.754	28.276	27.104	35.703
Calor Sensible (kcal/h)	3.189	1.902	6.258	8.421	9.991	11.726	13.124	14.861	16.509	20.084	18.353	25.184
Factor de calor sensible	0,77	0,28	0,79	0,70	0,71	0,70	0,72	0,73	0,73	0,71	0,68	0,71
Calor latente (kcal/h)	956	4.962	1.624	3.616	4.182	5.067	4.992	5.635	6.245	8.192	8.751	10.519
TBS a la salida (C)	18,30	18,00	18,50	17,90	18,00	17,90	18,10	18,00	18,00	17,90	19,80	17,90
TBH a la salida (C)	15,30	14,80	15,60	14,50	14,60	14,50	14,80	14,80	14,80	14,60	15,50	14,60
Flujo de agua (m3/h)	0,80	1,30	1,40	2,30	2,80	3,20	3,30	3,70	4,10	5,10	4,90	6,50
ΔP de agua (m/s)	0,40	1,50	0,20	3,40	1,70	2,80	1,30	1,30	1,30	2,50	2,20	2,90
Numero de tubos por fila	3	3	7	4	6	6	8	9	10	10	10	12
Velocidad de agua (m/s)	0,60	1,00	0,50	1,30	1,10	1,20	0,90	0,90	0,90	1,20	1,10	1,20
6 Filas — Calor Total (kcal/h)	7.219	11.030	14.102	17.910	22.056	24.816	28.746	30.982	36.081	44.375	45.523	53.817
Calor Sensible (kcal/h)	5.301	8.039	10.447	13.191	16.077	18.350	21.111	23.175	26.493	32.276	32.846	39.599
Factor de calor sensible	0,73	0,73	0,74	0,74	0,73	0,74	0,73	0,75	0,73	0,73	0,72	0,74
Calor latente (kcal/h)	1.918	2.990	3.655	4.719	5.979	6.466	7.635	7.809	9.588	12.100	12.677	14.217
TBS a la salida (C)	12,80	12,60	13,00	12,80	12,60	12,90	12,80	13,20	12,80	12,50	14,40	12,80
TBH a la salida (C)	11,80	11,60	12,00	11,80	11,60	11,90	11,80	12,20	11,80	11,50	12,60	11,80
Flujo de agua (m3/h)	1,30	2,00	2,50	3,20	4,00	4,50	5,20	5,60	6,50	8,00	8,20	9,80
ΔP de agua (m/s)	2,30	3,30	1,30	1,70	3,10	1,30	2,00	0,80	2,00	3,60	3,70	1,60
Numero de tubos por fila	3	4	7	8	8	12	12	18	15	15	15	24
Velocidad de agua (m/s)	0,99	1,14	0,83	0,90	1,10	0,90	1,00	0,70	1,00	1,20	1,30	0,90

Nota: Las cifras anteriores se basaron en los siguientes datos: Tbs a la entrada : 26,7 ° C, Tbh a la entrada: 19.4 ° C, T del agua a la entrada: 6.7 ° C Tdel agua a la salida: 12.2 ° C, Número de aletas por pulgada: 8, Velocidad de giro en la bobina: 2.5 m / s

Fuente: (Citado 14 de Abril de 2011). En línea. Disponible en internet. http://pdf.archiexpo.es/pdf/johnson-controls-55421.html.

La unidad manejadora seleccionada, para suplir los requerimientos del sistema, es el modelo **YG10**, con **6 filas** de serpentines.

Capitulo 11

SUBSISTEMAS AUXILIARES

11 SUBSISTEMAS AUXILIARES.

Los subsistemas auxiliares son los encargados del manejo y distribución del flujo de fluidos en la refrigeración y el aire acondicionado. Estos subsistemas se clasifican en:

- **Sistemas de distribución de aire:** Ductos, ventiladores, rejillas y difusores.

- **Sistemas de distribución de refrigerante:** Tuberías, bombas y válvulas.

Para comprender el funcionamiento de los sistemas auxiliares se requiere un análisis previo de los principios básicos del flujo de fluidos.

11.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DEL FLUJO DE FLUIDOS

Para el diseño y/o selección de los componentes en los sistemas auxiliares, los principios básicos del flujo de fluidos son fundamentales para resolver los problemas principales tanto de pérdidas de presión en ductos y tuberías como los requerimientos de potencia en bombas y ventiladores. Estos principios básicos del flujo de fluidos son:

11.1.1 Principio de conservación de masa. El paso de flujo a través de las tuberías y ductos en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado en general se efectúa bajo condiciones llamadas de flujo estacionario o flujo permanente.

La condición de flujo estacionario o permanente se refiere a que el flujo es igual en cualquier punto de la sección transversal del tubo o ducto, independiente de su forma de sección transversal. La relación gobernada por el flujo estable en un ducto es la conservación de masa, para un flujo unidimensional a través de un ducto el flujo másico en dos secciones transversales 1 y 2 es dada por:[92]

[92] PITA Edward. “Acondicionamiento de aire principios y sistemas” 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.215.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$
$$\rho_1 \,.\, A_1 \,.\, V_1 = \rho_2 \,.\, A_2 \,.\, V_2 \qquad (11.1)$$

Para efectos prácticos el flujo de aire se considera incompresible ya que su densidad no varía significativamente (a unas condiciones dadas de altura sobre el nivel del mar). La ecuación de continuidad para un flujo estacionario e incompresible es:

$$\dot{Q} = A \,.\, V$$
$$A_1 \,.\, V_1 = A_2 \,.\, V_2 \qquad (11.2)$$

Donde:

$\dot{Q}$ = Flujo volumétrico del fluido

A_1, A_2 = área de la sección transversal del tubo o ducto en 2 puntos cualquiera, 1 y 2.

V_1, V_2 = velocidad del fluido en 2 puntos cualquiera, 1 y 2.

11.1.2 Principio de conservación del flujo de energía. Para un flujo estable adiabático, sin fricción, la energía contenida cuando este se mueve dentro de un tubo o ducto es la suma de la energía asociada con su velocidad, presión y su elevación representada con la ecuación de Bernoullí.

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + z = constante\,[m] \qquad (11.3)$$

Aunque la ecuación se deriva de condiciones de flujo ideales constantes, puede ser empleada para analizar el flujo de un sistema real de ductos. En términos de altura, la relación de la resistencia del fluido entre 2 puntos de la sección (ver figura 277) está representada por la siguiente ecuación:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \Delta H_{t,1-2}, \quad (m)$$
$$\left(\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}\right) + \left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma}\right) + (z_2 - z_1) = H_p - H_f, \quad (m)$$

$$H_p - H_f = \left(\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}\right) + \left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma}\right) + (z_2 - z_1), \quad (m)$$

$$H_p - H_f = (H_{V1} - H_{V2}) + (H_{S2} - H_{S1}) + (H_{Z2} - H_{Z1}), \quad (m)$$

$$H_p - H_f = \Delta H_S + \Delta H_v + \Delta H_z, \quad (m) \qquad (11.4)$$

Donde:

H_p=Cabeza de presión agregada producto de la bomba o el ventilador

H_f = Cabeza de pérdidas de carga

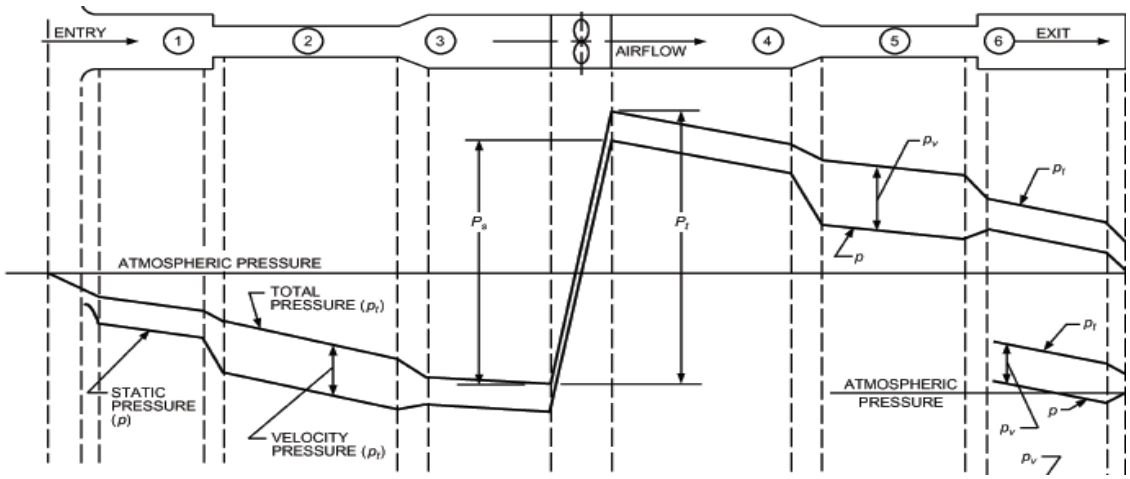
H_s= Cabeza de presión estática

H_v=Cabeza de presión de velocidad

H_z=Cabeza de presión de elevación

La ecuación expresada en términos de altura o cabezas de presión, entre dos puntos de la sección de un tramo de tubo o ducto está representada en la ecuación 11.4.

Figura 277. Perfil de cargas en el sistema de ductos.

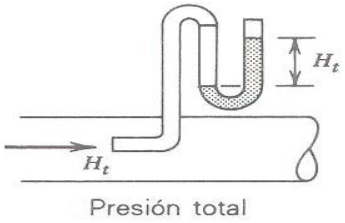


Fuente: ASHRAE Handbook; Fundamentals 2009 pg. 21.5.

11.1.2.1 Medición de las cabezas de presión total, estática y de velocidad en in de agua. La cabeza de presión total está comprendida por la cabeza de presión estática más la cabeza de presión dinámica de un flujo en

movimiento o presión de velocidad.

Figura 278. Cabeza de presión total



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed en español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.222.

Las cabezas de presión estática y dinámica se definen como:

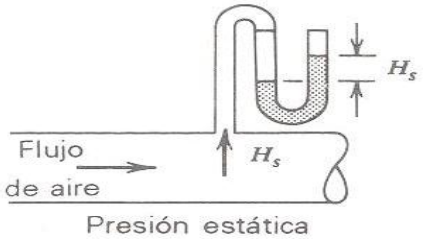
- **Presión estática** (H_s): Es la presión que tiene el fluido en reposo. (ver figura 279) y se determina con la ecuación 11.5.

$$H_s = \frac{P}{\gamma} \qquad (11.5)$$

Donde:

P= Presión ejercida por un liquido (agua)
Y=Peso especifico del agua

Figura 279. Cabeza de presión estática



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.222.

- **Presión de la velocidad** (H_v): Es la presión medida al flujo del fluido (ver figura 280) y se determina mediante la ecuación 11.6.

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \qquad (11.6)$$

Donde:

V= Velocidad del fluido.

g=Constante gravitacional.

La cabeza de velocidad en ft de aire se puede expresar en cabeza equivalente de in de agua teniendo en cuenta:

$$\frac{V^2}{2g}.\gamma_a = H_v.\gamma_w$$

$$\frac{\left(V\frac{ft}{min}.\frac{1min}{60sg}\right)^2}{2.32{,}2\ ft/s^2}.\frac{12in}{1ft}.1{,}204\frac{kg}{m^3} = H_v.1000\frac{kg}{m^3}$$

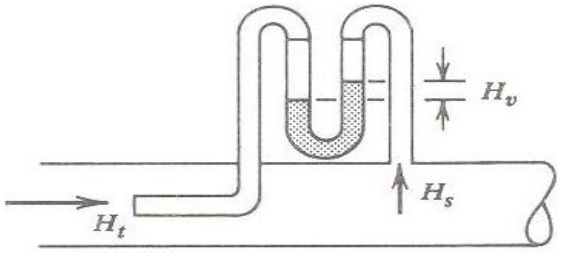
$$V = 4005\sqrt{Hv}$$

A modo practico si se tienen unidades de ft/min y in de agua se utiliza la ecuación 11.7, y si se tienen unidades de m/s y Pa de utiliza la ecuación 11.8.

$$Hv = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 \qquad (11.7)$$

$$Hv = 0{,}602(V)^2 \qquad (11.8)$$

Figura 280. Cabeza de presión de velocidad



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.222.

11.1.3 Recuperación estática. La recuperación estática se refiere al aumento o disminución de la presión estática en la dirección del flujo dentro de un ducto cuando la velocidad disminuye o aumenta, se observara primero la ecuación de energía entre 2 puntos para entender este concepto.

$$H_{S1} + H_{V1} = H_{S2} + H_{V2} + H_{f1-2} + H_{fac}$$

La finalidad de la recuperación estática es que la presión estática del punto 1 sea prácticamente igual a la Presión estática del punto 2 por lo tanto la ecuación se convierte en:

$$H_{V1} - H_{V2} = H_{f1-2} + H_{fac}$$
$$\left[\frac{V_1}{4005}\right]^2 - \left[\frac{V_2}{4005}\right]^2 = H_{f1-2} + H_{fac}$$

Debido a que es algo tedioso calcular las perdidas en accesorios iterando para diferentes valores de $V_{2,}$ se han realizado estudios donde se define R como el factor de recuperación el cual depende de la forma en que cambia la velocidad. La recuperación real de presión estática (RPS) es por lo tanto:

$$H_{f1-2} = R\left(\left[\frac{V_1}{4005}\right]^2 - \left[\frac{V_2}{4005}\right]^2\right) \quad \textbf{(11.9)}$$

Para cambios razonables de velocidad se logran factores de recuperación de 0.7 a 0.9.

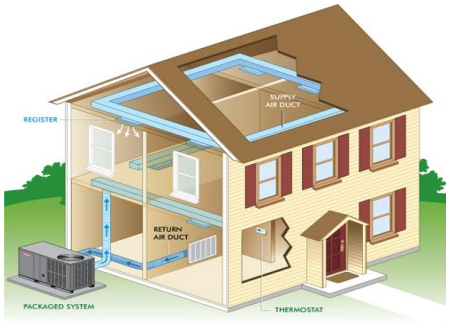
11.2 Sistemas de distribución de aire

El sistema auxiliar de distribución de aire es el encargado de recoger el aire de retorno del cuarto, llevarlo hasta la unidad de tratamiento donde debe alcanzar las condiciones necesarias para impulsarlo nuevamente al cuarto (ver figura 281).

Este sistema de transporte y distribución de aire por el sistema está compuesto por:

- Ductos.
- Rejillas y Difusores.
- Ventiladores.

Figura 281. Sistema de transporte de aire.



Fuente: Empresa FRIOLUX, sistemas ROOFTOP MILLER, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.friolux.com.ar/sistemas%20rooftop.htm

11.2.1 Ductos. En los sistemas de refrigeración y aire acondicionado se emplean ductos tanto para suministro de aire como para el retorno del mismo garantizando unas condiciones de confort. Antes de seleccionar los ductos indicados hay que analizar algunos aspectos importantes que se deben tener en cuenta como su:

- Clasificación.
- Perdidas de carga.
- Criterios de diseño de ductos.

11.2.1.1 Clasificación. Los ductos empleados para los sistemas de refrigeración y aire acondicionado se pueden calificar según:

- **Su forma de sección transversal**: Según su forma de sección transversal los ductos pueden ser circulares; rígidos o flexibles, rectangulares, y ovalados.

- **Su presión y velocidad.** Los sistemas de ductos de impulsión y retorno se clasifican atendiendo a la velocidad y presión del aire dentro del conducto. Según la SMACNA (SHEET METAL AND AIR CONDITIONING CONTRACTORS' NATIONAL ASSOCIATION) los ductos para distribución de aire se clasifican como se indica en la tabla 42.

Tabla 42. Clasificación por SMACNA para los ductos de aire.

CLASIFICACIÓN PARA LOS DUCTOS DE AIRE EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN Y VELOCIDAD				
Clase	Clase de sello	Tipo de presión	$P_{máxima}$ (Pa)	$V_{máxima}$ (m/s)
B_1(baja)	C	Pos/Neg	150(1)	10
B_2(baja)	C	Pos/Neg	250(1)	12,5
B_3(baja)	C	Pos/Neg	500(1)	12,5
M_1(media)	B	Pos/Neg	750(1)	20
M_2(media)	A	Pos	1000(2)	20
M_3(media)	A	Pos	1500(2)	>10
A_1(alta)	A	Pos	2500(2)	>10

Fuente: HVAC duct construction standards metal and flexible SMACNA 2ed u.s.a.1995

- **Su material de construcción y aislamientos.** Para la construcción de ductos en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado existe una variedad de materiales con características específicas para determinada aplicación. La SMACNA "American Sheet Metal Air Conditioning Contractors' National Association "hace recomendaciones sobre las aplicaciones, ventajas y desventajas de los diferentes materiales empleados en la fabricación de ductos. Estas recomendaciones se encuentran en la tabla 43.

  Para evitar las ganancias de temperatura y los ruidos excesivos en los ductos, estos generalmente se fabrican de materiales aislantes como la

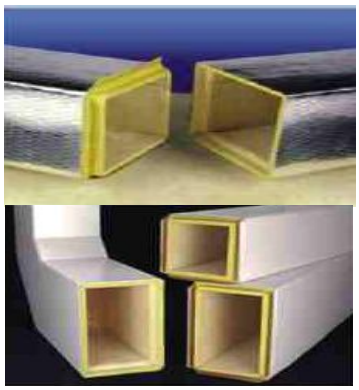
fibra de vidrio, pero cuando las condiciones de instalación y lugar me condicionan a utilizar materiales no aislantes como lamina galvanizada o acero inoxidable entre otros, estos pueden estar recubiertos interna y externamente por materiales aislantes con propiedades termoacústicas como los que se muestran en la tabla 44.

Tabla 43. Clasificación de materiales para los ductos de aire

Clasificación para los ductos de aire según su material de construcción			
Material	**Aplicación**	**Ventajas**	**Limitaciones**
Acero galvanizado	Usado para sistemas de mayor manejo de aire	Alta resistencia Rigidez Durabilidad	Soldabilidad Pintura Peso Resistencia a la corrosión
Acero de carbono	Chimeneas, ductos de extracción para cocinas	Alta resistencia Durabilidad Disponibilidad Posibilidad de pintar Soldabilidad	Resistencia a la corrosión Peso
Aluminio	Conductos de aire cargado de humedad.	Peso Resistencia a la humedad	Soldabilidad Expansión térmica Costo
Acero inoxidable	Ductos para sistemas de escape para cocinas (extracción de humos)	Resistencia a la corrosión por humedad y la mayoría de los productos químicos	Costo Disponibilidad
Fibra de vidrio	Ductos de baja presión en el aire	Peso Aislamiento térmico Cualidades acústicas	

Fuente: HVAC duct construction standards metal and flexible. SMACNA. 2ed. U.S.A. 1995.

Tabla 44. Aislantes termoacústicos

Aislantes	Descripción	Usos
	Lamina rígida de alta densidad fabricada en fibra de vidrio. Pueden estar recubiertos en la cara exterior y/o inferior de aluminio reforzado con hilos de vidrio y papel kraft, o película vinilica blanca reforzada con hilos de vidrio y papel kraft,	Sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado que operan a velocidades de 2400 ft/min y temperaturas menores a 121º C. Ofrece máxima eficiencia acústica y térmica y no permite la corrosión.

	Aislamiento termoacústico flexible con una capa no flameable de color negro adherible a una de sus caras	Indicado para operar en el interior de ductos de aire acondicionado con velocidades de flujo variable gracias a su capa adherible que evita la erosión de la fibra de vidrio. Para temperaturas de hasta 121ºC (250ºF).
	Ducto flexible aislado con fibra de vidrio Esta formado por un alambre de acero en espiral, laminado en poliéster y recubierto por una capa de aislante de fibra de vidrio.	Es ideal para ramificaciones en el aire acondicionado a temperaturas no mayores de 121°C (250°F).
	Aislamiento termoacústico flexible de fibra de vidrio fabricado en rollos y con recubrimiento de aluminio	Se emplea como aislamiento termoacústico exterior para ductos de aire acondicionado y sistemas de calefacción

Fuente: Empresa GLASSFIBER, aislantes, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet:http://www.glassfiber.com/index.php?option=com_content&task=view&id=12&Itemid=27

11.2.1.2 Pérdidas de carga. Las pérdidas por carga en los ductos se ven representadas en:

- Perdidas por fricción en tramos rectos.

- Perdidas por fricción en accesorios.

- **Pérdidas por fricción en tramos rectos**. Las pérdidas de carga por rozamiento o fricción se producen a lo largo de toda la extensión lineal del conducto. Estas pérdidas por fricción son una resistencia al flujo de fluido por efecto principalmente de la viscosidad del fluido y la rugosidad del ducto. La caída de presión debida a la fricción está dada por:

$$H_f = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} = f\frac{L}{D}\frac{\left(\frac{G}{A}\right)^2}{2g} = f\frac{L}{D^5}\frac{8G^2}{\pi^2 g} \qquad (11.10)$$

Las caídas de presión se expresan en valores de pérdidas de la presión total por unidad de longitud del conducto considerado, (Pa/m) ó (in H_2O/100ft).

$$\frac{H_f}{L} = \frac{f\,8G^2}{\pi^2 g\,D^5} \qquad (11.11)$$

El cálculo de pérdidas mediante la formulación es algo complicado, por lo que se ha plasmado en forma de graficas para ciertas condiciones dadas establecidas por ASHRAE (ver anexo C figura C1) como:

- Geometría: Circular.
- Tipo de material: acero galvanizado.
- Rugosidad absoluta: (0,0003 ft o 0,09mm).
- Densidad del aire: 0,075 lb/ft^3 (1.204 kg /m^3).
- Temperatura: entre 50 ° F a 140 ° F (10 C a 60 C).
- Altitud: hasta 2000 ft (600 metros).

Cuando las condiciones establecidas del sistema de ductos son diferentes a las señaladas por ASHRAE se hace necesario emplear factores de corrección. Básicamente existen tres factores a corregir:

- **Densidad del aire:** Cuando el aire trabaja a grandes altitudes o cuando se manejan altas temperaturas se debe aplicar un factor de corrección debido a que las condiciones de densidad del aire varían. El factor de corrección por densidad se puede expresar con la siguiente ecuación.

$$C = \left(\frac{\rho_r}{\rho_s} \right)^{0,9}$$
$$\Delta P_r = C.\Delta P_s \qquad (11.12)$$

Donde:

$\rho_r, \rho_s =$ densidad del aire real y estándar

$\Delta P_r, \Delta P_s =$ Pérdida real de presión y estándar

Aunque para modos prácticos existen graficas para realizar la corrección por temperatura y altura sobre nivel del mar proporcionado por SMACNA (ver anexo C figura C2)

- **Rugosidad del ducto:** Cuando las condiciones del local como la humedad, corrosión, temperatura limitan el material a emplear se debe aplicar un factor de corrección. Este factor se determina mediante una tabla construida en función de la rugosidad absoluta del material consignada en el anexo C, figura C3.

  Los valores de rugosidad absoluta de los materiales empleados comúnmente en la fabricación de ductos para los sistemas de refrigeración y aire acondicionado son proporcionados por la ASHRAE (ver anexo C tabla C1)

- **Forma del conducto:** Debido a que las graficas están fabricadas para ductos rígidos de sección circular Cuando hay que emplear ductos flexibles, ovalados o rectangulares, por facilidad de construcción, estética y/o aprovechamiento de espacio, se debe encontrar el diámetro redondo equivalente a la nueva sección.

El diámetro del ducto redondo equivalente se define como el diámetro que tendría un conducto no circular que conduciendo el mismo caudal y teniendo el mismo coeficiente de fricción ocasionaría las mismas perdidas de fricción por unidad de longitud.

A continuación se explican cada una de las correcciones de forma.

- **Ductos flexibles:** las pérdidas en los ductos flexibles cambian si estos no están totalmente estirados. Para ductos extendidos el 70%, las pérdidas de presión puede ser de tres a nueve veces mayores que los de una completamente extendida. Este factor de corrección es proporcionado por la ASRHAE mediante graficas (ver anexo C figura C4).

- **Ductos ovales:** De igual manera cuando se emplean ductos ovales se obtiene la siguiente ecuación para el diámetro redondo equivalente (D_{eq})

$$D_{eq} = 1{,}55\frac{A^{0,625}}{P^{0,25}}$$
$$A = \frac{b^2}{4} + b(a-b) \qquad (11.13)$$
$$P = b + 2(a-b)$$

Esta ecuación es válida para ductos ovales con relación de forma (lado grande(a) / lado pequeño (b)) de 2 a 4 y está representado mediante tablas por ASHRAE para facilitar su determinación (ver anexo C tabla C2).

- **Ductos rectangulares:** Cuando los ductos son rectangulares se obtiene la siguiente ecuación para el diámetro redondo equivalente (D_{eq}.)

$$D_{eq} = 1{,}3\frac{(a\,.\,b)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \qquad (11.14)$$

El diámetro equivalente para el conducto rectangular con una relación de forma (lado grande (b) / lado pequeño (a)) menor o igual que 8, (aconsejándose escoger la sección de menor relación de forma posible) está representado mediante tablas por la ASRHAE para facilitar su determinación (ver anexo C tabla C3).

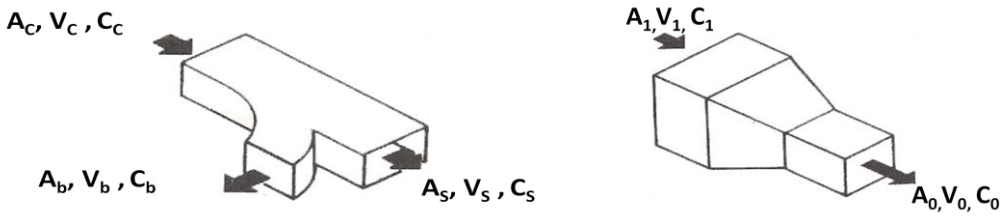
- **Pérdidas en accesorios:** Denominadas también perdidas dinámicas, correspondientes a las pérdidas ocasionadas en aquellos puntos o tramos donde el flujo sufre perturbaciones de velocidad por cambios de direcciones, obstrucciones, cambio del área transversal o ramificaciones del flujo producto de los accesorios del sistema. Las perdidas dinámicas se pueden representar con la siguiente ecuación.

$$H_f = C.H_v = C\left(\frac{V}{4005}\right)^2 \qquad (11.15)$$

El coeficiente de pérdidas (C) es una constante para cada accesorio en particular los accesorios se pueden clasificar en:

- **Acoplamientos o conexiones:** Codos, Transiciones, Conectores, derivaciones.

Figura 282. Acoplamientos y conexiones de flujo dividido y unitario.



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed en español México, D.F. Editorial continental. 1994.

- **Obstrucciones:** filtros, ventiladores, Dampers.

La ASHRAE a numerado o codificado los diferentes accesorios para estandarizar la combinación entre su función, geometría y categoría en las tablas de los coeficientes de perdidas dinámicas (ver anexo C tabla C4).

La ASHRAE proporciona valores del coeficiente de perdidas C para diferentes accesorios en los anexos C se presentan algunos en las figuras C5,, 6, 7, 8, 9, 10 pero si se requiere información de algunos que no estén en los anexos se pueden dirigir a ASHRAE Handbook, fundamentals 2009.

11.2.1.3 Criterios de diseño de ductos. El propósito del diseño de ductos es suministrar una cantidad específica de aire a una presión establecida hasta los elementos terminales ubicados en el espacio a acondicionar, con el fin de garantizar retirar las cargas impuestas por este. Para diseñar el sistema de ductos adecuado capaz de garantizar las condiciones de confort requeridas se deben tener en cuenta ciertas consideraciones como:

- Nivel de ruido.
- Costos.
- Fugas.
- Dimensionamiento de ductos.
- **Nivel de ruido:** Para garantizar un nivel bajo de ruido a través de los sistemas de ductos de aire se debe:

- **Controlar la velocidad del aire**: Para garantizar niveles de ruido aceptables la ASHRAE recomienda velocidades de diseño según la aplicación y ubicación en los sistemas considerados de baja velocidad (ver anexo C tabla C5).

Para estructuras comerciales que requieren altos flujos de aire (ya que reduce drásticamente el tamaño de los ductos) los cuales producen altos niveles de ruido el cual se debe controlar por medio de silenciadores y aislantes acústicos.

- **Utilizar ductos hechos o recubiertos de materiales absorbentes de ruido:** Los ductos hechos en fibra de vidrio son efectivos para el control de ruido, los ductos de metal generalmente están recubiertos de fibra de vidrio o materiales aislantes acústicos o termoacústicos que ayudan atenuar las ondas sonoras.

- **Evitar restricciones drásticas:** Se deben evitar cambios bruscos de sección

- **Fugas:** El sistema de ductos deben estar libre de fugas, especialmente cuando los ductos estas ubicados por fuera del espacio acondicionado debido a que se produce una pérdida de carga proporcional al volumen de la fuga, por lo que se deben realizar pruebas de hermeticidad en los ductos antes de su instalación.

  Las fugas en los conductos rectangulares varía considerablemente en función de su construcción, espesor del material. Las conexiones y costuras recomendadas por SMACNA para la construcción y fabricación de ductos rectangulares son:

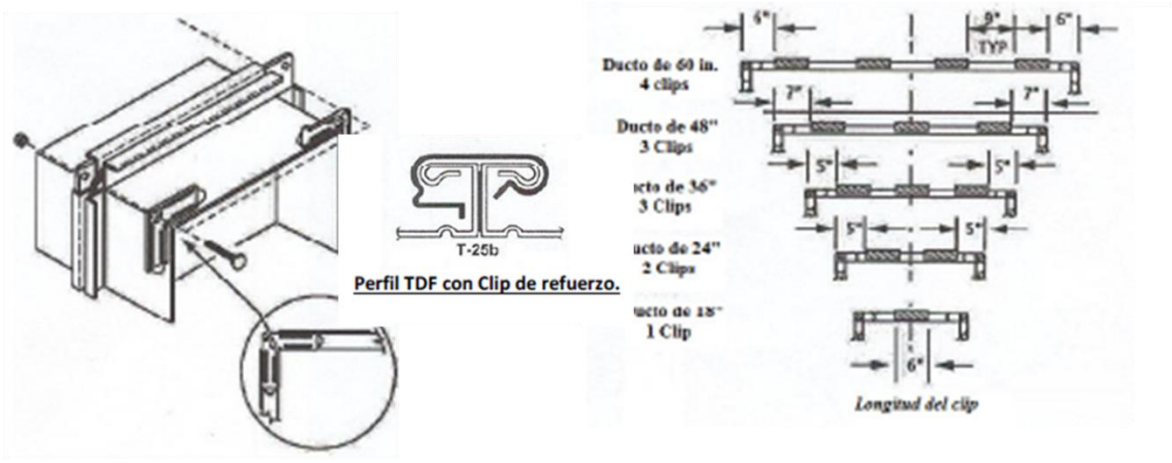
- **Conexiones:** Se presentan dos tipos de conexiones, conexiones de S/D (Sencilla o doble) y conexiones TDF (transversal-duct-flange) o con bridas.

Figura 283. Conexiones S/D



Fuente: SMACNA HVAC systems-duct design. 1990

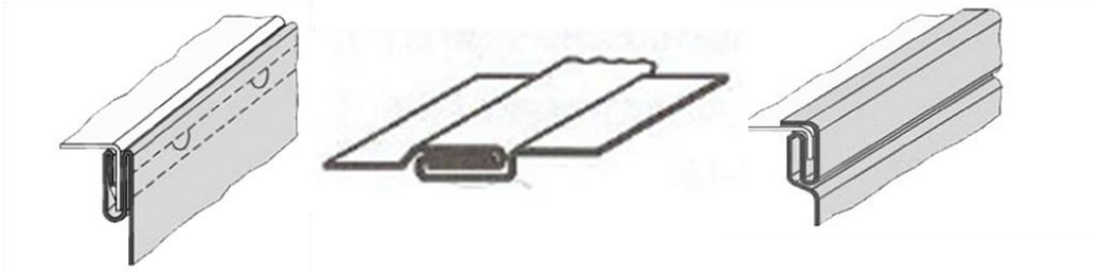
Figura 284. Conexiones TDF



Fuente: SMACNA HVAC systems-duct design. 1990

- **Costuras**: Las costuras o sierres a presión en los ductos son: BUTTON PUNCH SNAP LOCK SEAM, GROVED SEAM (TRABA), PITTSBURGH LOCK SEAM. Estas costuras se representan en la figura siguiente en el orden que se nombraron.

Figura 285. Costuras



Fuente: SMACNA HVAC systems-duct design. 1990

Las fugas admisibles en los diferentes ductos están vistas en los anexos C

tabla C6 y C7 se muestra la clasificación de las fugas en los ductos para datos comunes de construcción y sellado del ducto. Estas fugas se pueden determinar con la siguiente ecuación:

$$C_L = Q / \Delta p_n^{0,65} \qquad (11.16)$$

Donde:

$Q = \text{Flujo de la fuga, (L/s)}$

$C_L = \text{Clase de fuga,} \left(\frac{L}{s.m^2} \right)$

$\Delta p_s = \text{diferencia entre la presión interior y extrior del ducto,} (Pa)$

- **Costos:** La presión total requerida por el sistema y los niveles de ruido aceptables son consideraciones importantes. Aunque desde el punto de vista económico, los ductos deben ser delgados y de poco diámetro; los ductos delgados producen velocidades más altas, niveles más altos de ruido y mayores pérdidas de presión total. Por lo tanto, debe llegarse a un punto razonable entre el costo inicial y el costo de operación.

11.2.1.4 Método de diseño de ductos. Existen diferentes métodos para el dimensionamiento de ductos. Si se utiliza el método adecuado se puede obtener un sistema de ductos razonablemente silencioso que no requiera demasiados ajustes para lograr proporcionar las condiciones requeridas de confort. Los métodos más utilizados son:

- Método de diseño de ductos de alta velocidad o Método de recuperación estática.

- Método de diseño de ductos de baja velocidad o método de pérdida de carga constante.

- **Método de diseño de ductos de baja velocidad o método de pérdida de carga constante:** Este método se emplea en diseños de baja velocidad

donde se utilicen conductos de impulsión, retorno y extracción de aire 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 todo el sistema.

Para los sistemas de impulsión, retorno y extracción la ASHRAE proporciona valores estimados de pérdidas de presión aceptables para diferentes zonas (ver anexo C tabla C), O se puede hacer uso también de las velocidades recomendadas vistas en la tabla 42. Para determinar las pérdidas de carga en sistemas de baja velocidad se siguen los siguientes pasos:

- Determinar los CFM que circulan por el ducto principal y los CFM entregados en cada uno de los tramos.

- Seleccionar una velocidad de diseño para la salida del ventilador, en función de la restricción por nivel de ruido en el conducto principal que sigue a la impulsión desde la UM usando las velocidades recomendadas por la ASHRAE para sistemas de baja velocidad.

- Una vez elegida la velocidad, y partiendo del caudal de aire total a suministrar, (primero para el ducto principal) se determina tanto la pérdida de carga unitaria (que debe mantener constante en todos los conductos), como el diámetro.

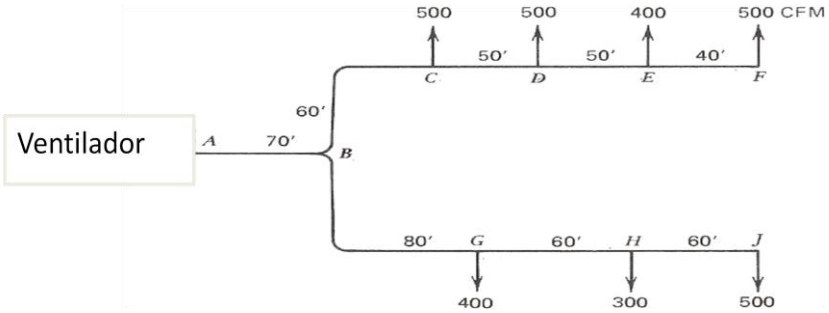
- Se hacen las correcciones necesarias para las condiciones de diseño (rugosidad, forma, densidad).

- Una vez dimensionado el ducto principales, se determinarán los tramos secundarios que conducen el aire hasta las bocas de impulsión. Estos tramos se calculan tomando las mismas perdidas por unidad de longitud del ducto principal.

EJEMPLO 1:

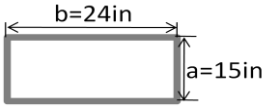
Calcular el tamaño de la sección de ductos para el sistema que aparece en la figura, empleando el método de diseño de igual fricción. Usar ductos rectangulares. El sistema de servicio a una construcción industrial con un espacio de 16 in en el cielo raso.

Figura 286. Diseño de ductos de baja velocidad



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.252.

Solución:

Proceso	Ecuación	Valor
Determinar los CFM que circulan por cada tramo	CFM	**CFM**$_{AB}$=3100, **CFM**$_{BC}$=1900 **CFM**$_{CD}$=1400, **CFM**$_{DE}$=900 **CFM**$_{EF}$=500, **CFM**$_{BG}$=1200 **CFM**$_{GH}$=800, **CFM**$_{HJ}$=500
Seleccionar la velocidad de diseño recomendada para construcciones industriales.	Tabla 16.	**V=**1400 ft/min
Determinar la pérdida de carga unitaria para el sistema. En base a los datos del ducto principal.	Figura 1.	H_f /L=0,13 (in H_2 O / ft)
Determinar el diámetro equivalente del ducto principal.	Figura 1.	D=20,5(in)
Se hacen correcciones de forma de ducto circular a rectangular:	Tabla 4	
Repetir el proceso para cada tramo tomando la misma perdida por unidad de longitud y los CFM del paso 1		**Tabla de resultados**

RESUMEN DE LOS RESULTADOS				
Sección	CFM	V, ft/min	D_{eq}	b x a
AB	3100	1240	20,5	24 x 15
BC	1900	1140	17	20 x 12
CD	1400	1050	15	16 x 12
DE	900	900	12,5	16 x 9
EF	500	889	10	9 x 9
BG	1200	1029	14	14 x 12
GH	800	914	12	14 x 9
HJ	500	889	10	9 x 9

- **Método de diseño de ductos de alta velocidad o Método de recuperación estática:** Este método se usa para diseñar sistemas de alta velocidad, con más de 2500 a 3000 ft/min y sistemas VAV. Normalmente no se utiliza para los sistemas de aire de retorno. Este método consiste en dimensionar el ducto reduciendo las velocidades en cada sección de modo que el aumento resultante de presión estática sea la suficiente para compensar las pérdidas por rozamiento de la sección siguiente del conducto. Por lo tanto, la presión estática es la misma en cada unión del tramo principal. Este sistema es de alta velocidad, de modo que se deben emplear dispositivos para atenuar el ruido.

  Para diseñar un sistema de ductos de alta velocidad se deben seguir los siguientes pasos:

  - Selecciona una velocidad alta en la sección inicial (mirar en la grafica de perdidas por rozamiento las altas velocidades recomendadas para los CFM requeridos)

  - Con la velocidad y los CFM a suministrar conocidos se determina tanto la pérdida de carga unitaria como el diámetro del ducto principal.

  - Se realizan las correcciones necesarias para el ducto principal

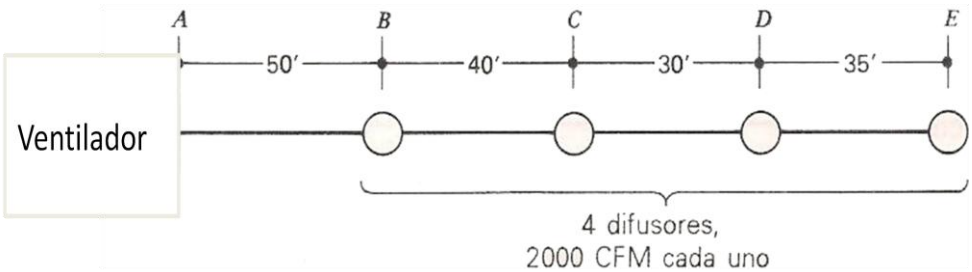
- Se reduce la velocidad en el tramo siguiente logrando que la ganancia de presión estática sea proporcional a la perdida por fricción. (para las perdidas dinámicas en las conexiones se supone un factor de recuperación de 75%, no habrá recuperación total).

- Al igual que el primer tramo se determinan las dimensiones de los tramos siguientes buscando equilibrar las pérdidas de fricción con la recuperación estática:

Ejemplo 2:

Calcular los tamaños de los ductos para el sistema que aparece en la figura empleando ductos redondos.

Figura 287. Diseño de ductos de alta velocidad



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.254.

Solución:

Proceso	Ecuación	Valor
Selecciona una alta velocidad en el tramo principal AB. Determinar la Hf y el diámetro	Tabla 2 figura 1 $H_f = H_f / L * L$	**V=3200 ft / min** H_f /L=0,6 in H_2 O /100 ft H_f=0,6*50/100=0,3 in H_2 O D=21,4 in
Suponer una velocidad en el tramo BC algo menor que la del tramo principal que produzca una pérdida de presión equivalente a la recuperación estática.	figura 1 $H_f = H_f / L * L$	**V=2600 ft/min** H_f /L=0,422 in H_2 O /100 ft H_f=0,422*40/100=0,168 in H_2 O
Determinar el diámetro del tramo BC.	figura 1	D=20,6 in
Repetir el proceso para cada tramo logrando que la recuperación estática sea proporcional a la perdida por fricción		**Tabla de resultados**

Tablas de resultados							
Tramo	CFM	V, ft/min	D_{eq} in	Hf/L in de agua/100ft	Longitud, ft	Hf in de agua	R in de agua
AB	8000	3200	21,4	0,6	50	0,3	
B BC	6000	2600	20,6	0,422	40	0,168	0,162
C CD	4000	2150	18,5	0,333	30	0,099	0,099
D DE	2000	1700	14,7	0,281	35	0,098	0,1

11.2.2 Difusores y rejillas. El aire usualmente llega a los elementos terminales a una velocidad mucho mayor que la aceptable. La función de estos dispositivos es proporcionar aire de tal manera que se pueda:

- Contrarrestar cualquier corriente molesta o efecto radiante.

- Asegurar niveles aceptables de temperatura, humedad, ruido y velocidad del aire.

Para seleccionar los dispositivos adecuados que logren cumplir con sus funciones se debe tener en cuenta:

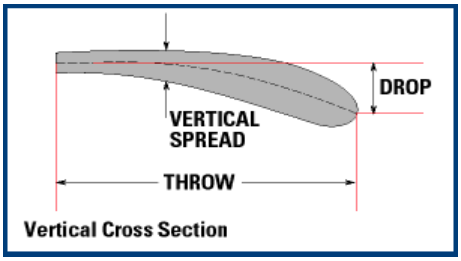
11.2.2.1 Efecto del tiro de aire en el recinto. La proyección del aire desde los elementos terminales está relacionada con su velocidad media en la salida del ducto de suministro de aire (ver figura 288), y está caracterizada por:

- **Tiro (throw):** Distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde su boca de salida hasta un punto donde la velocidad del aire alcanza un valor mínimo

- **Propagación vertical (vertical spread):** Es el ángulo de divergencia de la corriente de aire después de salir de la boca de impulsión. La dispersión vertical.

- **Caída (drop):** Es la distancia vertical que se desplaza el aire desde la boca de salida hasta el final de su trayectoria de propulsión.

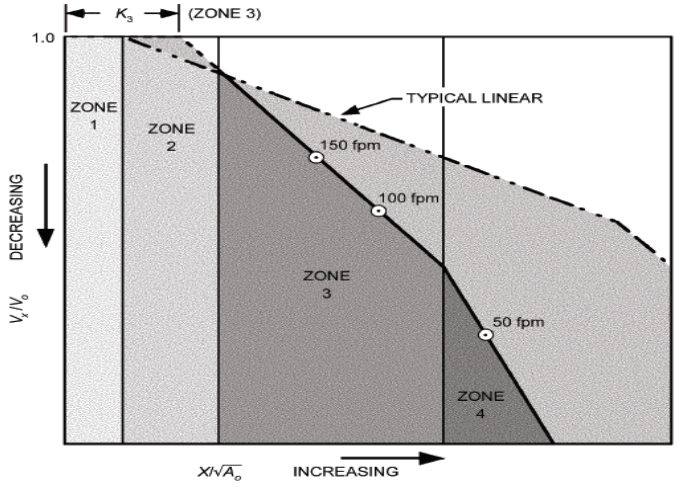
Figura 288. Características del tiro de aire a la salida del elemento terminal



Fuente: AIRGUIDE, Distribución de aire, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.price-hvac.com/Catalog/Engineering_Guide/Air_Distribution.

El chorro libre tiene 4 zonas de expansión (ver figura 289) donde las velocidades son 50(0,25), 100(0,5) o 150(0,75) ft/min (m/s). La zona 3 es la zona más importante en cuanto a distribución de aire en el recinto y en la zona 4 se encuentra la velocidad mínima de tiro. La zona cuatro va hasta el lugar donde la velocidad a decrecido a 50(0,25).

Figura 289. Comportamiento de un chorro de aire isotérmico

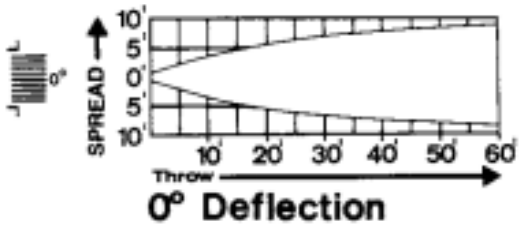


Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009 pg. 20.5

El efecto de tiro varia de igual forma en consecuencia de la deflexión de sus alabes. Un tiro más largo con una propagación vertical baja a ángulos bajos de deflexión y un tiro corto con una propagación vertical grande para alabes de mayor grado de deflexión (ver figuras 290, 291,292).

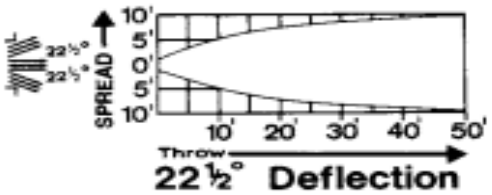
Lograr un buen tiro ó desplazamiento inercial para una aplicación específica es fundamental a la hora de seleccionar el elemento terminal.

Figura 290. Efecto de tiro para alabes a 0° de deflexión



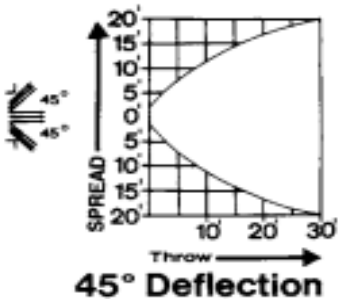
Fuente: AIRGUIDE, Distribución de aire, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.airguidemfg.com/td-1.pdf

Figura 291. Efecto de tiro para alabes a 22.5° de deflexión



Fuente: AIRGUIDE, Distribución de aire, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.airguidemfg.com/td-1.pdf

Figura 292. Efecto de tiro para alabes a 45° de deflexión

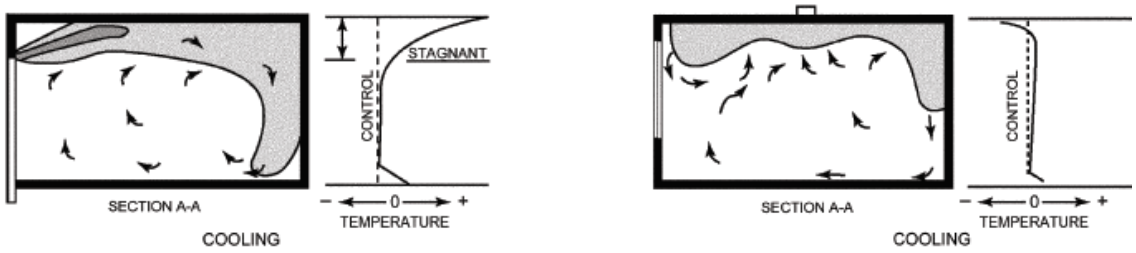


Fuente: AIRGUIDE, Distribución de aire, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: http://www.airguidemfg.com/td-1.pdf

11.2.2.2 Efecto de flujo o tiro en función de la posición del difusor. Según la ubicación del los elementos terminales y el proceso (enfriamiento o colección) el tiro tiene un comportamiento característico. La ASHRAE proporciona una clasificación por grupos desde A hasta D y la analogía de su comportamiento según el proceso, las recomendaciones de los diferentes grupos más importantes son:

- **Grupo A:** Salidas instaladas en o cerca del techo que descargan el aire horizontalmente. Se recomienda para aplicaciones de enfriamiento (ver figura 293).

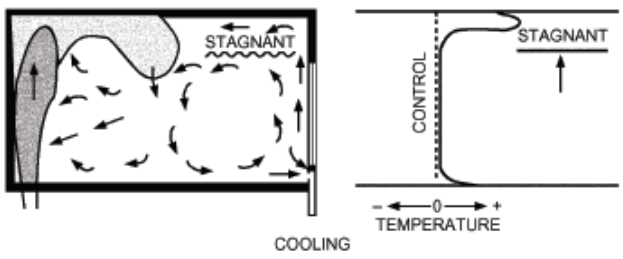
Figura 293 Grupo A, salidas instaladas en o cerca del techo



Fuente: ASHRAE Handbook; Fundamentals 2009 pg. 20.8.

- **Grupo B:** Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire verticalmente en un chorro no dispersante este grupo es recomendado para aplicaciones de enfriamiento (ver figura 294).

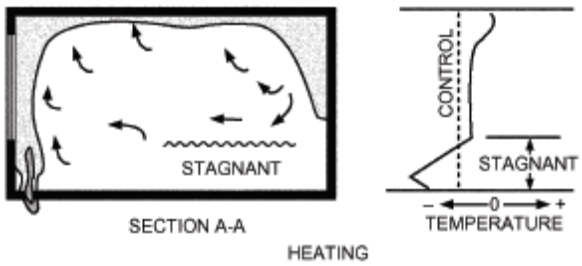
Figura 294 Grupo B, salidas cerca o en el piso que descarga vertical



Fuente: ASHRAE Handbook; Fundamentals 2005. Pg. 20.9.

- **Grupo C:** Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire verticalmente en un chorro dispersante. Se consideran como los mejores para propósitos de calefacción (ver figura 295).

Figura 295 Grupo C, salidas instaladas en o cerca del piso

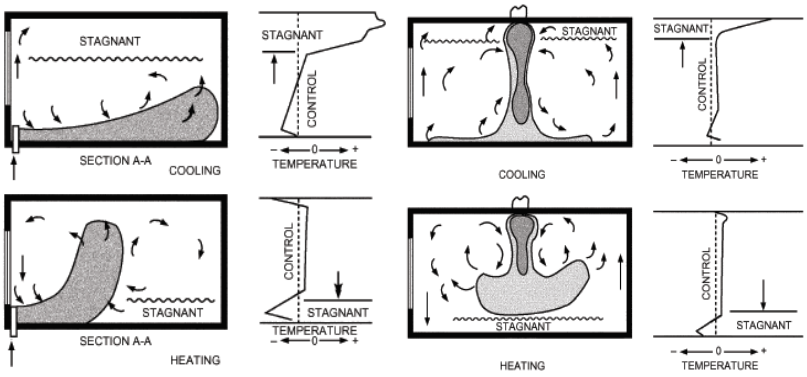


Fuente: ASHRAE Handbook; Fundamentals 2009 pg. 20.9.

- **Grupo D:** Salidas instaladas en o cerca del piso que descargan el aire horizontalmente, usados para propósitos de calefacción y enfriamiento (ver figura 296).

- **Grupo E:** Salidas instaladas en o cerca del techo que proyectan verticalmente el aire hacia abajo, es recomendado para propósitos de calefacción y enfriamiento (ver figura 296).

Figura 296 Grupos D y E instaladas en el piso y techo respectivamente



Fuente: ASHRAE Handbook; Fundamentals 2009.

11.2.2.3 Efecto del ruido. El método usado para controlar del contenido espectral del ruido es el número criterio de ruido (NC) se trata de unas curvas

elaboradas a partir de los contornos de sonoridad y de la capacidad del ruido a interferir en una conversación y se emplean para determinar los límites tolerables de ruido**.** La ASRHAE proporciona los números de criterio de ruido recomendados para diversas aplicaciones el cual se toma como referencia para comparar con el que proporciona el fabricante para determinadas condiciones.

Tabla 45. N.C recomendados por ASHRAE

USO	NC	USO	NC
Residencias	25-30	Bibliotecas y juzgados	35-40
Departamentos	30-35	Teatros	20-35
Hoteles o moteles	30-35	Restaurantes	40-45
Oficinas ejecutivas y salas de convenciones	25-30	Salas de recitales y estudios de grabación	15-20
Oficinas (aéreas abiertas)	35-40	Hospitales y clínicas	25-30
Oficinas (área de maquinas, computadores y circulación)	40-45	Iglesias y escuelas	30-35

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Applications volume

Ejemplo 3.

Seleccionar los difusores de techo de la recepción de un hotel de ancho 40ft por largo 40ft y altura al cielo raso 9ft, el caudal suministrado por el fan coil es de 2000 CFM.

Según su arquitectura se determina la cantidad y ubicación de rejillas en el lugar. Para este caso se decidió instalar cuatro difusores de 4 vías ubicadas como se muestra en la figura 297.

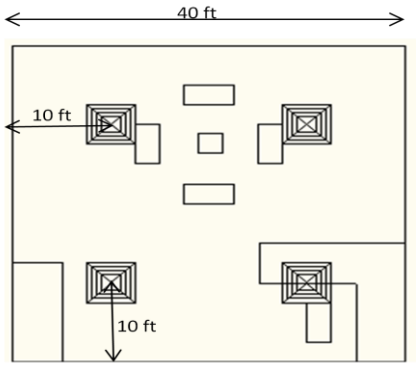
Datos:

Caudal de aire a suministrar = 2000 CFM

Aplicación = Hotel

Volumen = 40ft *40ft*9ft

Figura 297. Selección de los elementos terminales



Fuente: Autores.

Proceso	Ecuación	Resultado
Revisar el nivel de ruido admitido para la aplicación	Tabla 2	30-35
Verificar los ΔT, los máximos CFM por vía y totales dependiendo de la altura del cielo raso	Tabla 1 suministrada por el fabricante	ΔT=25°F $CFM_{por\ vía}$: 400CFM $CFM_{totales}$: 1100CFM
Seleccionar el tamaño de los difusores de 4 vías para los requerimientos de cuarto.	Catalogó AirGuide	Difusor rectangular de cuatro vías de 12 * 12 con un factor de airea Ak=0,87
Comprobar que el tiro proporcionado por el difusor cubra el espacio requerido	Catalogó AirGuide	Tiro=13-19 ft Mayor que el requerido(10ft)

11.2.3 VENTILADORES. El ventilador es una maquina rotativa que transmite energía en forma de presión al fluido que circula por ella; en los sistemas HVAC los ventiladores son necesarios para distribuir el aire por el equipo a través de los ductos, hasta los recintos que deben ser acondicionados. Para poder seleccionar el sistema adecuado se deben estudiar aspectos tales como:

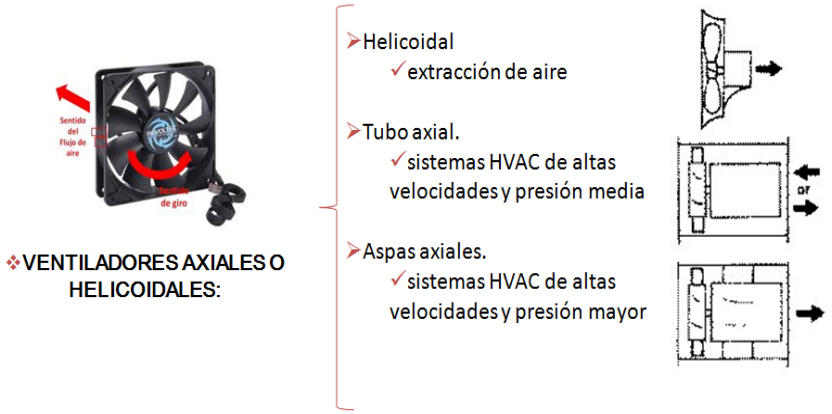
11.2.3.1 Clasificación de los ventiladores. Los ventiladores se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- **Ventiladores axiales o helicoidales.** Estos ventiladores impulsan el aire a lo largo del eje del ventilador y luego sale en la misma dirección. Mueven grandes caudales a bajas presiones lo que los hace ruidosos.

Estos ventiladores se subclasifican según su configuración (ver figura 298).

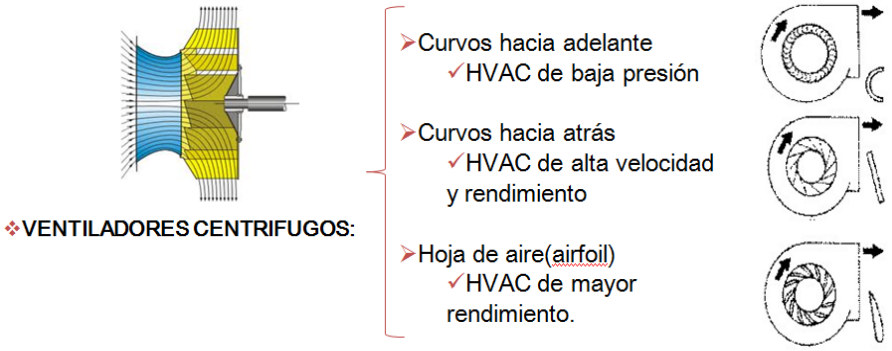
- **Ventiladores centrífugos.** Estos ventiladores impulsan su aire a lo largo del eje del ventilador, y a continuación es desviado de forma radial de dicho eje. Estos ventiladores se subclasifican, según el alabe del rotor (ver figura 299).

Figura 298. Subclasificación de los ventiladores axiales y sus aplicaciones



Fuente: Autores.

Figura 299. Subclasificación de los ventiladores centrífugos y su aplicación.



Fuente: Autores.

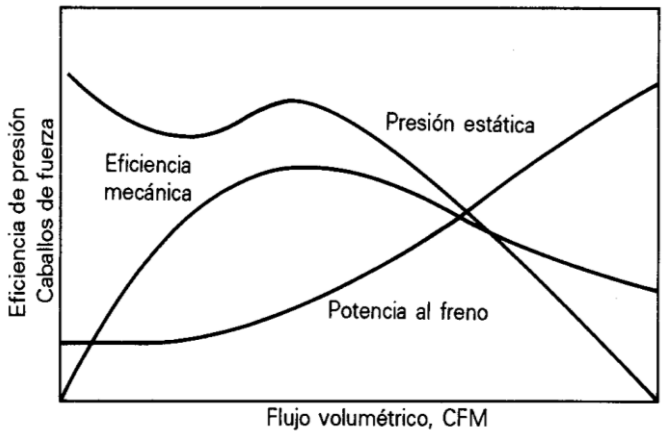
11.2.3.2 Desempeño de los ventiladores. La energía transferida al aire por el ventilador se debe suministrar para vencer las resistencias o pérdidas de carga en el sistema de ductos. Esto se logra mediante el impulsor rotatorio del ventilador, que ejerce fuerza sobre el aire y origina tanto flujo del aire como aumento de presión.

Al flujo volumétrico del aire que sale, y la presión que crea el ventilador se les conoce como características de funcionamiento. Otras características importantes son la eficiencia y la potencia al freno BHP.

Conocer las características del ventilador es necesario para analizar su funcionamiento y poder realizar su selección correcta. Estas características se comprenden mejor cuando se representan en forma grafica. Las figuras 300 y 301 son curvas típicas de de funcionamiento para ventiladores centrífugos con alabes curvados hacia adelante y hacia atrás.

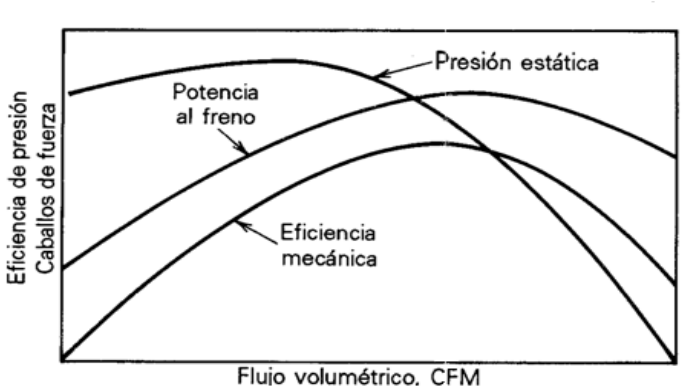
La tabla 46 proporciona una comparación entre los diferentes tipos de ventiladores centrífugos con el fin de comparar sus características fundamentales.

Figura 300. Características típicas de funcionamiento de un ventilador centrifugo con aspas curvas hacia adelante



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.281.

Figura 301. Características típicas de funcionamiento de un ventilador centrifugo con aspas curvas hacia atrás



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. P.282.

Tabla 46. Comparación de los diferentes tipos de ventiladores centrífugos

Ítem	De aletas curvas hacia adelante	De aletas radiales	De aletas curvas hacia atrás
Eficiencia	Mediana	Mediana	Alto
Espacio requerido	Pequeña	Mediano	Mediano
Velocidad para una presión dada	Baja	Media	Alto
Nivel de ruido	Regular	Insatisfactorio	Aceptable

Fuente: MC QUISTON. PARKER: SPIRTER. "Calefacción, ventilación, y aire acondicionado"

Después de seleccionar el ventilador indicado, para un uso determinado, el paso siguiente es determinar el tamaño indicado del mismo. Los fabricantes presentan la capacidad del ventilador con curvas de funcionamiento para diferentes tamaños. Las curvas de funcionamiento permiten visualizar los cambios en la presión estática, potencia y eficiencia. Cada curva de funcionamiento representa el funcionamiento a una velocidad específica y a una determinada densidad del aire. La capacidad de los ventiladores se da en general para aire a condiciones normales 0.075 lb/ft3 y 70°F. Para predecir el funcionamiento de los ventiladores a diferentes condiciones se hace por medio de las leyes de los ventiladores. Las primeras tres leyes de los ventiladores enuncian lo siguiente:

- La capacidad es directamente proporcional a la velocidad del ventilador.

$$\left(\frac{CFM_2}{CFM_1}\right)=\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \qquad (11.17)$$

- La presión es proporcional al cuadrado de la velocidad del ventilador.

$$\left(\frac{H_2}{H_1}\right)=\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \qquad (11.18)$$

- La potencia requerida es proporcional al cubo de la velocidad del ventilador.

$$\left(\frac{BHP_2}{BHP_1}\right)=\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \qquad (11.19)$$

Las otras tres leyes aplicadas usualmente en los ventiladores son

$$\left(\frac{CFM_2}{CFM_1}\right)=\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \qquad \left(\frac{H_2}{H_1}\right)=\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \qquad \left(\frac{BHP_2}{BHP_1}\right)=\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$

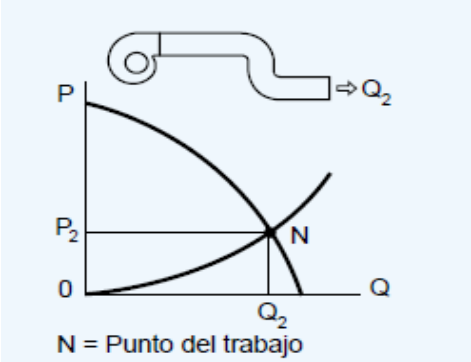
11.2.3.3 Funcionamiento e instalación de los ventiladores en el sistema. El punto de funcionamiento de los ventiladores se determina comparando sus características con las características del sistema de ductos.

Así como se consideran las características de funcionamiento de un ventilador, de igual manera se examinan las características del sistema de ductos (CFM contra la pérdida de presión Hf). La variación de la perdida de presión en un sistema de ductos cuando cambian los CFM se puede determinar mediante la siguiente relación:

$$H_{f2}=H_{f1}\left(\frac{CFM_2}{CFM_1}\right)^2 \qquad (11.20)$$

El punto de intersección de las curvas del ventilador y del sistema es la condición de operación del sistema (ver figura 302).

Figura 302. Punto de funcionamiento del sistema (ducto-ventilador)



Fuente: ESCODA. Salvador. "Manual práctico de ventilación"

En el momento de instalar los ventiladores se debe tener en cuenta que sus perfiles de velocidad no están uniformemente distribuidos a través del ducto de salida, hasta que el aire ha alcanzado cierta longitud denominada longitud efectiva del ducto (ver figura 303). Para hacer el mejor uso de la energía se debe proporcionarse esta longitud la cual está representada por:

$$V_0 > 13 m/s \quad L_e = \frac{V_0 \sqrt{A_0}}{4500} \qquad (11.21)$$

$$V_0 \leq 13 m/s \quad L_e = \frac{\sqrt{A_0}}{350} \qquad (11.22)$$

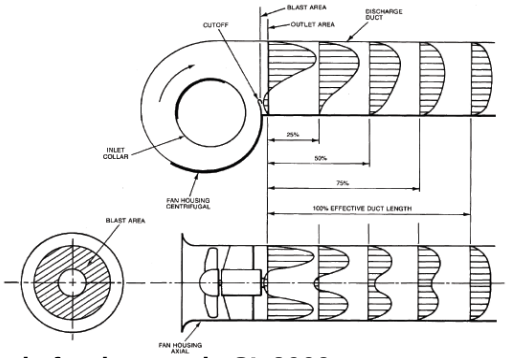
Donde:

$V_0 =$ velocidad del ducto

$L_e =$ longitud efectiva del ducto

$A_0 =$ Area del ducto

Figura 303. Perfiles de velocidad a la salida del ventilador



Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

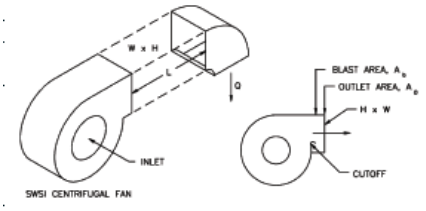
En los casos donde la longitud del ducto efectiva es más corta ocurrirá una pérdida de presión adicional, la cual deberá tomarse en cuenta .y agregarse al requerimiento de presión total del ventilador. La perdida adicional de presión se calcula así:

$$H_f = C_0.H_v = C_0\left(\frac{V}{4005}\right)^2 \qquad (11.23)$$

El valor de C_0 para determinar las perdidas en las entradas y salidas del ventilador se determinan según la posición de su acoplamiento estandarizadas por la ASHRAE (ver figuras 304, 305, 306 y 307).

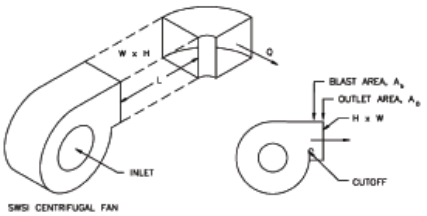
Los valores de C_0 para las posiciones A. B, C, D están consignados en el anexo C tablas C10, C11, C12. Otro parámetro que se debe tener en cuenta en la instalación de los ventiladores son los niveles de ruido permisibles, en la tabla 47 se muestran los valores permisibles para diferentes instalaciones.

Figura 304. Posición de instalación tipo A



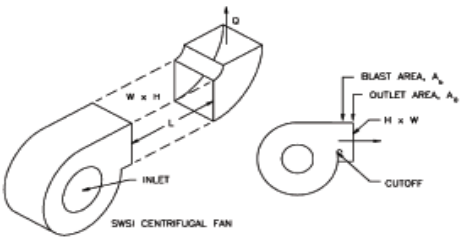
Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

Figura 305. Posición de instalación tipo B



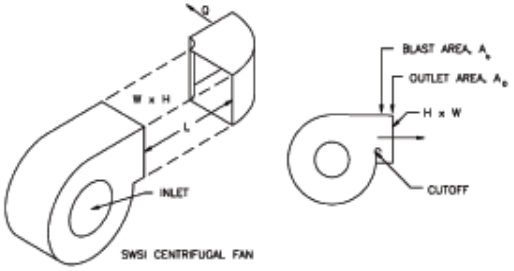
Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

Figura 306. Posición de instalación tipo C



Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

Figura 307. Posición de instalación tipo D



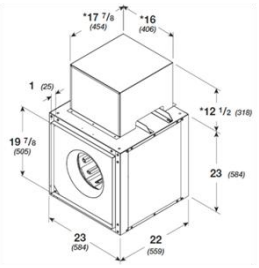
Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

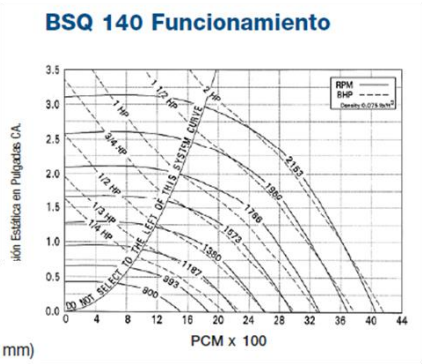
Tabla 47. Niveles de ruido permisibles.

Sones	DBA	Aplicación
1.3-4	32-48	Residencias rurales
1.7-5	36-51	Salón de conferencias
2-6	38-54	Hoteles, librerías, teatros, oficinas
2,5-8	41-58	Colegios, hospitales
3-9	44-60	Museos, residencias (urbanas)
4-12	48-64	Restaurantes
7-21	56-72	Cocinas de hoteles, supermercados
15-50	67-84	Cuarto de maquinas

Con lo visto anteriormente se puede pasar a un proceso de selección de un ventilador en el siguiente ejemplo:

Seleccionar un ventilador para suministrar 3000 CFM de aire a un sistema de ductos con presión estática de 1.5 in de H_2O.





MÁX. BHP A UN RPM ACTUAL - (RPM/1682)³
VELOCIDAD TOPE (pies./min.) = RPM x 3.812
VELOCIDAD DE DESC. (pies./min.) = PCM x 0.3692
PESO APROXIMADO - 140 lb. (64 kg)

MÁXIMAS RPM - 2153
TAM. MÁX DEL MOTOR - 145T
GROSOR DE LA CAJA - 18 GA.
TAM. COMPUERTA = 20 x 20 pulg. (508 x 508 mm)

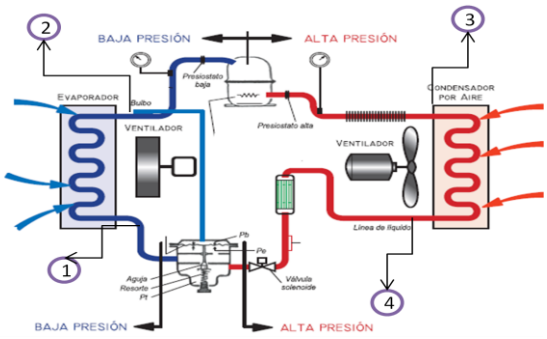
MODELO	HP	RPM	PRESIÓN ESTÁTICA EN PULGADAS CA.																	
			0.125		0.25		0.5		0.75		1		1.5		1.75		2		2.5		2.75	
			Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP	Sones	BHP
BSQ-140-4	1/4	800	1362		1185																	
			6.3	0.10	6.7	0.11																
		938	1649		1507		1060															
			8.4	0.16	8.7	0.17	6.1	0.17														
		1076	1927		1810		1538															
			10.7	0.24	10.7	0.25	10.2	0.26														
BSQ-140-20	2	2055	3822		3769		3662		3537		3410		3136		2982		2777		2168			
			27	1.63	26	1.66	28	1.70	27	1.73	26	1.75	25	1.82	24	1.82	23	1.81	21	1.70		
		2153	4009		3958		3856		3741		3622		3365		3225		3078		2627		2260	
			30	1.88	30	1.90	31	1.95	31	1.98	30	2.00	28	2.08	28	2.10	27	2.10	25	2.06	23	1.95

11.3 SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE REFRIGERANTES

El sistema auxiliar de distribución del refrigerante es el encargado de hacerlo circular entre los componentes del ciclo de refrigeración.

Figura 308. Ciclo de refrigeración

1-2: Liquido-vapor.
2-3: Vapor.
3-4: Vapor-liquido.
4-1: Liquido



Fuente: QUADRI. Néstor. Sistemas de aire acondicionado, calidad del aire interior

Los diferentes componentes del sistema de distribución manejan el refrigerante en diferentes estados. Dependiendo del proceso en que se encuentre, el refrigerante puede estar en estado líquido, vapor o una mezcla de líquido y vapor (ver figura 308).

Estos sistemas están compuestos por los siguientes elementos:

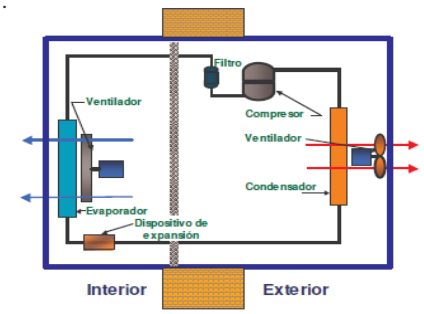
11.3.1 Tubería. La tubería es el medio por el cual se transportan los deferentes refrigerantes. Para poder diseñar el sistema de tubería indicado para determinado sistema se deben tener en cuenta diferentes criterios:

- Equipo primario.
- Refrigerante a transportar.
- Perdidas de carga.

11.3.1.1 Equipo primario. Los sistemas de transporte de refrigerante según su equipo primario se pueden dividir en:

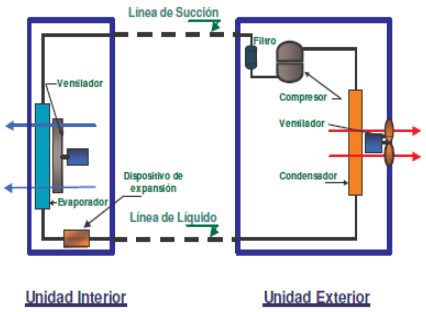
- **Sistema de expansión directa**: En estos equipos el refrigerante se transporta en un ciclo de refrigeración convencional. Esos sistemas a su vez pueden ser compactos o divididos como se vio en el capitulo anterior (ver figura 309 y 310).
- **Sistemas de agua helada:** En los sistemas de agua helada el refrigerante a transportar como su nombre lo indica es agua. Los circuitos de estos sistemas pueden ser abiertos o cerrados (ver figura 311).

Figura 309. Ciclo de refrigeración de una unidad compacta



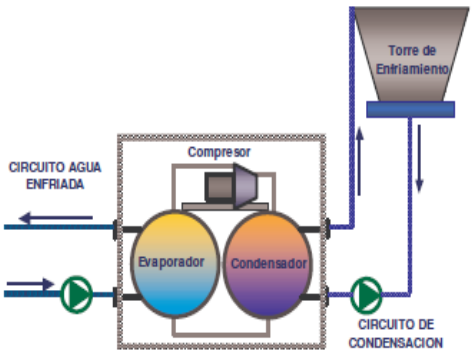
Fuente: JOHNSON controls Sistemas de expansión directa, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: Fuente: http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products.html

Figura 310. Ciclo de refrigeración de una unidad dividida



Fuente: JOHNSON controls Sistemas de expansión directa, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: Fuente: http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products.html

Figura 311. Sistema de agua helada.



Fuente: JOHNSON controls Sistemas de expansión directa, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: Fuente: http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products.html

11.3.1.2 Refrigerante a transportar. Un refrigerante es cualquier fluido que actúa como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de un foco caliente al evaporarse.

Algunos de los refrigerantes más comunes comercialmente están representados en la grafica 312. Unos de estos ya fuera del mercado como los CFC, o en vía de extinción como los HCFC debido a los daños que causan en el medio ambiente, otros más empleados en la actualidad como los HCFC debido a que son amigables con el ambiente y los compuestos inorgánicos que son los empleados en los procesos de refrigeración por absorción.

Figura 312. Refrigerantes comerciales



Fuente: Autores.

11.3.1.3 Perdida de carga. Al igual que en los ductos la tubería presenta:

- **Perdidas de carga por fricción.**

- **Perdidas en accesorios.**

- **Perdidas de carga por fricción**. El movimiento del fluido en la superficie interna de la tubería es retardado por la ganancia de fricción resultando una pérdida de carga por unidad de longitud de tubería. La caída de presión por fricción se puede determinar por la ecuación de DARCY-WEISBACH:

$$\Delta p = f\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{V^2}{2g}\right)\rho \qquad (11.24)$$

La caída de presión por longitud está en función de las características físicas de la tubería (L, D), condiciones del flujo del fluido (V, ρ) o una combinación de los dos (f). El factor de fricción (f) está representado en el diagrama de MOODY (ver anexo C figura C 13) y está en función de:

- **Rugosidad relativa (*ε* /D).** Este parámetro es a dimensional y depende de la rugosidad efectiva del material empleado en la tubería y su diámetro. La ASHRAE proporciona los valores de rugosidad de los materiales más empleados en la fabricación de tuberías (ver tabla 48).

Tabla 48. Valores de ε para los diferentes materiales de tuberías.

Material	ε ft
Latón suave, cobre, plástico	0,00000
Acero	0,00015
Acero galvanizado	0,0005
Hierro fundido	0,00085

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

- **Numero de REYNOLDS (Re).** Este es un parámetro a dimensional dado por:

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \qquad (11.25)$$

Donde:

$V = \text{velocidad transversal del fluido, ft/s (m/s)}$

$D = \text{Diámetro del tubo, ft (m)}$

$\rho = \text{densidad del fluido, Lb/ft}^3\ (\text{kg/m}^3)$

$\mu = \text{viscosidad del fluido, Lb/ft.s}\ (\text{N.s/m}^2)$

Se han desarrollado cartas para facilitar los cálculos de las pérdidas de carga por fricción en las líneas de tubería para los diferentes refrigerantes empleados; materiales y dimensiones de la tubería.

Para los sistemas de agua helada estas curvas están en función de la velocidad del flujo, perdidas por longitud, pérdidas por temperatura, caudal a transportar y el diámetro de la tubería (ver anexo C Figuras C14 y C15).

Para los sistemas de expansión directa las cartas están en función de la velocidad del flujo, perdidas por longitud, pérdidas por temperatura, caudal a transportar y el diámetro. (Ver anexo c figuras C16 y C17).

- **Perdidas de carga en accesorios.** Las tuberías usadas en los sistemas de refrigeración tienen incorporados accesorios como:

- **Codos, uniones, derivaciones.**

- **Válvulas.**

  Estos accesorios generan perdidas en el sistema. Una forma de caracterizar estas pérdidas es determinar una longitud de tubería que produzca unas pérdidas proporcionales a las que produciría el accesorio. A esta longitud se le conoce como longitud equivalente **Le** y se encuentran en tablas para diferentes accesorios en el anexo C se encuentran los valores de Le para los accesorios más comunes en las tablas C18, C19, C20.

11.3.1.4 Dimensionamiento de las tuberías. Como ya se vio antes los sistemas que emplean tubería se clasifican en dos grupos, de igual forma las condiciones de dimensionamiento para ambos difiere, por lo que se deben estudiar de forma independiente:

- **Dimensionamiento del sistema de tuberías para el sistema de agua helada**: El procedimiento para dimensionar las tuberías encargadas de transportar el agua a presión puede seguir el siguiente esquema de trabajo:

- Una vez conocidos todos los elementos que se conectarán a la red, sus caudales y pérdidas de presión, trazar un diagrama de flujo.

- Consignar en el diagrama para cada tramo, las longitudes rectas de tubería, el caudal y, si se puede conocer, el tipo y número de accesorios.

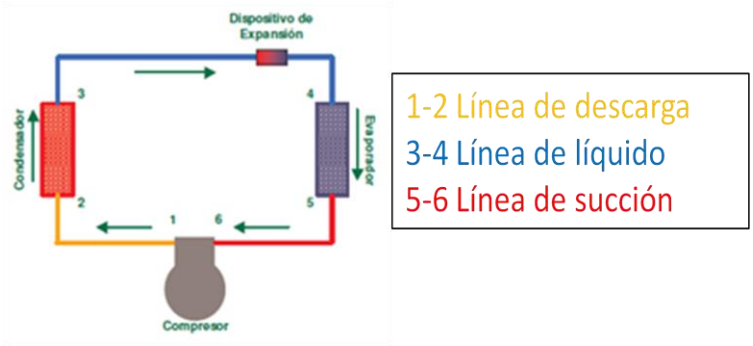
- Calcular para cada tramo, la longitud equivalente. Si los accesorios no son conocidos es común estimar un incremento de la longitud recta comprendido entre 10% y 20%, resultando Lequiv. = long. Recta x 1,10 o 1,20.

- Con el caudal de cada tramo determinar un diámetro posible de tubería, verificando la pérdida de carga unitaria y la velocidad del agua resultantes. Si ambos valores son aceptables se trabajará con el diámetro seleccionado.

➢ **Dimensionamiento del sistema de tuberías para el ciclo de refrigeración**: En el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se debe garantizar el retorno del aceite al compresor (aceite que se mezcla con el refrigerante a altas temperaturas y se desplaza con él desde la salida del compresor por la línea de descarga y retorna al compresor de nuevo por la línea de succión), Evitar el retorno de refrigerante liquido al compresor, garantizar bajos niveles de ruido. Estos parámetros se pueden controlar con la velocidad del refrigerante, la densidad del refrigerante, y el tamaño del diámetro interno garantizando una buena selección de cada una de las líneas de succión, descarga, y liquido.

Los procedimientos de selección de las líneas o tramos de tubería de líquido succión y descarga (ver figura 313) que comprenden el ciclo de refrigeración son:

Figura 313. Ciclo de refrigeración



Fuente: Autores.

- **Proceso de selección de la tubería de líquido.**

- Determinar si la línea tiene recorrido vertical ascendente.

- Dependiendo de la capacidad del sistema, escoger el diámetro de las tuberías y sus respectivas condiciones de: velocidad del gas, carga de refrigerante y pérdidas unitarias de carga (tablas del proveedor del equipo).

- Calcular la longitud equivalente de los accesorios.

- Calcular las perdidas por fricción.

- Calcular la pérdida de presión por diferencia de altura si la línea posee tramos verticales.

- Calcular las pérdidas de carga totales del sistema.

- Verificar la pérdida de capacidad y la disminución del grado de subenfriamiento. Si alguno de esos valores no es aceptable se redimensiona la línea con mayor diámetro.

- Calcular la carga de refrigerante necesaria como el producto de la longitud recta de la tubería por la carga proporcionada por el fabricante para determinado diámetro.

- **Proceso de selección de la tubería de descarga**

- Escoger el diámetro de la tuberías para la capacidad máxima del sistema tomando en cuenta sus respectivas condiciones de: velocidad del gas, carga de refrigerante y perdidas unitarias de carga (tablas del proveedor del equipo).

- Calcular la longitud equivalente de los accesorios.

- Calcular las perdidas por fricción.

- Calcular la pérdida de capacidad expresado en porcentaje la perdida por fricción, si el resultado no es aceptable se debe recalcular.

- Calcular las pérdidas de carga totales del sistema.

- Verificar la pérdida de capacidad y la disminución del grado de subenfriamiento. Si alguno de esos valores no es aceptable se redimensiona la línea con mayo diámetro.

- Calcular la carga de refrigerante necesaria como el producto de la longitud recta de la tubería por la carga proporcionada por el fabricante para determinado diámetro.

Nota: La velocidad del gas deberá ser mayor o igual a 300 m/min en el tramo vertical y 200 m/min para tramos horizontales o en descenso. Por razones de ruido se aceptan velocidades cercanas a los 1200 m/min. La pérdida de carga total aceptable es de hasta 6psi (0,42 kg/cm^2).

- **Proceso de selección de la tubería de succión.**

- Determinar si las líneas tienen recorrido vertical ascendente, si se requieren trampas y si el sistema tiene control de capacidad.

- Dependiendo de la capacidad del sistema, escoger el diámetro de las tuberías y sus respectivas condiciones de: velocidad del gas, carga de refrigerante y perdidas unitarias de carga (tablas del proveedor del equipo).

- Calcular la longitud equivalente de los accesorios.

- Calcular las pérdidas totales del sistema.

- Calcular la pérdida de capacidad expresado en porcentaje la perdida por fricción, si el resultado no es aceptable se debe recalcular.

- Calcular la carga de refrigerante necesaria como el producto de la longitud recta de la tubería por la carga proporcionada por el fabricante para determinado diámetro.

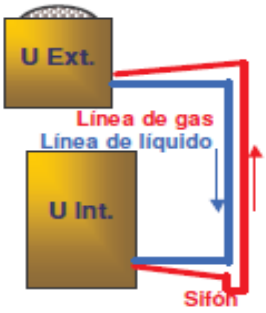
- Si el sistema posee control de capacidad verificar la velocidad del gas para la capacidad mínima del sistema. Si en esas condiciones, la velocidad resulta menor a 300 m/min redimensionar con el menor diámetro posible.

Para el buen dimensionamiento de los sistemas de tuberías de refrigerante se debe tener en cuente algunas consideraciones según la localización entre la unidad condensadora y la unidad evaporadora.

- **Caso 1.** Ambas unidades a nivel: para este caso las líneas de refrigerante pueden seleccionarse de igual diámetro, la línea de gas debe tener una pendiente.

- **Caso 2.** Unidad condensadora sobre la unidad evaporadora: las líneas de refrigerante se deben dimensionar para determinado caso, la línea de gas deberá tener una pendiente hacia la unidad exterior, se debe intercalar una trampa de aceite al inicio del montaje y trampas suplementarias cada 4,5 m de longitud de montaje (ver figura 314).

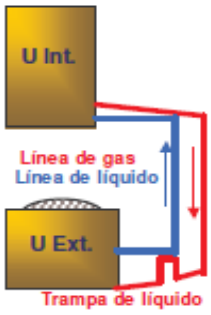
Figura 314. Ubicación de la unidad condenadora sobre la unidad manejadora



Fuente: JOHNSON controls Sistemas de expansión directa, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: Fuente: http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products.html

- **Caso 3**. Unidad evaporadora sobre la unidad condensadora: las líneas de refrigerante deberán dimensionarse para cada caso, la línea de gas deberá tener endiente hacia la unidad exterior, se debe instalar una trampa de líquido al inicio del montaje, la línea de líquido puede presentar perdida de presión y grado de subenfriamiento (ver figura 315).

Figura 315. Ubicación de la unidad condenadora bajo la unidad evaporadora



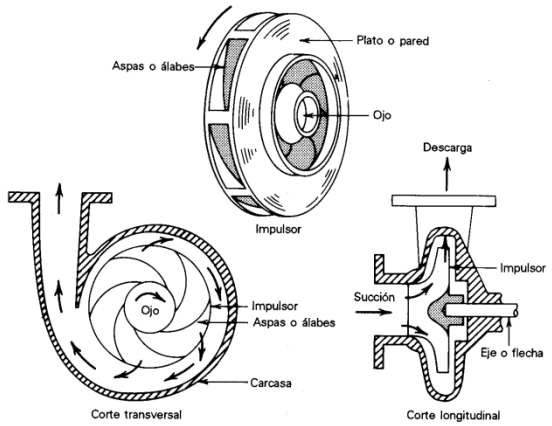
Fuente: JOHNSON controls Sistemas de expansión directa, [en línea], citado el 11-03-2011, Disponible en internet: Fuente: http://www.johnsoncontrols.com/publish/us/en/products.html

- **Bomba de calor**. Para estos sistemas tanto el condensador como el evaporador intercambian sus funciones según el modo de funcionamiento "frio" o "calor" por lo que las tuberías deben cumplir múltiples funciones dependiendo de su punto de trabajo.

11.3.2 Bombas. Una bomba es un dispositivo que hace circular líquidos a través de sistemas de tubería. La bomba centrifuga es el tipo de bomba que más se emplea para hacer circular agua por los sistemas HVAC.

La bomba centrífuga eleva la presión del agua al aumentar primero su velocidad, para a continuación convertir esa energía de velocidad en energía de presión.

Figura 316. Bomba centrifuga.



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994

11.3.2.1 Características de las bombas. Las características que determinan el funcionamiento de una bomba son:

- **El flujo que entrega:** El flujo que la bomba debe suministrar al sistema.

- **La potencia necesaria para impulsarla:** Es llamada potencia al freno o BHP (Brake Hhorsepower). Esta potencia es la que la bomba requiere del motor.

- **Potencia que entrega la bomba al sistema (HPH):** Esta potencia está en función de la presión y la carga que puede desarrollar y se ven representados por:

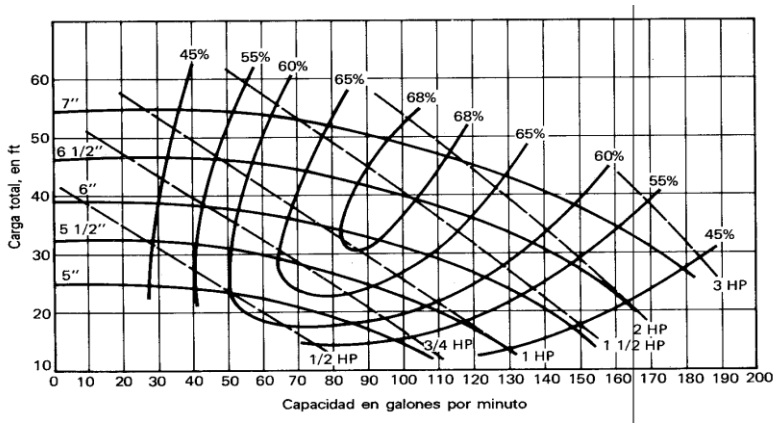
$$HPH = \frac{GPM.H.ge}{3960} \qquad (11.26)$$

- **Su eficiencia**: La potencia consumida de la bomba (BHP) es siempre menor que la potencia entregada (HPH) debido a la fricción y a otras pérdidas inevitables. Esta eficiencia se define como:

$$\eta = \frac{HPH}{BHP}.100 \qquad (11.27)$$

Las características de las bombas son dadas generalmente en forma de curvas la figura 317 muestra un ejemplo de dichas curvas para una bomba con tamaños de impulsor que van desde 5 a 7 pulgadas de diámetro y curvas de BHP y eficiencia constantes

Figura 317. Curvas de funcionamiento a 1750 RPM



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. Pg. 315.

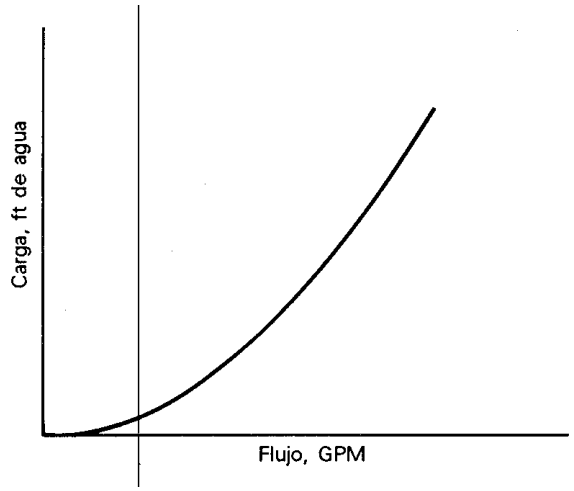
11.3.2.2 Selección de bombas. Cuando se necesita seleccionar una bomba para un sistema. La bomba debe tener una capacidad de flujo igual a la requerida por el sistema y una carga igual a las pérdidas de presión impuestas por el mismo, para este propósito se debe conocer la curva de funcionamiento del sistema antes de seleccionar la bomba.

A la relación entre la pérdida de presión y flujo de agua se le conoce como característica del sistema y se puede determinar con la siguiente ecuación:

$$\frac{H_{f2}}{H_{f1}} = \left(\frac{GPM_2}{GPM_1} \right)^2 \qquad (11.28)$$

Se puede hacer la grafica de una curva característica del sistema para cualquier tubería calculando las pérdidas de presión en algunas condiciones diferentes de flujo (ver figura 318).

Figura 318. Curva característica del sistema típico



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. Pg. 317.

Para realizar la selección correcta de la bomba, aparte de cumplir con los requerimientos del sistema se deben tener en cuenta ciertos parámetros:[93]

- Se debe seleccionar una bomba que trabaje cerca de su punto de máxima eficiencia. Este punto cae por lo general en el punto medio de las capacidades de la bomba.

[93] PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. En español México, D.F. Editorial continental. 1994. Pg. 316.

- En los sistemas hidrónicos se prefiere seleccionar una bomba que trabaje a 1750 RPM en lugar de 3500 RPM (a mayores velocidades bombas más pequeñas pero mayores niveles de ruido)

- No se aconseja seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, aun cuando esto conlleve a elegir una bomba más pequeña (se recomienda seleccionar bombas cuya capacidad esté cerca del 50 al 75 % del flujo máximo).

- Otro parámetro que requiere especial atención en la selección de bombas es la denominada **carga neta positiva de aspiración o NPSH**. La NPSH es la diferencia entre la presión existente a la entrada de la bomba y la presión de vapor del líquido que se bombea. En el diseño de bombas se destacan dos valores de NPSH:

  - El **NPSH requerido** (**NPSHr**) es un parámetro de la bomba y lo debe dar el fabricante. Se puede interpretar como la succión que produce la bomba para poder manejar el caudal y la cabeza para las cuales fue seleccionada.

  - El **NPSH disponible (NPSHd)** es un parámetro del sistema y debe calcularse. Nos dice que tanta succión se puede tolerar antes que la presión alcance la Psat. De ahí el requerimiento

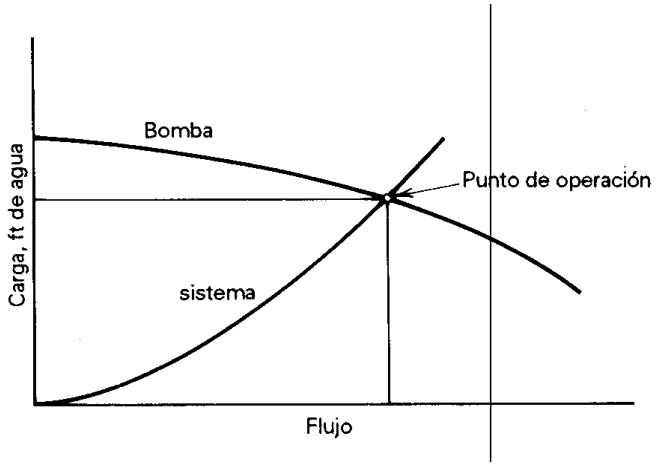
$$NPSH_d = H_a \pm H_{est} - H_{vp} - H_f \qquad (11.29)$$

- Cavitación: La cavitación produce la vaporización súbita del líquido dentro de la bomba, reduce la capacidad de la misma y puede dañar sus partes internas. Es necesario garantizar que **NPSHd $\geq$ NPSHr** para evitar la **cavitación en la bomba**.

11.3.2.3 Características del sistema combinado con la bomba. La combinación de las características del sistema y la bomba (carga o altura útil

versus capacidad) es muy recomendable en el diseño y análisis del sistema de tuberías. El punto de intersección de las curvas carga-flujo características del sistema y la bomba siempre será la condición real de operación.

Figura 319. Punto de operación del sistema



Fuente: PITA. Edward. "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" 1 ed. en español México, D.F. Editorial continental. 1994. Pg. 318.

Es una práctica común variar la velocidad de rotación del impulsor para controlar un sistema de distribución de agua. El gasto, la carga o altura útil y potencia al eje de un ponto a otro están relacionados con sus respectivos diámetros y velocidades. Las leyes que gobiernan esta relación son conocidas como las leyes de afinidad para las bombas las cuales se pueden expresar matemáticamente de la siguiente manera:

$$\left(\frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1}\right)=\left(\frac{n_2}{n_1}\right) \qquad \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)=\left(\frac{D_1}{D_2}\right) \qquad (11.30)$$

$$\left(\frac{H_2}{H_1}\right)=\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \qquad \left(\frac{H_1}{H_2}\right)=\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \qquad (11.31)$$

$$\left(\frac{BHP_2}{BHP_1}\right)=\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \qquad \left(\frac{BHP_1}{BHP_2}\right)=\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \qquad (11.32)$$

Nótese que las leyes de similitud de las bombas centrifugas son idénticas a las de los ventiladores centrífugos.

11.3.3 Válvulas. Las válvulas son elementos esenciales para controlar el buen funcionamiento del sistema. Hay muchos tipos de válvulas para usos y funciones específicas. Las funciones que pueden cumplir las válvulas en el sistema son:

- **Aislamiento:** Cuando se desea interrumpir el flujo de la línea en forma total y cuando sea preciso.

- **Retención:** Cuando se necesita impedir que el flujo retroceda a la zona presurizada cuando esta decrece o desaparece.

- **Regulación:** Cuando se quiere modificar el flujo en cuanto a; cantidad, desviarlo, mezclarlo o accionarlo de forma automática

- **Seguridad:** proteger los equipos y el personas contra la sobre presión

El dimensionamiento de las válvulas debe llevarse a cabo mediante la determinación del coeficiente de la válvula o c_v (valve coefficient) el cual es determinado para un presión diferencial dada (1psi) relacionada con el flujo que debe pasar por la válvula (gpm). Los proveedores deben proporcionar el c_v El c_v se determina por medio de la siguiente relación:

$$Q = C_v(\Delta p)^{0,5} \qquad (11.33)$$

Las válvulas aplicadas en la refrigeración y el aire acondicionado para diferentes funciones y usos son:

11.3.3.1 Válvulas reguladoras de flujo. Estas válvulas se usan para ajustar el flujo en forma manual con el fin de ajustar los flujos correctos a través

de los diferentes circuitos del sistema. Para este fin se pueden emplear válvulas las de bola y mariposa: Operan totalmente abiertas o totalmente cerradas, presentando poca resistencia en la posición totalmente abierta.

11.3.3.2 Válvula cheque. Estas válvulas permiten el flujo en una sola dirección. En los sistemas de circulación de agua se podría presentar una inversión del flujo cuando no funciona el sistema, especialmente si no funciona el sistema, lo cual puede dañar el equipo.

11.3.3.3 Válvula de compuerta. Estas válvulas se usan para interrumpir el flujo. Este procedimiento se emplea para aislar equipos, para darle servicio, o para aislar secciones de un sistema con el mismo fin.

11.3.3.4 Válvulas reguladoras de presión. Cuando la presión del agua puede superar los límites de seguridad para el equipo se emplea una válvula reguladora de presión en el equipo Se usan generalmente en la tubería de suministro de agua a un sistema en el cual el agua proviene a altas temperaturas

11.3.3.5 Válvulas de alivio de presión. Estas se abren cuando la presión a la entrada supera algún valor determinado, estas válvulas se usan como dispositivo de seguridad para descargar algún exceso de presión.

Capitulo 12
CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

12 CONTROL Y AUTOMATIZACION

El control se define como la acción o conjunto de acciones que buscan conformar una magnitud variable, o conjunto de magnitudes variables, en un patrón determinado.

El control permite que los equipos operen con eficiencia, y a veces da la posibilidad de cambiar sus acciones de acuerdo al tiempo y a las condiciones de ocupación. Los controles pueden ser dispositivos utilizados para controlar las entradas y regular la salida de los sistemas y equipos.

El control automático se emplea para eliminar la necesidad de una vigilancia humana constante de un proceso, y por lo tanto reducir los costos de mano de obra, del mismo modo se emplea para mejorar el rendimiento del sistema.

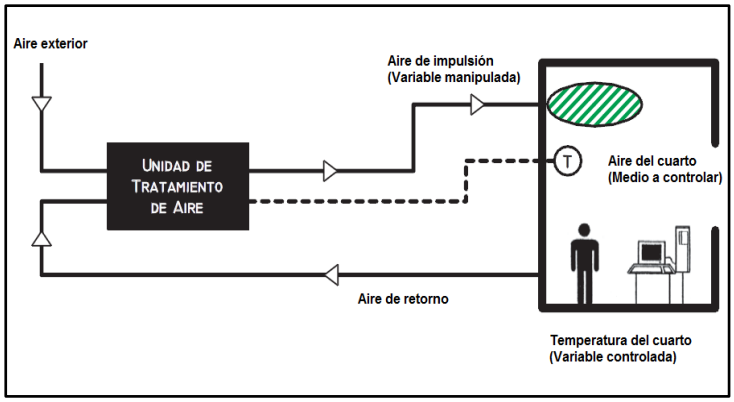
Un buen sistema de control tiene como objetivos:

- Un ambiente cómodo para los ocupantes.
- Optimizar el coste y consumo de energía.
- Mejorar la productividad de los empleados y facilitar la fabricación.
- Control de humos en caso de incendios.
- Apoyar el funcionamiento de computadoras y equipos de telecomunicaciones.

Los controles son esenciales para el buen funcionamiento del sistema y se deben considerar como principio en el proceso de diseño.

Un sistema de control automático controla una variable, mediante la manipulación de una segunda variable. La segunda variable, llamada la variable manipulada, hace los cambios necesarios en la variable controlada.

Figura 320. Sistema de volumen constante y temperatura variable.



Fuente: QUADRI Néstor. "Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior". 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. Cap 4.p 67.

12.1 CONTROL ANÁLOGO Y DIGITAL

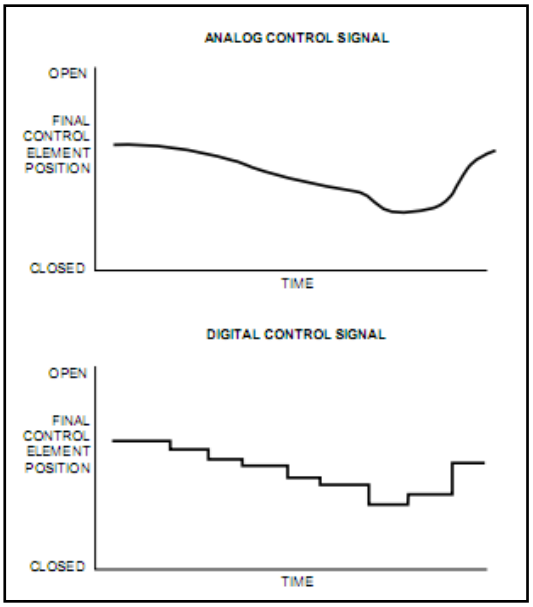
Tradicionalmente, los dispositivos analógicos han realizado el control de los sistemas HVAC.

Un controlador analógico de HVAC típico es del tipo neumático el cual recibe y actúa sobre los datos de forma continua. En un controlador neumatico, el sensor envía al controlador una señal neumática continua, la presión es proporcional al valor de la variable que se mide. El controlador compara la presión de aire enviado por el sensor con respecto al valor del setpoint, y envía una señal de control basado en la comparación.

El controlador digital recibe señales de los sensores electrónicos, convierte las señales electrónicas a pulsos digitales (valores), y realiza operaciones matemáticas sobre estos valores. El controlador vuelve a convertir el valor de salida a una señal para operar un actuador. Las muestras del tratamiento digital se leen en intervalos de tiempo determinados, en lugar de leerse

continuamente. Este método de muestreo se denomina control discreto de señalización.

Figura 321. Comparación de las señales de control análogas y digitales.



Fuente: Honeywell. Engineering manual of automatic control for comercial buildings. SI edition 1997. P 17.

12.2 LAZOS DE CONTROL

El elemento básico de un sistema de control es el lazo de control. Un lazo de control conecta componentes para hacerlos funcionar como un sistema, y para alcanzar y mantener los valores deseados.

El lazo de control consiste de:

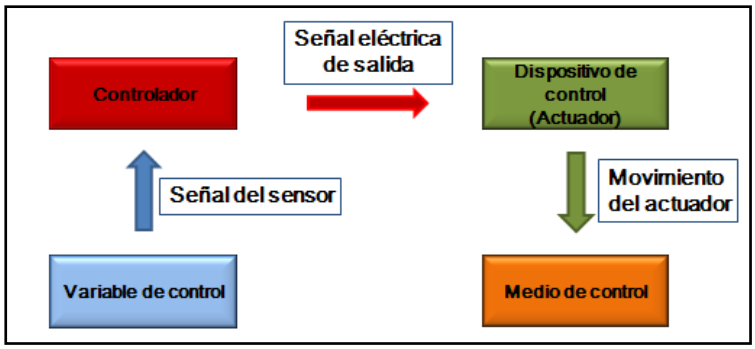
- Un elemento sensible a una señal de entrada (sensor); como un sensor de temperatura.

- Un controlador que procesa la señal de entrada y produce una señal de salida.

- Un elemento final de control (actuador); como una válvula, que opera de acuerdo a la señal de salida.

Hay dos tipos de lazos de control: abierto y cerrado. Un sistema de lazo abierto supone una relación fija entre la variable controlada y la señal de entrada recibida. La variable sensada, no es la variable controlada, así que no hay retroalimentación. Un ejemplo de un sistema de lazo abierto sería un ventilador que se enciende cuando la temperatura exterior supera un punto de ajuste especificado. La variable detectada es la temperatura del aire exterior, y la variable controlada es el estado del ventilador (encendido o apagado).

Figura 322. Lazo de control abierto.



Fuente: Autores.

Un sistema de lazo de control abierto habitualmente toma acción correctiva para reducir los efectos de disturbios externos en el sistema.

Las características principales del lazo de control abierto se enlistan a continuación:

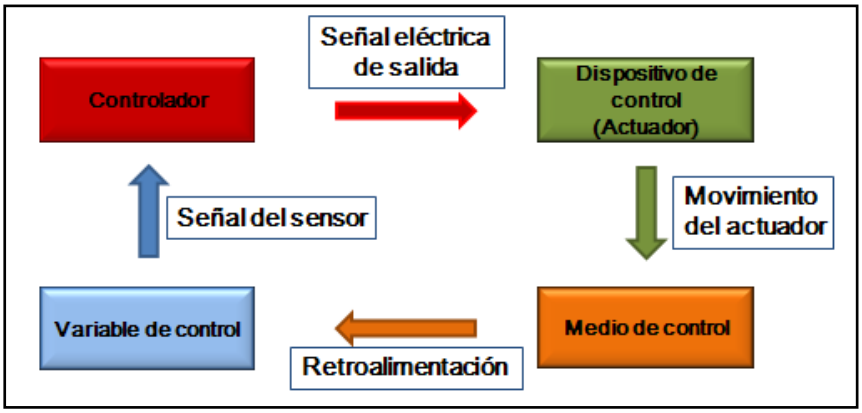
- Las acciones del control son precisas (con calibración adecuada).
- Es inherentemente estable.
- Es barato y sencillo.
- El control depende de la experiencia del operador.

- No se pueden compensar todas las perturbaciones.

Un sistema de lazo cerrado depende de la detección de una variable controlada para variar la salida del controlador y modular el dispositivo controlado.

En un sistema de lazo de control cerrado el controlador mide los cambios reales en la variable de control para generar un cambio opuesto, que es nuevamente medido. La acción correctiva es un proceso continuo hasta que la variable alcance el valor deseado.

Figura 323. Lazo de control cerrado.



Fuente: Autores.

Un ejemplo de lazo de control cerrado puede ser un termostato controla la calefacción de un ambiente en proporción a los cambios en la carga de ese ambiente.

El sensor mide los cambios en el ambiente y envía una señal al dispositivo de control para llevarlo al valor deseado.

Al accionarse el dispositivo de control cambia las condiciones del ambiente que son nuevamente medidas y se repite el proceso.

Las características del lazo de control de cerrado son:

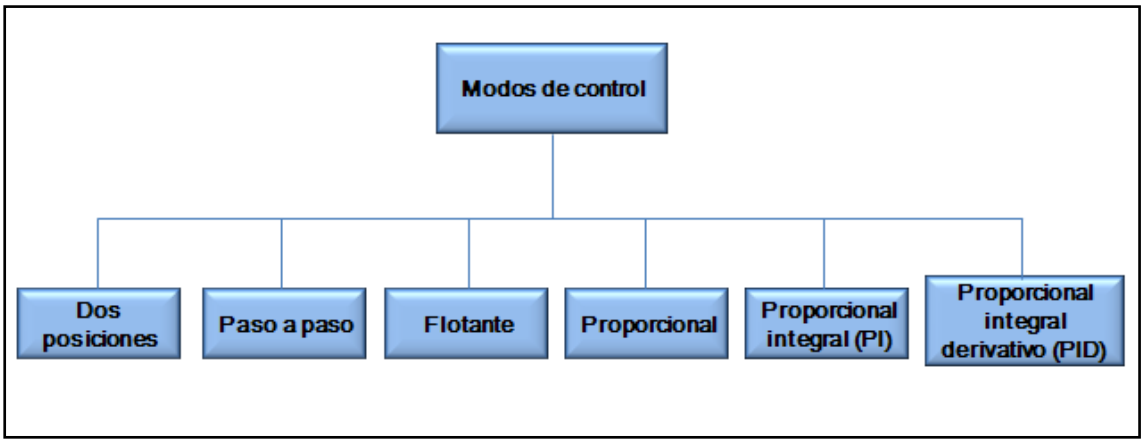
- Se aumenta la exactitud del control.

- Se reducen los efectos de las perturbaciones.
- Es el más conocido y usado.
- No elimina los tiempos muertos.
- Más caro, complejo y de mantenimiento.
- Más difícil que los circuitos abiertos.
- Más inestable que los circuitos abiertos.

12.3 MODOS DE CONTROL

El propósito de cualquier controlador de lazo cerrado es el de mantener la variable controlada en un punto de referencia deseado. Todos los controladores están diseñados para actuar en la forma de una señal de salida hacia el dispositivo controlado. La señal de salida es función de la señal de error, que es la diferencia entre el punto de control y el punto de referencia. El tipo de acción tomada por el controlador es conocida como control lógico o el modo de control.[94]

Figura 324. Modos de control.



Fuente: Autores.

[94] Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 1. p 9.

Los diferentes modos de control son simplemente diferentes formas de lograr el resultado deseado; que la variable controlada se mantenga en el punto de referencia. A menudo esta es una tarea difícil debido a la dinámica de los sistemas HVAC, los espacios servidos y además los controles pueden ser muy complejos en sí mismos. En general existen desfases entre las medidas adoptadas por el controlador y las respuestas detectadas por el sensor.

El efecto de todos los retrasos dentro del sistema es conocido como constante de tiempo del sistema. Si la constante de tiempo es corta el sistema reaccionará rápidamente a un cambio en el dispositivo controlado o al proceso en la planta. Si la constante de tiempo es larga el sistema reaccionará lentamente a los cambios en los dispositivos controlados.

Otro factor que afecta el desempeño de un controlador es la ganancia del sistema. La ganancia del controlador describe que tanto debe cambiar el dispositivo de control por un cambio dado en el dispositivo controlado y el proceso de la planta.

La capacidad de los dispositivos controlados también influye en la ganancia del sistema. Por lo tanto la ganancia del sistema es función de la ganancia del controlador y función de que tanto de la capacidad del sistema se tiene en relación con las cargas experimentadas por el sistema.

Si todos los retrasos en el tiempo y todas las ganancias son lineales y consistentes, los controladores se pueden ajustar para proporcionar un control preciso. Puede haber no linealidades como la histéresis (retardo o respuesta desigual) en el control de las válvulas.

También puede haber cambios en el sistema que cambien la ganancia, como la variación de la temperatura del agua caliente de suministro a un serpentín de calefacción, o la variación del flujo de aire a través del serpentín. Estas

complicaciones pueden ser manejadas con diferentes grados de precisión por medio de los diferentes modos de control.

12.3.1 Control de dos posiciones El modo más simple y probablemente más común es el control de dos posiciones. Se aplica a los sistemas que tienen solo dos estados, como encendido y apagado de un ventilador o una bomba, o apertura y cierre de una válvula o un dámper. Pequeños sistemas HVAC, como aires acondicionados residenciales son ejemplos de los sistemas de dos posiciones.

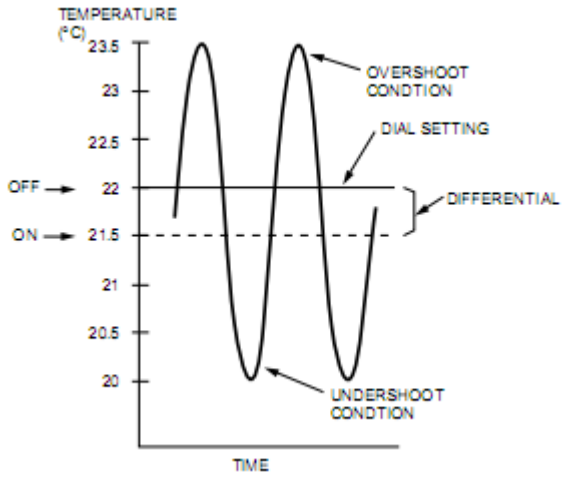
En los sistemas de control de dos posiciones, dos valores de la variable controlada (por lo general equivale a encendido y apagado) determinan la posición del elemento de control final. Entre estos valores existe una zona llamada brecha diferencial o diferencial simplemente, en la cual el controlador no puede llevar a cabo una acción sobre el elemento final de control. A medida que la variable controlada alcanza uno de los dos valores, el elemento de control final asume la posición que corresponde a las exigencias del controlador, y permanece allí hasta que la variable controlada cambie nuevamente de valor.

Un ejemplo de la brecha diferencial seria en un sistema de refrigeración en el que se establece el control para abrir una válvula de enfriamiento cuando la temperatura del espacio llegue a 26 ^{o}C, y cerrar la válvula nuevamente cuando la temperatura llegue a 25 ^{o}C, la diferencia entre las dos temperaturas (1^{o}C) determina la brecha diferencial. La variable controlada fluctúa dentro de las dos temperaturas.

En un control básico de dos posiciones, el controlador y el elemento final de control interactúan sin una modificación de origen térmico o mecánico. El resultado es el funcionamiento cíclico de los equipos controlados y una condición en la cual la variable controlada tiene un ciclo de ida y vuelta entre dos valores (punto de encendido y apagado) y está influido por el retraso del

sistema. El controlador no puede variar la posición del elemento final de control hasta que la variable controlada alcance uno u otro de los dos valores límites de la diferencia. Por esa razón el diferencial es la oscilación mínima de la variable controlada.

Figura 325. Operación típica de un control básico de dos posiciones.



Fuente: Honeywell. Engineering manual of automatic control for comercial buildings. SI edition 1997. P 17.

La condición de exceso y la condición no alcanzada son causadas por el retraso en el sistema (Ver figura 325). Cuando el sistema de calefacción se activa, se acumula el calor que se mueve en el espacio para calentar el aire, y el termostato. Por el tiempo, la temperatura del termostato alcanza el punto de apagado (22 ^{o}C), y la temperatura del aire de la habitación supera a la temperatura del punto de apagado. Cuando el termostato se apaga, el sistema de calefacción disipa el calor almacenado para calentar aun más el espacio, provocando una respuesta excesiva.

La presencia del retraso en un control básico de dos posiciones, causa que el controlador corrija una condición que ya ha pasado, en lugar de una condición que está sucediendo o está a punto de tener lugar. En consecuencia el control básico de dos posiciones, es la mejor opción en sistemas con retardo mínimo total.

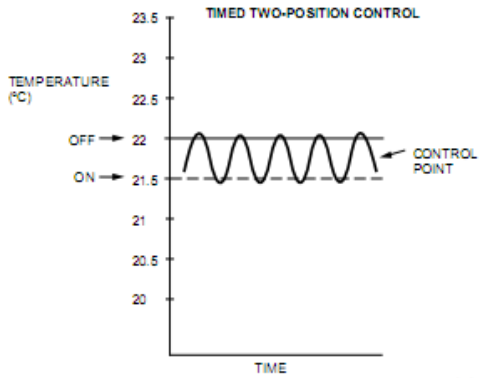
El método de control de temperatura ideal en un espacio debe suplir las pérdidas de calor o desplazar el calor ganado en la cantidad necesaria. Con el control básico de dos posiciones este funcionamiento es imposible porque el sistema o está totalmente abierto o totalmente cerrado, y por tanto entrega mucho o muy poco.

El control de dos posiciones temporizado, se anticipa a los requisitos y entrega cantidades medidas de calefacción o refrigeración en un porcentaje basado en el tiempo para reducir las fluctuaciones del punto de control.

En el control de dos posiciones basado en el tiempo, la interacción básica entre el controlador y el elemento final de control es el mismo que para el control básico de dos posiciones. Sin embargo, el controlador responde a cambios graduales en el valor promedio de la variable controlada en lugar de a las fluctuaciones cíclicas.

La condición de exceso o la condición no alcanzada se reducen o eliminan porque el funcionamiento en función de la proporción del tiempo resulta en un ciclo más rápido del equipo mecánico. El resultado es un mayor control de la variable, con respecto a un control de dos posiciones básico (Ver figura 326).[95]

Figura 326. Control de dos posiciones basado en el tiempo.



Fuente: Honeywell. Engineering manual of automatic control for comercial buildings. SI edition 1997. P 18.

[95] Honeywell. Engineering manual of automatic control for comercial buildings. SI edition 1997. P 18.

12.3.2 Control paso a paso En el control paso a paso, el controlador opera los relés e interruptores en secuencia para variar la capacidad de producción de la planta de proceso en pasos o etapas. Cuanto mayor sea la desviación de la variable controlada con respecto al punto de referencia y más rápida se la tasa de cambio de la variable controlada, mayor será la capacidad de salida de la planta de proceso.[96]

12.3.3 Control flotante Este control es similar al control de dos posiciones, pero a diferencia de este los controles no se limitan a dos estados. El sistema tiene un dispositivo controlado de tipo modular, típicamente un dámper o una válvula impulsado por un actuador bidireccional (motor). El controlador tiene tres modos: abierto, inactivo (sin movimiento) y cerrado.

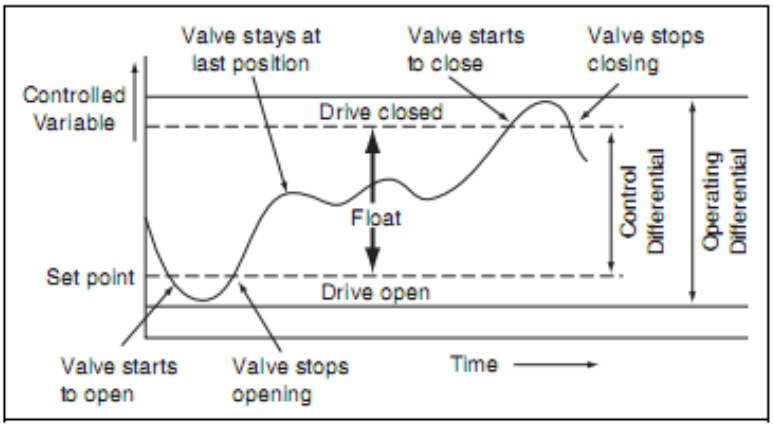
Al igual que el control de dos posiciones, el control flotante tiene un punto de referencia y un diferencial de control. Algunos controladores flotantes tienen dos puntos de referencia, uno superior y uno inferior. El diferencial de control es entonces la diferencia entre los dos puntos de referencia.

Cuando la temperatura desciende por debajo de la línea inferior del diferencial (Ver figura 327), el controlador comienza a abrir la válvula de control, lo que aumenta el flujo al medio de calentamiento a través del serpentín. Debido al retraso en el movimiento de la válvula, la temperatura de suministro seguirá por debajo del diferencial, pero finalmente comenzara a subir. Cuando se eleva por encima del diferencial, la válvula ya no se sigue abriendo sino que se deja en la posición en la que estaba en el momento en que la temperatura se elevo por encima del rango inferior de la diferencia. Mientras que la temperatura este dentro del rango diferencial, la posición de la válvula no cambiará. Si la temperatura se eleva por encima del diferencial de temperatura, el controlador comenzará a cerrar la válvula, lo que disminuye el medio de calefacción a través del serpentín. Una vez más la válvula se detiene en cualquier posición

[96] WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2. cap 5. p 5.10.

cuando la temperatura vuelve a estar dentro del diferencial. Es decir, la temperatura del aire flotará dentro del rango diferencial.

Figura 327. Control flotante.



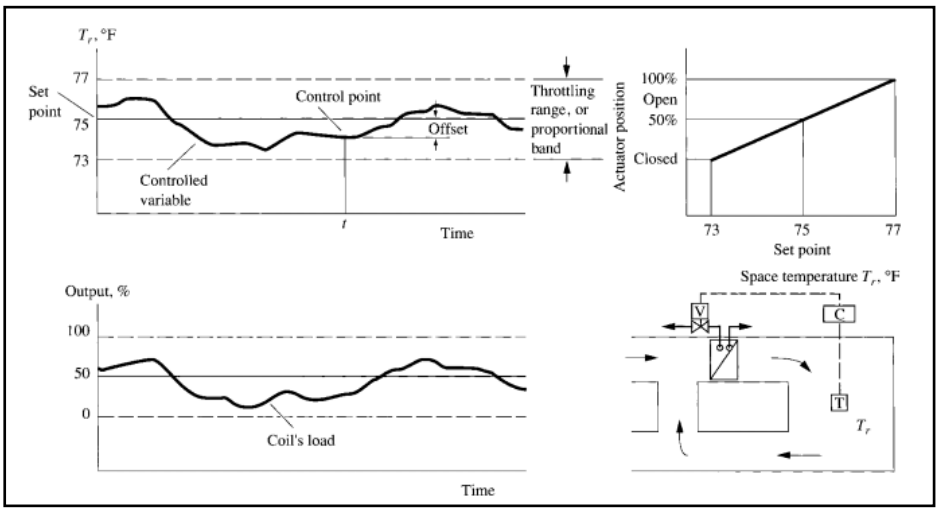
Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 1. p 14.

Debido a que el dispositivo controlado es variable, en lugar de dos posiciones, el control flotante puede tener un diferencial de control más pequeño que en los controladores de dos posiciones sin inestabilidad o ciclos excesivos. Al igual que el control de dos posiciones, el control flotante tendrá un diferencial de funcionamiento que excede el diferencial de control debido a los retardos térmicos y en el tiempo. De hecho las condiciones de exceso o no alcanzadas pueden ser más severas debido a la sincronización de las válvulas (el tiempo que toma para llevar la válvula de totalmente abierta a totalmente cerrada) debe ser relativamente lenta para evitar un control inestable (si la válvula se cierra rápidamente el sistema se comportará básicamente como un control de dos posiciones). Por esta razón los dispositivos de anticipación como se describen para el control de dos posiciones son especialmente convenientes para los controles flotantes.[97]

[97] Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 1. p 15.

12.3.4 Control proporcional. En el modo de control proporcional, el controlador mueve el dispositivo controlado a una posición tal que el cambio en la capacidad de salida es proporcional a la desviación de la variable controlada con respecto al punto de referencia. La posición del dispositivo de control es linealmente proporcional a la magnitud de la variable controlada. La figura 328 representa el control de la temperatura en un espacio a través de la modulación de una válvula de dos vías de un serpentín de enfriamiento usando control proporcional. En la grafica, la variable controlada es la temperatura del espacio (Tr) y el dispositivo de control es la válvula.

Figura 328. Modo de control proporcional.



Fuente: WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2. cap 5.P5.12.

En el modo de control proporcional, el ancho de banda es el cambio en la variable controlada cuando el controlador mueve el dispositivo controlado de la posición de salida máxima, a la posición de salida mínima. El rango de valores en los cuales se puede mover la variable controlada a través del rango de operación es llamado banda proporcional. En un sistema de control proporcional, el ancho de banda es igual a la banda proporcional.

El punto de referencia es el valor deseado de la variable controlada, o el punto de control deseado que el controlador trata de lograr. La diferencia entre el punto de control y el punto de referencia se denomina offset (desplazamiento o desviación). En el control proporcional, cuando la variable controlada se

encuentra en la línea inferior del ancho de banda, el controlador posiciona el actuador en la posición cerrada. En el punto de referencia, el actuador estará a un 50% de su posición abierta. Cuando la variable controlada se encuentra en la parte superior del ancho de banda, el actuador estará al 100% de su posición abierta.

En un control proporcional debido a que la señal de salida V del controlador es proporcional a la desviación del punto de control desde el punto de referencia, su relación se puede expresar como:

$$V = K_p e + M \qquad (12.1)$$

Donde:

K_p= Ganancia proporcional, proporcional a 1 /(Rango limite).

e= Señal de error es decir el offset.

M= Valor de salida cuando la desviación es cero (Generalmente el valor de salida en la parte media del rango de salida del controlador).

Para el control proporcional, un cierto grado de offset, o desviación es inherente. La posición del dispositivo controlado es función de la desviación. Existe desplazamiento cuando el controlador posiciona el actuador de la una válvula o un dámper en una posición mayor o menor al 50%. El control proporcional es adecuado para sistemas HVAC que tienen una gran capacidad térmica, dando lugar a una respuesta lenta y estable del sistema lo cual genera un rango límite relativamente estrecho y por lo tanto un menor offset. Los sistemas de reacción rápida necesitan una gran limitación para evitar la inestabilidad y ciclos cortos.[98]

[98] WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2. cap 5. p 5.13.

12.3.5 Control proporcional integral (PI) En el modo de control proporcional integral un segundo componente, el término integral, se añade a la acción proporcional para eliminar el offset. La salida del controlador por lo tanto puede expresarse como:

$$V = K_p e + K_i \int e\, dt + M \qquad (12.2)$$

Donde:

K_i= Ganancia integral.

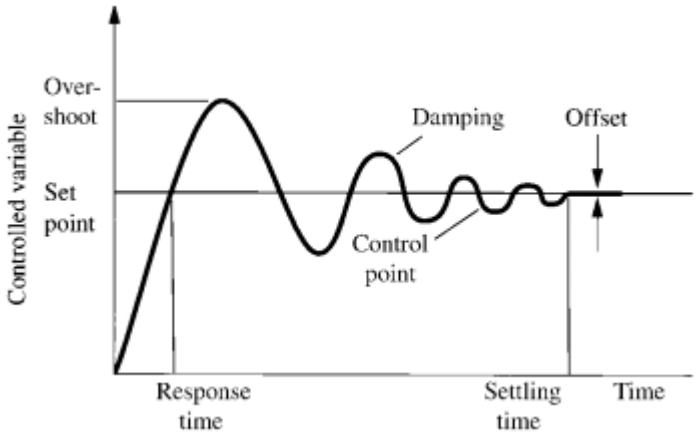
t= Tiempo.

El segundo termino de la ecuación 12.2, (el término integral) indica que: El error o desviación se mide a intervalos regulares de tiempo y la suma del producto entre estas medidas y Ki son agregadas a la salida del controlador para eliminar la desviación. Entre más grande sea la desviación existente, mayor será la respuesta del controlador. Esta acción de control es equivalente a reajustar el punto de referencia en orden a la salida del controlador para eliminar la desviación.

La figura 329 muestra las variaciones de una variable controlada por medio de un control proporcional integral. En el control PI las señales de control son aditivas.

Para el control PI, la variable controlada no presenta ninguna desviación una vez que se ha alcanzado una condición estable, excepto por cualquier inexactitud o por problemas de medición. La selección adecuada de la ganancia proporcional (Kp), y la ganancia integral (Ki), así como la sintonía adecuada es importante para la estabilidad y precisión del control. El control PI se puede aplicar a los sistemas de control de acción rápida.

Figura 329. Control proporcional integral (PI).



Fuente: WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2. cap 5. p5.14.

12.3.6 Control proporcional integral derivativo (PID) Esto modo de control tiene una acción adicional al control PI, una acción derivativa que se opone a cualquier cambio y es proporcional a la rata de cambio. La salida de este controlador puede ser descrita por la siguiente ecuación:

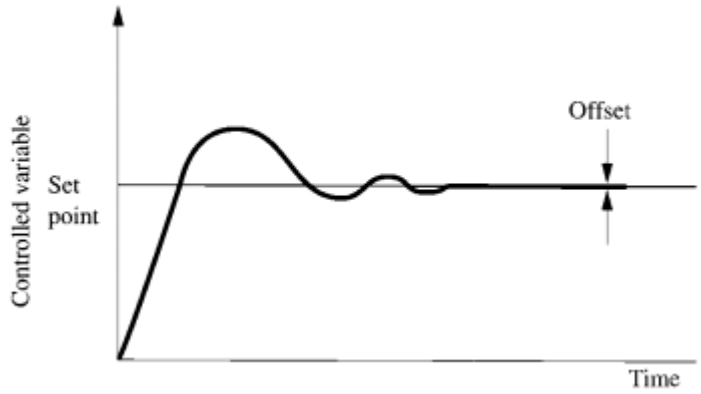
$$V = K_P e + K_i \int e dt + K \frac{de}{dt} + M \qquad (12.3)$$

Donde K es la ganancia derivativa. El efecto de añadir la función derivativa es que cuanto más rápido el punto de control, mayor será la acción correctiva proporcionada por la función derivativa. Al igual que el control PI, el control PID tampoco tiene compensación alguna una vez que ha alcanzada el estado estable.

En comparación con el control PI, el modo de control PID, presenta una acción correctiva más rápida y una condición de exceso, desviación y un cambio de la variable controlada menores. La variable controlada es llevada al punto de referencia requerido en un corto tiempo. Sin embargo es más difícil determinar correctamente el valor de las tres constantes o ganancias (Kp, Ki y K).[99]

[99] Ibid., p 5.14

Figura 330. Control proporcional integral derivativo (PID).



Fuente: WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2. cap 5. p5.14.

La selección adecuada de un modo de control adecuado depende de:

- Las características de funcionamiento.
- Características del proceso o del sistema.
- Características de los cambios de carga.

Si un modo de control más simple puede cumplir con los requisitos, este modo de control siempre será la primera opción. A excepción del control de dos posiciones y el paso a paso, todos los otros modos de control son modulativos.
El control modulativo es un modo de control que es capaz de aumentar o disminuir una variable de acuerdo a la desviación del valor requerido en pequeños incrementos de forma continua.

12.4 METODOS DE CONTROL

De acuerdo al tipo de señal de control y los diferentes tipos de energía empleadas para transmitir las señales, así como si un software se utiliza durante la operación de control, los métodos de control pueden ser clasificados como digital directa, neumática, eléctrica y electrónica.

Existen dos tipos de señales de control: Analógica y digital. Una señal analógica es en la forma de una variable continua. Una señal digital es una serie de pulsos de encendido y apagado usados para transmitir información.

Un controlador análogo convencional recibe una señal analógica continua, como un voltaje o una señal neumática, que es proporcional a la magnitud de la variable detectada. El controlador compara la señal recibida desde el sensor con respecto al valor deseado (el punto de referencia), y envía una señal al actuador de forma proporcional a la diferencia entre el valor percibido y el punto de referencia.

Un controlador digital, o un controlador basado en un microprocesador, reciben una señal eléctrica del sensor. Convierte la señal eléctrica en pulsos digitales de diferentes intervalos de tiempo para representar los valores de las señales. El microprocesador del controlador digital realiza las operaciones matemáticas y el procesamiento de estos valores. La salida del microprocesador puede ser en forma digital para accionar relés, o convertirse en señal análoga para (por ejemplo una corriente, o una presión neumática) para operar algún actuador.

12.4.1 Control digital directo (DDC) Un sistema de control DDC implica el uso de un microprocesador basado en un controlador digital para realizar las operaciones matemáticas y el procesamiento de la información de acuerdo a los algoritmos de control predeterminados o a programas de computadora. El elemento clave del control DDC, con respecto al control analógico es el software y el hardware contenido en el controlador digital directo que amplia enormemente las funciones de control.

La capacidad de recopilar información de cada punto del sistema, y luego procesarla es lo que hace del DDC un sistema de control tan poderoso. Algunas de las ventajas del control DDC se enlistan a continuación.

- La flexibilidad y sofisticación del sistema está limitada solo por los recursos financieros disponibles.

- La capacidad del sistema para almacenar información sobre el comportamiento interno del sistema a través del tiempo y presentar esta información en formas que ayuden al ahorro energético, monitoreo y mantenimiento.

- Acceso remoto a todo el sistema para modificar el software, cambiar configuraciones de control, ajustar puntos de referencia y horarios a través de vía telefónica o vía Internet.

- Con el incremento de su uso y la caída del precio de los sistemas informáticos en general, el DDC es a menudo más barato que los controles convencionales.

Con respecto a las desventajas del control digital directo:

- Los Sistemas de DDC son complejos. Personal de operación, así como de mantenimiento calificado es crítico para el éxito continuo.

- La ampliación de un sistema existente puede ser un desafío muy frustrante debido a la frecuente falta de interoperabilidad entre productos de diferentes fabricantes e incluso entre actualizaciones de los productos de un mismo fabricante.

1.4.1.1 Introducción al software y al hardware: Los DDC son operados por microprocesadores digitales tal como se mencionó anteriormente. Digital significa que ellos operan bajo una serie de pulsos, tal como lo hace un computador, los sistemas DDC tienden a ser muy compactos. Hay cuatro tipos principales de entradas y salidas en un sistema de control, en términos del control DDC estas pueden ser definidas de la siguiente manera:

- Entrada ON/OFF. Un interruptor, un relé o cualquier otro dispositivo que cierre un circuito, este comportamiento típicamente se ha llamado digital. Por consiguiente en términos del control DDC este es generalmente llamado entrada digital o DI (digital input). El término digital técnicamente no es correcto debido a que no hay una serie de impulsos solo uno ya sea “ON” o “OFF”, es por esto que el término binario se considera más apropiado.

- Salida ON/OFF. Esta salida alimenta un dispositivo o lo desconecta, del mismo modo esta se conoce como salida digital DO o de un modo más adecuado salida binaria.

- Entrada variable. Una señal variable como la temperatura, humedad o presión se denomina señal análoga o en términos del control DDC entrada análoga AI.

- Salida variable. Se conoce como una salida análoga o AO es usada para abrir o cerrar una válvula, ajustar un dámper o cambiar la velocidad de un ventilador.

Antes de poder conectar las entradas analógicas como un sensor de temperatura al computador se requiere un dispositivo “A/D” el cual transforma las salidas análogas a digitales. Por otro lado los componentes mínimos de un controlador DDC son:

- Fuente de energía, usada para alimentar la tarjeta a un voltaje bajo.

- Tarjeta del computador/tarjeta de entradas y salidas I/O, en estas se corre el software de control, poseen el hardware necesario para transformar las señales de análogas a digitales y viceversa.

- Puertos de comunicación, conexión que permite que la tarjeta del computador cargue el programa y lo modifique cuando sea necesario.

Hay tres grandes diferencias entre los controladores DDC y los demás sistemas de control considerados, estas son:

1. La tarjeta del computador, todos los procesos lógicos realizados por microprocesadores.

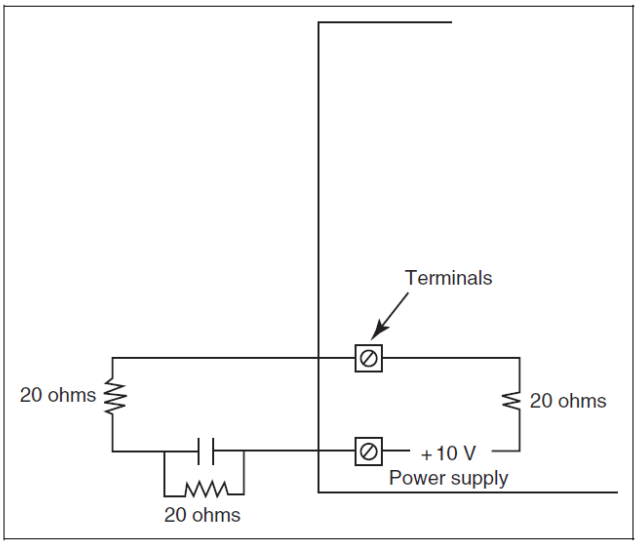
2. Son digitales en lugar de señales analógicas mejorando asuntos como precisión y control del tiempo.

3. Los puertos de comunicación proveen acceso a operadores y otros controladores para interconexión con otros controladores.

En el computador podemos tener software tan complejo como deseemos, los computadores digitales hacen todo en secuencia, no continuamente como lo hace el control neumático. El computador es rápido pero este toma las entradas discretamente, es decir uno al tiempo. Las comunicaciones entre dispositivos se logran generalmente haciendo uso de un cable de red.

1.4.1.2 Características de los puntos de entrada y salida I/O: Los puntos físicos de entrada y salida básicamente son cables unidos por tornillos a la tarjeta I/O, el punto más simple es el BI (Binary Input), este puede estar externa o internamente energizado. Con la alimentación externa el sistema no puede detectar si el sistema de alimentación ha fallado o si el contacto está abierto es por esto que una alimentación interna es mucho más confiable. Incluso con la alimentación interna un cable roto no puede ser detectado. Con un DDC existen posibilidades para monitorear un circuito. La figura muestra el monitoreo de una BI usando un punto de entrada análoga.

Figura 331. Monitoreo de un Punto BI usando una entrada análoga.



Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 10. p 257.

Existen cuatro posibles situaciones en el monitoreo:

- Corto Circuito, la diferencia de tensión entre dos terminales es 0.

- Interruptor cerrado, terminal a terminal voltaje de 5.0 (el circuito se cierra por la derivación del resistor).

- Interruptor abierto, terminal a terminal voltaje de 6.6 (el circuito está completamente abierto por la derivación del resistor).

- Circuito abierto, terminal a terminal voltaje de 10.

El software puede ser programando teniendo las situaciones anteriores 0-4.5 voltios corto circuito, por encima de 4.5 y debajo de 5.5 voltios el interruptor está cerrado, por encima de 5.5 y debajo de 6.1 voltios el interruptor está abierto y finalmente por encima de 7.1 voltios el circuito está abierto. El circuito encargado de convertir las señales análogas a digitales es conectado a través de los terminales y tiene una alta resistencia, es por esto que no influye en el

circuito principal. El conversor y la fuente de poder deben estar protegidos adecuadamente en caso de presentarse cualquier eventualidad.

La habilidad de usar una AI como una múltiple BI puede ser usada de muchas maneras. Otro ejemplo es revisar que la velocidad de un ventilador se mantenga constante usando un anillo de corriente alrededor de uno de los cables de alimentación. Generalmente se pueden detectar cuatro posibles situaciones en un motor con transmisión por correa:

- Sin corriente significa que el motor no ha sido alimentado.

- Caja corriente significa que el motor está funcionando pero no hay una carga tal vez porque la correa se rompió.

- Corriente normal.

- Sobrecarga.

Es importante aclarar que el uso de las entradas análogas implica costos de software no solo en el control lógico sino también en la relación minutos-persona al agregar los mensajes de alarma necesarios para el operador. Usar una AI en lugar de una simple On/Off BI cuesta más y el costo adicional debe balancearse con la ganancia de información de ese ventilador en particular. Para el caso de un pequeño ventilador esto tal vez no valga la pena pero para el caso de un ventilador que sirve a un edificio entero es la situación puede ser más favorable. La posibilidad de usar opciones de control más complejas y caras para edificaciones más complejas debe ser tenida en cuenta en todo momento.

El convertidor análogo toma una señal análoga y la transforma en una señal digital esto es una serie de unos y ceros conocidos como número binarios, el número de dígitos determina la precisión disponible.

- 1 bit, 0 ó 1 en total 2.

- 2 bits 00, 01, 10, 11 en total 4.

- 4 bits 0000, 0001, 0010, 0011, 0100, 0101, 0110, 0111, 1000, 1001, 1010, 1011, 1100, 1101, 1110, 1111 en total 16.

- 8 bits en total 256.

- 10 bits en total 1024.

- 12 bits en total 4096

Si se trata de un convertidor de ocho bits este solo puede transmitir en aumentos de 1/256 con respecto al rango de la señal inicial. Para climas fríos, el rango del sensor de temperatura exterior debe ser de-40°F hasta 120°F es decir un rango de 160°F. El convertidor podría proporcionar para este caso una señal digital cada 0.625°F=160/256. Este puede ser aceptable para controlar algunos dampers basados en temperatura, sin embargo, si la señal es usada para calcular la entalpia del aire exterior para compararla con el aire de retorno la precisión seria inadecuada.

Si para ese caso se usa un convertidor de 10 bit mejoramos la discretización 160/1024=0.16°F lo cual probablemente se acerca a la precisión requerida. Al definir la precisión en un sistema DDC hay cinco factores que combinados producen la precisión final, ellos son:

- El medio del sensor.

- Sensor.

- Transmisor.

- Interconexiones.

- Convertidor A/D.

Ejemplos de medios en los cuales la precisión se ve comprometida son: turbulencia en el medio a través de los sensores de flujo, sensores de temperatura del aire exterior lo cuales reciben radiación directa, mezcla pobre de corrientes de aire antes de un sensor de temperatura de aire mezclado. Dado que pueden darse estos errores de precisión la pregunta que surge es si existe una precisión del sensor, que calidad fue provista y cual era requerida, el desempeño del transmisor debe cumplir con el rango del sensor. Un transmisor diseñado para entregar 0-10 voltios con un termistor con un rango de 100°F no será muy exacto midiendo la temperatura del agua enfriada en el rango de 38-45°F, si el cableado no es muy grande no debería ejercer ninguna influencia en el grado de precisión, para grandes distancias se debe usar un conversor lazo de corriente de 4-20 mA en lugar de uno económico de 0-5, o 0-10 voltios.

La precisión se ha tomado tan seriamente que existen empresas con equipo especialmente calibrado por las diversas organizaciones como NIST (national institute of standards and technology) en USA, NPL (national Physical Laboratory) en UK entre otras, aunque hay que recordar que la industria del HVAC nunca se ha enfocado en la precisión debido a las exigencias de lograr el menor costo posible si se requiere un alto grado de precisión la selección de los equipos se debe hacer con sumo cuidado.

Por último en las salidas tanto análogas como digitales el asunto de la una conversión precisa es similar a las entradas, la principal diferencia se da en que los dispositivos a comandar no reaccionan directamente con la primera señal, estos requieren un cambio significativo en la señal para vencer la fricción por lo general un dispositivo de 8 bits es adecuado.

12.4.2 Control neumático. En un sistema de control neumático, el aire comprimido se utiliza para operar los sensores, controladores, actuadores y para transmitir las señales. [100]

Este método de control consiste de una fuente de aire comprimido, sistema de distribución, sensores, controladores y actuadores. Normalmente un filtro se emplea para eliminar las partículas de polvo contenidas en el aire. Existe una válvula reductora de presión, cuya función es la de reducir la presión de alta del compresor, al valor requerido en la línea de alimentación principal.

Las ventajas del control neumático son:

- El equipo es de por si proporcional, pero puede proporcionar control de dos posiciones cuando sea necesario.

- Muchas secuencias y combinaciones de control son posibles con equipos relativamente simples.

- El equipo neumático es conveniente donde existen riesgos de explosiones.

- El costo de instalación y de los materiales es relativamente bajo.

- La confiablidad de los equipos neumáticos instalados correctamente es buena. Su mantenimiento es sencillo.

12.4.3 Control eléctrico o electrónico Los dos tipos de control emplean la energía eléctrica como fuente de energía para los sensores y controladores. Un sistema con control eléctrico a menudo ofrece un control de dos posiciones. Interruptores, relés, contactores y dispositivos electromecánicos son los componentes de los sistemas de control eléctrico.

[100] Ibid., p 5.7.

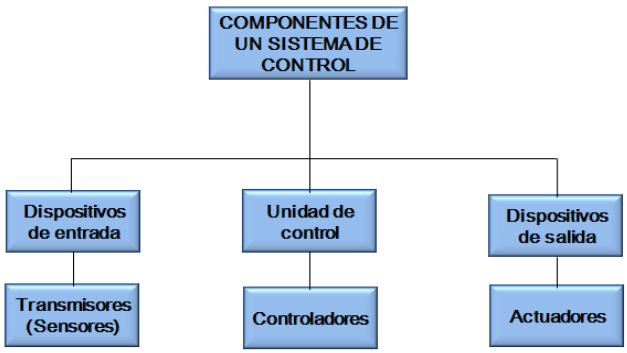
En adición a los interruptores y relés un sistema de control electrónico tiene transistores, diodos, capacitores, y tableros de circuitos impresos como componentes del sistema. Los sistemas de control electrónico siempre tienen sensores más precisos y los controladores de estado sólido con funciones sofisticadas, pueden ser fácilmente con el sistema de automatización de los edificios. El control electrónico tiene una respuesta más rápida y más precisa del procesamiento de datos que los sistemas de control eléctricos. Los sistemas de control electrónico cuestan más, y necesitan de personal calificado para el mantenimiento y reparación.

Debido a la creciente demanda de controladores más sofisticados para satisfacer las necesidades un mejor control ambiental interior, la calidad del aire, el ahorro de la energía, menores costos y una mayor fiabilidad, la tendencia reciente es el uso del DDC para proyectos más exigentes y de gran envergadura. Un sistema DDC moderno está formado por sensores electrónicos, controladores basados en microprocesador incorporado con componentes electrónicos y actuadores electrónicos o neumáticos.

12.5 ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE CONTROL

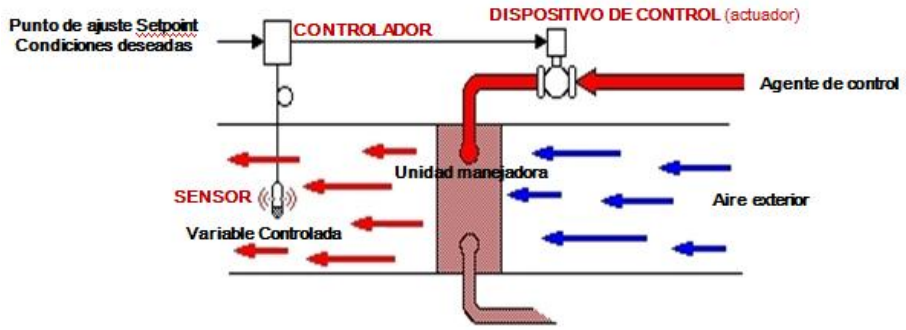
Generalmente, los sistemas de control se componen de un dispositivo de entrada, una unidad de control y un dispositivo de salida. En la figura 332 y 333 se presentan los elementos principales de un sistema de control de acuerdo a lo anteriormente mencionado.

Figura 332. Elementos principales de un sistema de control



Fuente: Los autores

Figura 333. Control básico de la temperatura para un sistema de acondicionamiento de aire.

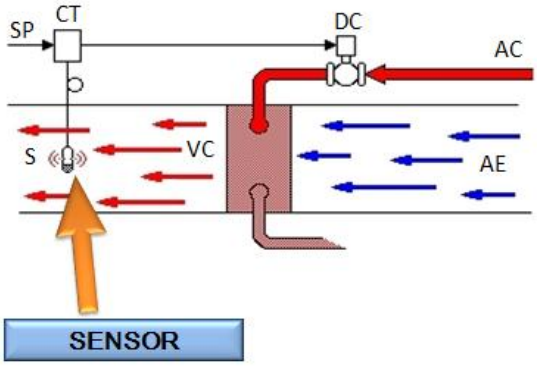


Fuente: Autores

12.5.1 Dispositivos de entrada (sensores). Los sensores miden la variable controlada, tales como la temperatura, la humedad o el flujo y la presión proporcionan información al controlador ver figura 334, estos pueden ser locales o remotos.

La variable controlada es el componente que se mide y modifica para alcanzar las condiciones deseadas o setpoint (SP).

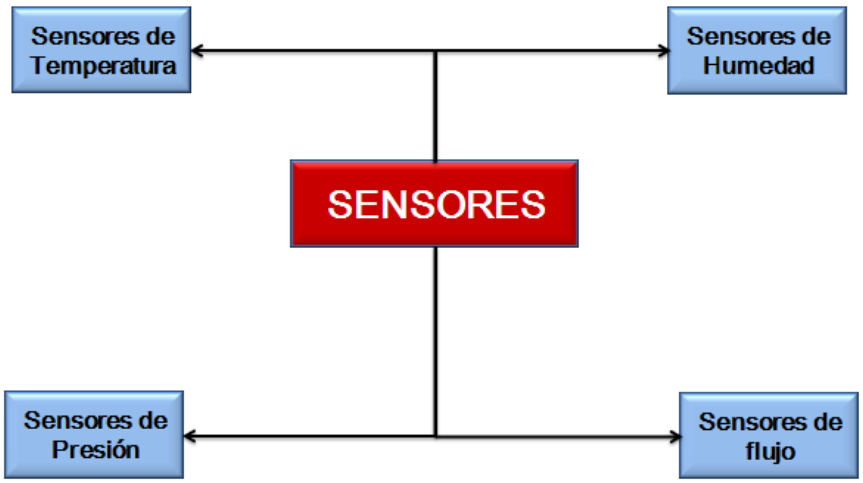
Figura 334. Sensor de temperatura



Fuente: Autores

12.5.1.1 Clasificación de los sensores. En la figura 335, se da una clasificación de los sensores para los sistemas HVAC[101].

Figura 335. Sensores para un sistema HVAC



Fuente: los autores

Existen diferentes tipos de sensores que producen diferentes tipos de señales, entre los cuales tenemos:

- El sensor análogo es usado para monitorear continuamente los cambios en las condiciones del sistema. el sensor análogo provee al controlador una señal eléctrica que varía en el orden de los 0V a los 10V.

- un sensor digital se usa para proporcionar dos señales de posición abierta o cerrada, como el caso de una bomba que se puede ser encendida o apagada. El sensor digital proporciona al controlador una señal discreta para abrir o cerrar contactores.

Algunos sensores electrónicos utilizan un atributo inherente de su material (por ejemplo, la resistencia del cable) para proporcionar una señal y se puede conectar directamente al controlador electrónico. Por ejemplo, un sensor que

[101] HVAC. “Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”.

detecta la presión requiere un transductor o transmisor para convertir la señal de presión a una señal de voltaje o corriente para que puedan ser utilizadas por el controlador electrónico. Algunos sensores pueden medir la temperatura, el estado de la demanda eléctrica, u otras variables que afectan a la lógica del controlador. Otros sensores de datos de entrada que influyen en la lógica de control o de seguridad, incluyen el flujo de aire, el flujo de agua, la corriente, fuego, humo, alta o baja temperatura límite. Los sensores son una parte muy importante del sistema de control y pueden ser un eslabón débil en la cadena de control.

Los sensores típicos usados en los sistemas de control electrónico son:

- Los sensores de resistencia: son " dispositivos de temperatura de resistencia (RTDs)" y se utilizan en la medición de la temperatura. Ejemplos de ello son los elementos de BALCO, cobre, platino, Termistores 10K y 30K.

- Los Sensores de voltaje: pueden ser utilizados para la medición de la temperatura, humedad y presión. Los rangos típicos de voltaje de entrada son de 0 a 5 Vdc (voltios de corriente continua), de 1 a 11 Vdc, y de 0 a 10 Vdc.

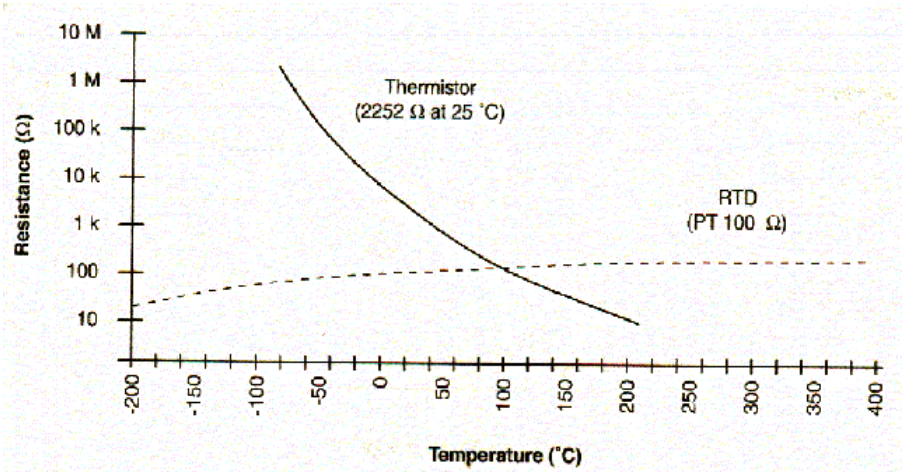
- Los sensores de corriente: pueden ser utilizados para la medición de la temperatura, humedad y presión. La gama actual típica es de 4 a 20 mA (miliamperios).

- **Sensores electrónicos de temperatura.** Los sensores de temperatura electrónicos se clasifican en tres categorías: 1) dispositivos de resistencia térmica (RTD), 2) Termistores y 3) Termopares.

- **Dispositivos de resistencia térmica (RTD).** Los detectores de temperatura resistivos (RTD – Resistance Temperature Detector) son sensores de temperatura basados en la variación de la resistencia de un

conductor (platino) con la temperatura. Los RTD poseen un coeficiente de temperatura positivo.

Figura 336. Variación de la resistencia de los sensores RTDs y los termistores con la temperatura



Fuente: http://www zone.ni.com/.../devzone/tut/a/fab1fe69780.gif

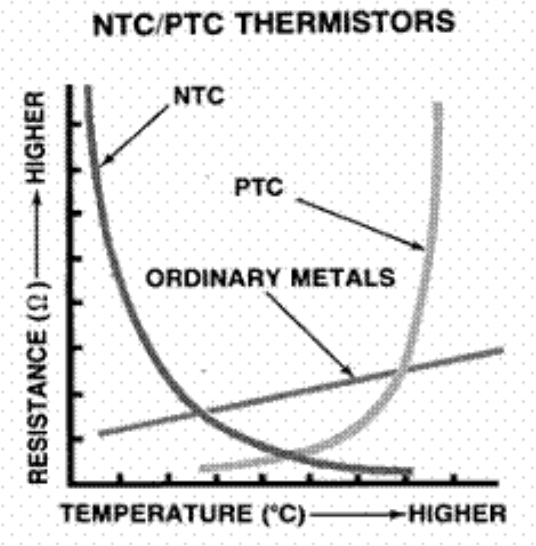
RTDs se utilizan en la detección de temperatura del aire y líquido en las tuberías, conductos y como sensores de temperatura ambiente.

- **Termistores.** Termistores son semiconductores sensibles a la temperatura que muestran un gran cambio en la resistencia en un rango relativamente pequeño de temperatura. Hay dos tipos principales de termistores, coeficiente de temperatura positivo (PTC) y coeficiente de temperatura negativo (NTC). Termistores NTC presentan la siguiente característica, la resistencia cae con el aumento de la temperatura ver figura 337. Estos son los más utilizados para medir la temperatura.

  A diferencia de los RTDs, la característica de resistencia a la temperatura de un termistor no es lineal, y no puede ser caracterizada por un coeficiente único. Los fabricantes suelen proporcionar los datos de temperatura de resistencia en las curvas, tablas o expresiones polinómicas. Linealizar la

relación resistencia-temperatura se puede lograr con circuitería analógica, o por la aplicación de las matemáticas utilizando computación digital.

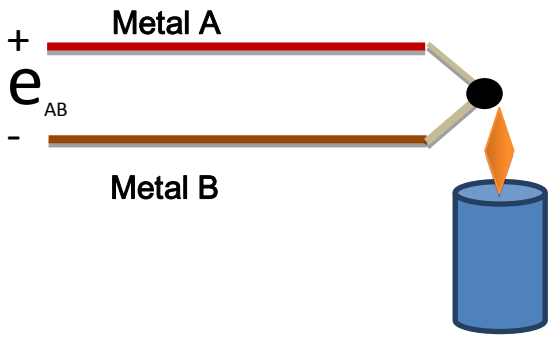
Figura 337. Curva características de los termistores NTC y PTC



Fuente: http://www zone.ni.com/.../devzone/tut/a/fab1fe69780.gif

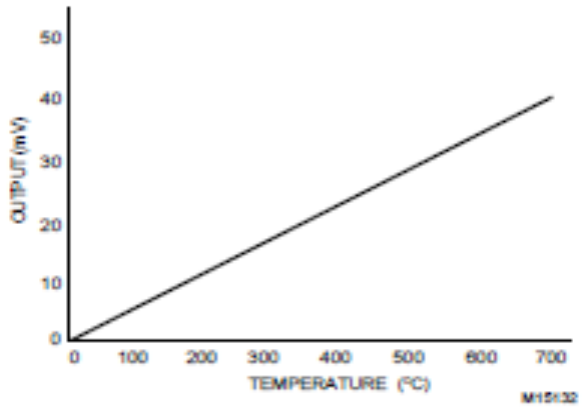
- **Termocuplas.** Son fabricadas usando dos metales diferentes unidos en sus extremos ver figura 338. Cuando estos metales son sometidos al alta temperatura, una tensión en mini-voltios es generada, La tensión generada es directamente proporcional a la diferencia de temperatura ver figura 339.

Figura 338. Composición de una termocupla



Fuente: Autores

Figura 339. Variación de la tensión con respecto a la temperatura, termocupla tipo J



Fuente: http://www zone.ni.com/.../devzone/tut/a/fab1fe69780.gif

- **Sensores de humedad relativa**. Varios métodos de detección se utilizan para determinar el porcentaje de humedad relativa, incluyendo la medición de los cambios de la resistencia, la capacitancia, la impedancia y la frecuencia. También existen telas que cambian de dimensión con la variación de la humedad, el pelo, nylon y madera, que todavía están en uso para la medición, pero no son fiables. Cinta de plástico higroscópico ahora es más común. Estos medios se pueden utilizar para abrir o cerrar los contactos o para operar un potenciómetro. Para aplicaciones electrónicas, se hace uso de una sal higroscópica tales como cloruro de litio, que proporcionan un cambio en la resistencia en función de la cantidad de humedad absorbida. Sensores de estado sólido utilizan elementos de la película del polímero para producir variaciones en la resistencia o capacitancia.

- **Sensores de humedad relativa tipo resistencia.** Este método utiliza el cambio en la resistencia para determinar la humedad relativa, trabaja con una capa de sal higroscópica tales como cloruro de litio que es depositada entre dos electrodos. Ambos materiales absorben y liberan humedad en función de la humedad relativa, provocando un cambio en la resistencia del sensor. Un controlador electrónico conectado a este sensor detecta los

cambios en la resistencia, que puede utilizar para proporcionar un control de la humedad relativa.

- **Sensor de humedad relativa tipo capacitancia.** Es un método que utiliza los cambios en la capacitancia para determinar la humedad relativa; mide la capacitancia entre dos placas conductoras separadas por un material sensible a la humedad como el plástico polímero. Como el material absorbe el agua, la capacitancia entre las placas disminuye y cambia, la cual puede ser detectado por un circuito electrónico.

  Debido a la naturaleza de la medición, los sensores de capacitancia de humedad se combinan con un transmisor para producir una tensión o una señal de más alto nivel que la generada si estuviesen solos. Las consideraciones claves en la selección de la combinación sensor transmisor incluyen rango, límites de temperatura, la precisión de extremo a extremo, la resolución, la estabilidad a largo plazo, y capacidad de intercambio.

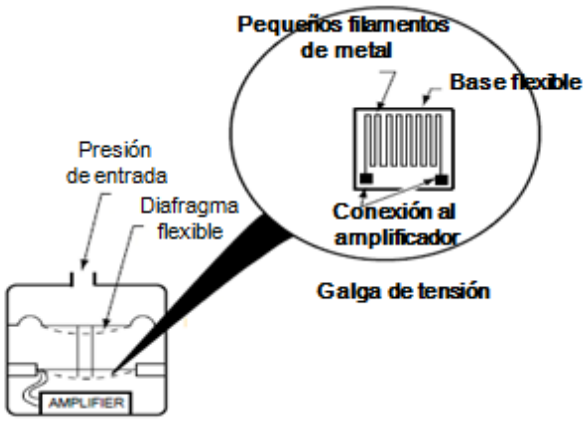
- **Sensor de humedad relativa de cristal de cuarzo.** Utilizan un cristal de cuarzo recubierto con un material higroscópico, tales como el plástico polimérico. Cuando un circuito oscilante energiza el cristal de cuarzo, genera una frecuencia constante. A medida que el material polimérico absorbe la humedad se presentan cambios de la masa del cristal de cuarzo, la frecuencia de oscilación varía y puede ser medida por un circuito electrónico.

- **Sensores de presión.** Diversos principios eléctricos se aplican a la presión de medición. Entre los más comúnmente utilizados son la capacidad y resistencia variable (piezoeléctrico y strain gage).

- **Sensores de resistencia variable.** La tecnología de resistencia variable incluye tanto la galga de tensión y las tecnologías piezoeléctricas. Un sensor de presión electrónico convierte los cambios de presión en una

señal, tales como tensión, corriente o resistencia que puede ser utilizado por un controlador electrónico. Un método que mide la presión mediante la detección de cambios en la resistencia utiliza un diafragma pequeño y flexible y un montaje de galga de tensión. El montaje de galga de tensión comprende un (serpentín) de alambre y una película metálica delgada, depositados sobre una base no conductora ver figura 340. El montaje de galga de tensión se estira o se comprime con el diafragma que se flexiona con las variaciones de la presión. El estiramiento o la compresión produce cambios en la galga de tensión en la longitud de los cables finos de metal de la película fina, que cambian la resistencia total. La resistencia puede ser detectada y amplificada. Estos cambios en la resistencia son pequeños. Por lo tanto, un amplificador se proporciona en el conjunto del sensor para amplificar y acondicionar la señal para que el nivel enviado al regulador sea menos susceptible a interferencia de ruido externo. El sensor se convierte en un transmisor, la presión de detección de movimiento se pueden transmitir directamente a un dispositivo de control eléctrico o neumático. En los sistemas electrónicos, el diafragma o el elemento sensor se conecta a un dispositivo de estado sólido que cuando cambia la resistividad no se distorsiona. Esto se conoce como el efecto piezoeléctrico.

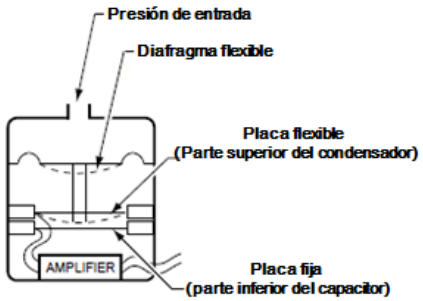
Figura 340. Sensor de presión con resistencia variable



Fuente: HONEYWELL. "Engineering Manual of Automatic Control for Commercial Buidings: Heating, Ventilating, air conditioning". Si Edition. Catalog 1995 and 1997.Usa. p.127.

- **Sensor de presión capacitivo.** Una placa fija y una placa flexible constituyen una parte del conjunto de condensadores. Cuando se dobla el diafragma con la variación de la presión, la placa flexible del conjunto de condensadores se acerca a la placa fija produciendo cambios en la capacitancia ver figura 341.

Figura 341. Sensor de presión capacitivo con placa flexible

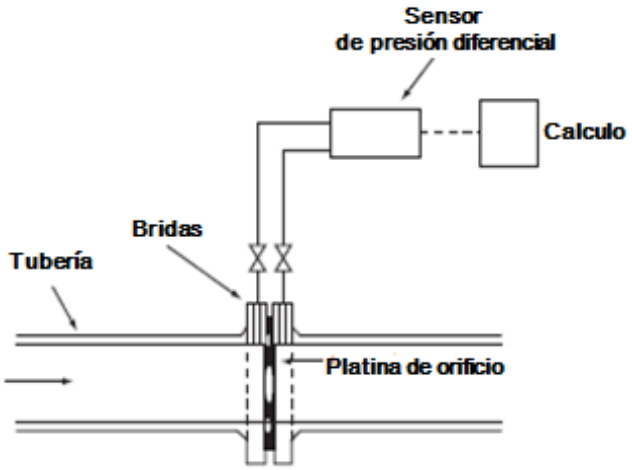


Fuente: HONEYWELL. "Engineering Manual of Automatic Control for Commercial Buidings: Heating, Ventilating, air conditioning". Si Edition. Catalog 1995 and 1997.Usa. p.127.

- **Sensores de flujo.** El caudal de un líquido se puede obtener mediante la medición de la velocidad del fluido en un conducto o tubería y multiplicándola por el área conocida de la sección transversal (en el punto de medición) de ese conducto o tubería. Los métodos comunes para medir el flujo de líquidos incluyen la diferencia de presión a través de la restricción del flujo (placa de orificio, flujo a través de una tobera, venturi), sensores de flujo de desplazamiento, sensores de flujo basados en una turbina, sensores de flujo magnético, sensores de flujo ultrasónicos.

- **Placa de orificios.** Una placa sencilla de orificios concéntricos produce una cambio en la presión cuando constriñe el flujo de un liquido, generándose una presiona diferencial a través de la placa ver figura 342. El resultado es una alta presión aguas arriba y aguas abajo una baja presión que es proporcional al cuadrado de la velocidad del flujo.

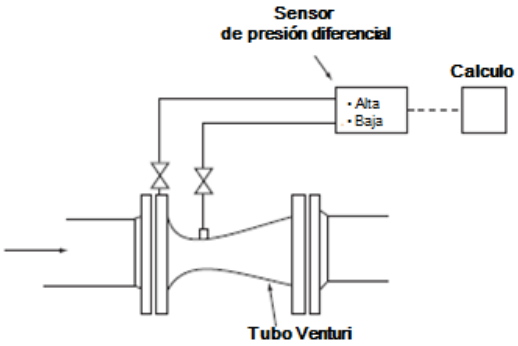
Figura 342. Placa de orificios



Fuente: MONTGOMERY Ross, MCDOWALL. "Fundamentals HVAC Control Systems". Inch/Pound Edition. ASHRAE. Atlanta. P.138.

- **Tubo venturi.** El medidor venturi consiste en una sección rápida convergente, que aumenta la velocidad del flujo y por lo tanto reduce la presión. A continuación, vuelve a las dimensiones originales de la tubería por una sección suavemente divergente 'difusor'. Al medir la diferencia de presión, en la descarga se puede calcular el flujo. Este es un método particularmente exacto de la medición de flujo y las pérdidas de energía son muy pequeñas.

Figura 343. Tubo venturi



Fuente: MONTGOMERY Ross, MCDOWALL. "Fundamentals HVAC Control Systems". Inch/Pound Edition. ASHRAE. Atlanta. P.138.

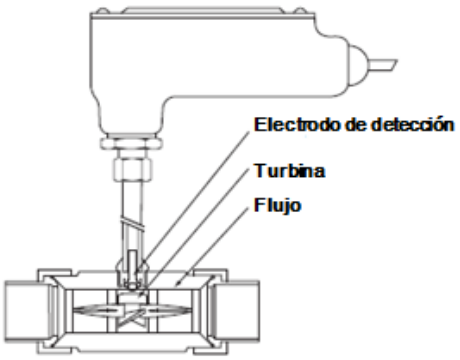
Los tubos Venturi presentan una pérdida de presión muy baja en comparación con otros medidores de presión diferencial, pero también son

los más grandes y más costosos. Las aplicaciones del tubo Venturi se dan en los sistemas en los que se requieren una baja caída de presión y una lectura de alta precisión. Son ampliamente utilizados en tuberías de gran diámetro.

- **Sensores de flujo de desplazamiento positivo.** Medidores de desplazamiento positivo se utilizan también para la medición líquidos y gases. Los tipos comunes de flujo de desplazamiento positivo son medidores lobulados y medidores de tipo planetario, medidores oscilantes de disco y medidores oscilantes de pistón. Estos medidores se construyen típicamente de metales como latón, bronce, fundido y hierro dúctil, pero puede ser de plástico de ingeniería, dependiendo del servicio.

- **Sensores de flujo basados en turbina.** Medidores de turbina de tipo hélice funcionan con en el principio de que el líquido fluye a través de la turbina o hélice el cual inducirá una velocidad de rotación que puede estar relacionado con la velocidad del fluido. Contadores de turbina de flujo son de uso común donde se requiere una buena precisión para el control de flujo crítico o de la medición para el cálculo de la energía. Tipos de inserción se utilizan para aplicaciones menos críticas. Tipos de inserción suelen ser más fáciles de mantener e inspeccionar, ya que pueden ser retirados para su inspección y reparación sin perturbar la tubería principal.

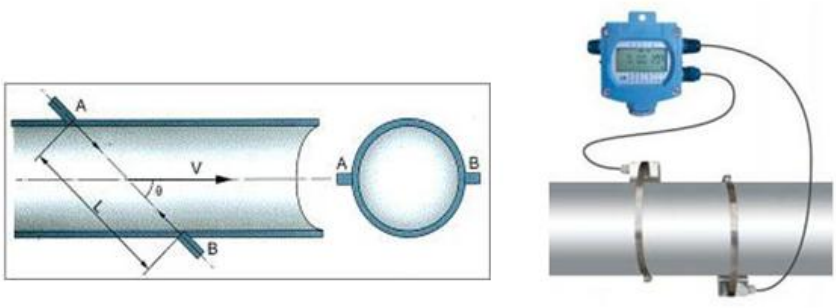
Figura 344. Sensor de flujo basado en turbina



Fuente: MONTGOMERY Ross, MCDOWALL. "Fundamentals HVAC Control Systems". Inch/Pound Edition. ASHRAE. Atlanta. P.141.

- **Sensores ultrasónicos de flujo.** Los sensores ultrasónicos miden el flujo de la velocidad de las ondas sonoras se propagan a través de un fluido entre dos puntos de la longitud de una tubería. La velocidad de la onda sonora depende de la velocidad del fluido, de tal manera que una onda de sonido que viaja río arriba de un punto a otro es más lento que la velocidad de la misma onda en el líquido en reposo. La velocidad descendente de la onda de sonido entre los puntos es mayor que la de la misma onda en un fluido en reposo. Esto es debido al efecto Doppler. El flujo del fluido se puede medir en función de la diferencia en el tiempo de viaje entre la onda aguas arriba y aguas abajo. Los sensores ultrasónicos de flujo no son intrusivos y están disponibles a un costo moderado. Muchos modelos están diseñados para sujetar a la tubería existente. Medidores de flujo ultrasónico Doppler tienen una precisión de 1 a 5% a la tasa de flujo.

Figura 345. Sensor ultrasónico de flujo



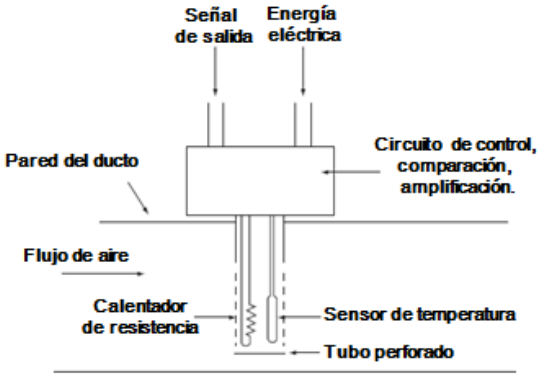
Fuente: MONTGOMERY Ross, MCDOWALL Robert. "Fundamentals HVAC Control Systems". Inch/Pound Edition. ASHRAE. Atlanta. p.143.

- **Medidores de flujo de aire.** Los métodos comunes para medir el flujo de aire incluyen los anemómetros de hilo caliente, sistemas de medición de presión diferencial, medidor de flujo de vórtice.

- **Anemómetro de hilo caliente.** Utiliza una sonda caliente que se enfría por el movimiento del aire en proporción directa a su tasa de flujo másico. El dispositivo mide la corriente eléctrica necesaria para mantener el elemento a una temperatura constante (alrededor de 200 F) y esto se traduce en una

señal de velocidad que se puede leer en un dispositivo o utilizada en un sistema de control.

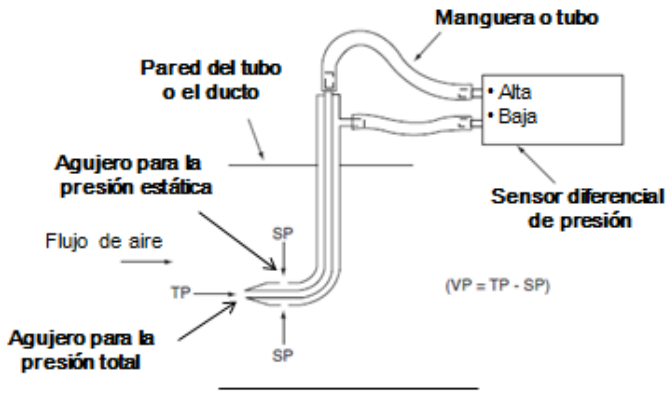
Figura 346. Anemómetro de hilo caliente



Fuente: MONTGOMERY Ross, MCDOWALL Robert. "Fundamentals HVAC Control Systems". Inch/Pound Edition. ASHRAE. Atlanta. p.144.

- El tubo Pitot estático, se puede utilizar para medir la presión total y la presión estática de la red de conductos. En la figura 347 se muestra un tubo típico Pitot estático. El agujero que esta frente al tubo y a la corriente de aire mide la presión total, los agujeros que están en los lados miden la presión estática, la diferencia de presión medida en el manómetro es por lo tanto la presión de velocidad o cabeza de velocidad.

Figura 347. Tubo Pitot- estático



Fuente: MONTGOMERY Ross, MCDOWALL Robert. "Fundamentals HVAC Control Systems". Inch/Pound Edition. ASHRAE. Atlanta. p.145.

La velocidad puede ser determinada por la siguiente ecuación:

$$Presión\ total = Presión\ estática + Presión\ de\ velocidad$$

$$Presión\ de\ velocidad\ (VP) = Presión\ total - Presión\ estática$$

$$V_{velocidad} = C * \sqrt{\frac{2 * VP * g}{\rho}} \qquad (12.4)$$

Donde:

$V_{velocidad}$ = velocidad (ft/min)

VP= Presión de velocidad (in W.C)

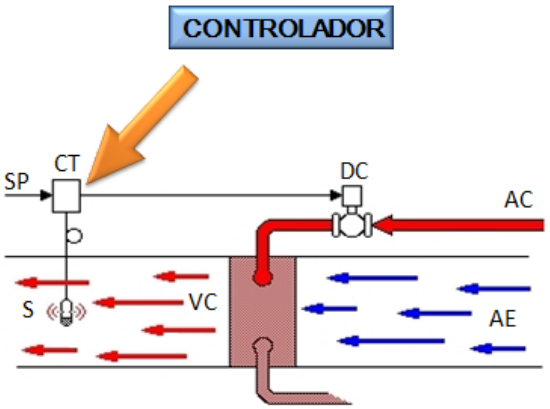
g= constante gravitacional (32.174 lbm*ft/lbf*s^2)

ρ= Densidad del aire (lbm/ft^2)

C= factor de conversión de unidades (136.8)

12.5.2 Unidad De control (controladores). La unidad de control es el cerebro del cualquier sistema de automatización, es aquí donde el controlador recibe las señales del sensor, compara las entradas con un conjunto de instrucciones tales como el punto de referencia y el límite de rango, se aplica la lógica de control que produce una señal de salida ver figura 348. La señal de salida se puede transmitir tanto al dispositivo controlado o en otras funciones de control lógico. Los tipos de señales para los controladores pueden ser eléctricas, electrónicas, neumáticas o digitales. Las señales electrónicas o eléctricas podrían ser salidas de tensión o corriente, las salidas de tensión puede ser de 0 a 10 Vdc, 2-15 Vdc, u otros rangos dependiendo del controlador. Las salidas de tensión tienen la desventaja, en comparación con las señales actuales (digitales), en que las señales de tensión son más susceptibles a la distorsión en distancias cuando el cable es largo. Salidas de corriente modular 4 a 20 mA, tienen la ventaja en cuanto a que la distorsión de la señal se da en distancias de cable un poco más largo que la anterior.

Figura 348. Controlador



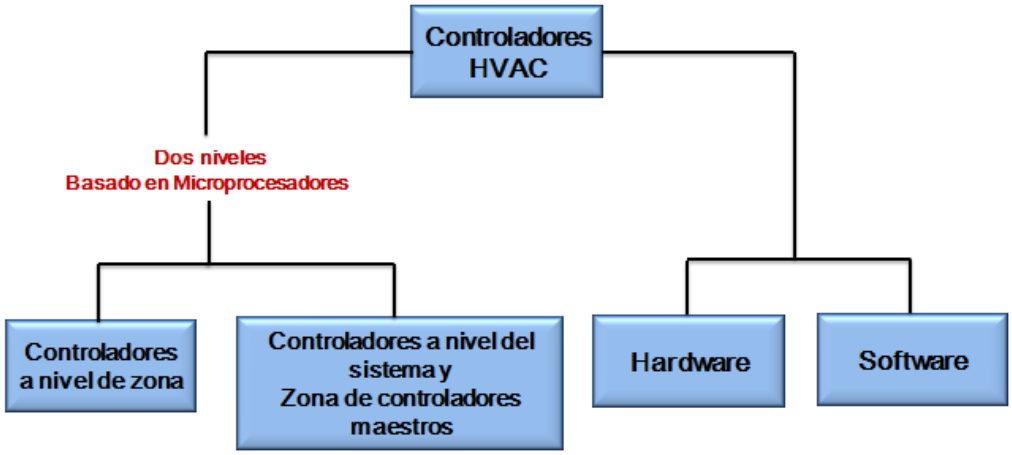
Fuente: Autores

Los controladores comúnmente encontrados en la industria son: PC+ Dispositivos E/S, Controladores basados en Microcontroladores, PLCs, DDC (Microprocesadores), Reguladores digitales, PC industriales.

12.5.2.1 Controladores HVAC. La capacidad del sistema de HVAC es típicamente diseñado para las condiciones extremas. La mayoría de operación de estos sistemas ocurre a carga parcial debido a la variación durante el día de las cargas de energía solar, la ocupación, la temperatura ambiente, equipos y cargas de alumbrado etc. Esta desviación en el diseño dará lugar a cambios drásticos o desequilibrios, puesto que la capacidad de diseño es mayor que la carga real en la mayoría de escenarios de operación. Sin sistema de control, el sistema se vuelve inestable, sobrecalentando o subenfriando el espacio el cual se está acondicionando. La tendencia actual en el campo de HVAC es usar tecnología basada en microcontroladores también conocida como DDC.

En la siguiente figura 349, se muestra un resumen de los controladores HVAC basados en microprocesadores:

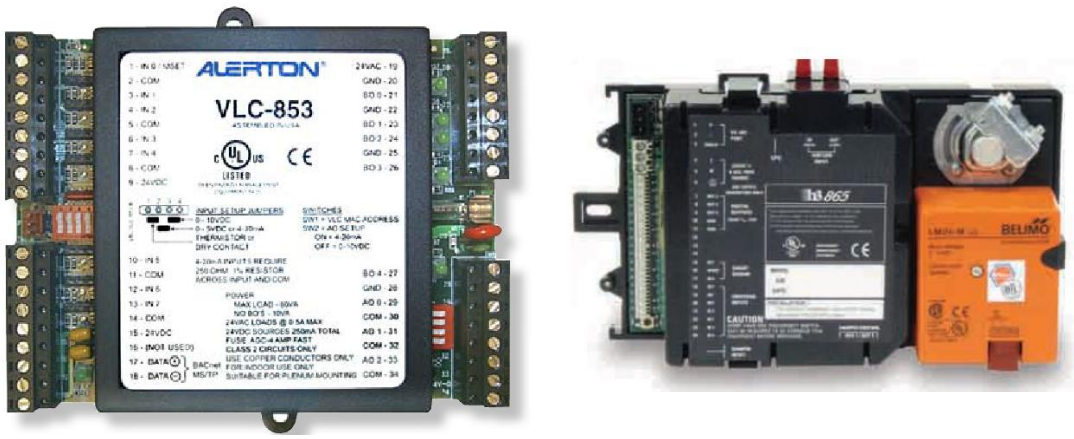
Figura 349. Controladores HVAC



Fuente: Autores.

Controladores a nivel de zona. Generalmente son utilizados para el control de unidades de HVAC terminales que abastecen de calefacción y refrigeración a los espacios ocupados y otras zonas del edificio. Normalmente estos se pueden clasificar como de tarea específica o múltiple propósito, tiene un gran número de entradas y salidas tal como se aprecia en la siguiente figura, estas pueden ser tanto análogas como digitales y su número y distribución dependerá en gran medida del fabricante y sus modelos disponibles.

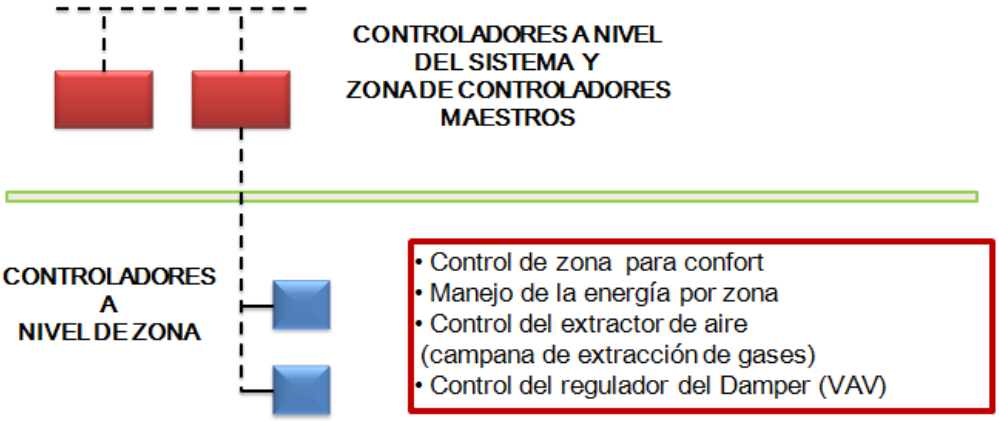
Figura 350. Controladores de zona



Fuente: The Alerton BACtalk VLC-853 Datasheet, Alerton, http://www.alerton.com/s/Products/HVAC/BACtalk/Field%20Controller/VLC-853/7985

Estos dispositivos pueden controlar las unidades terminales VAV, fan coils, unidades de ventilación, bombas de calor, equipos de presurización espacio, campanas de gases de laboratorio, y cualquier otra zona de control o dispositivo de unidad terminal. Un ejemplo típico de un controlador de zona con propósito específico es el controlador de una caja de VAV que con frecuencia dispone de un actuador de compuerta integral en el mismo paquete y sólo tiene el número de entradas y salidas justo para ejercer la tarea para la cual fueron diseñados. En la figura 351 se muestran un resume de los controladores a nivel de zona según sus aplicaciones:

Figura 351. En el grafico se muestran algunas aplicaciones de los controladores a nivel de zona.



Fuente: Autores

Controladores a nivel del sistema. Son más flexibles que los controladores de nivel de zona. En cuanto a su aplicación tienen más capacidad. Normalmente, los controladores de nivel de sistema se aplican a los sistemas en las salas de máquinas, incluidos los sistemas VAV, central de suministros de tratamiento de aire incorporado, enfriadores y plantas centrales de calderas. Las secuencias de control varían y suelen contener programas personalizados escritos para manejar los requisitos de aplicación específicos.

Controladores de zona y nivel de sistema deben estar equipados con un puerto de comunicaciones. Esto permite que los datos dinámicos, puntos de ajuste y

los parámetros se pasan entre un terminal de operador local, un sistema de gestión del edificio central, y / u otros controladores.

Por último se muestra un controlador de red con router integrado lo cual lo hace extremadamente poderoso y versátil en cuanto a la tarea de administrar y transmitir información entre las diferentes redes a las cuales se encuentre conectado. Además este pude servir a un gran número de controladores de zona o multipropósitos.

Figura 352. Controlador de red



Fuente: Andover Continuum bCX1 Controllers/Router series, Andover continuum, http://products.schneider-electric.us/products-services/products/building-automtion products/

Es común también encontrar módulos que permiten adaptar un mayor número de entradas y salidas estos son conocidos como módulos de expansión. A continuación se muestra módulos de expansión de la línea Reliable controls adjuntos a un controlador de red.

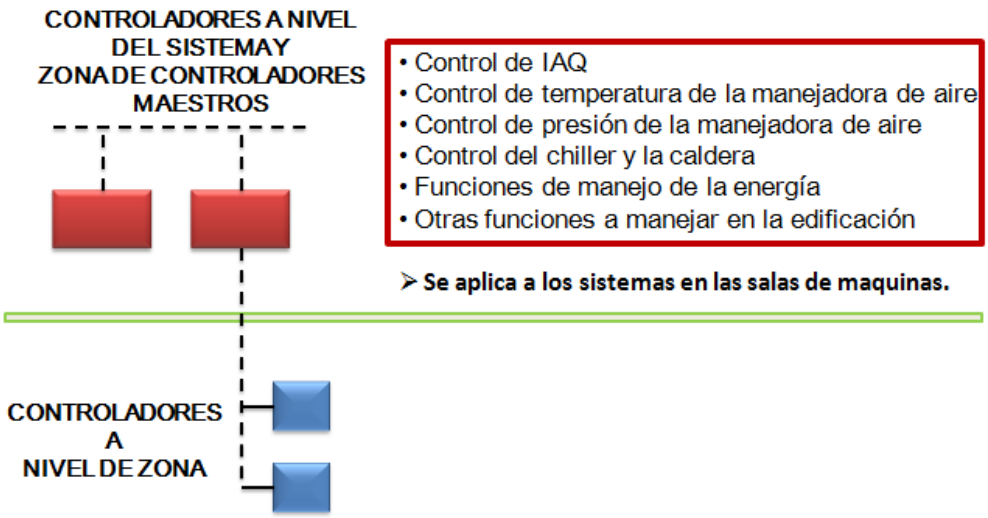
Figura 353. Módulos de expansión



Fuente: MACH-Global Input Expansion Card, Reliable controls, http://www.reliablecontrols.com/products/catalog/pdfs/Catalog_MGXI_En_Imp.pdf

Dentro de las aplicaciones que se pueden tener en los controladores de red o del sistema están las del control de IAQ, control de temperatura, control de presión, control de chiller, por mencionar algunos tal como se puede observar en la figura 354.

Figura 354. Aplicaciones de los controladores a nivel del sistema



Fuente: Autores

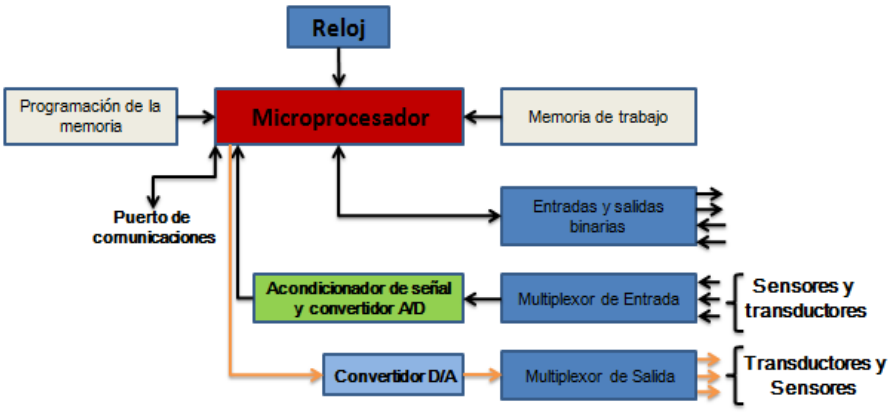
Para cada uno de los controladores sin importar de qué tipo se trate, se pueden diferenciar dos componentes notorios, estos son:

12.5.3 Hardware. Los Componentes físicos de un controlador basado en microprocesadores se pueden resumir como:

- Microprocesador.
- Memoria programable.
- Memoria de trabajo.
- Reloj o dispositivos para medir el tiempo.
- Un medio para obtener los datos de entrada y salida del sistema (puerto de comunicaciones).

La distribución de los elementos anteriormente mencionados se puede apreciar en la siguiente figura 355.

Figura 355. Componentes básicos de un controlador



Fuente: Autores

El puerto de comunicaciones además de ser un buen complemento es una necesidad para programar y ajustar o interconectar el controlador con una computadora central o el sistema de manejo del edificio. Existen diversos

estándares entre los cuales se destacan el RS485, el RS232 y el RJ45 ya que son los más usados actualmente.

La medición del tiempo para las operaciones del microprocesador se sustenta en un reloj con batería, este opera en un rango de microsegundos controlando la ejecución de las diversas instrucciones contenidas en los programas.

La memoria programable mantiene las instrucciones básicas establecidas para la operación del controlador así como los programas guardados. El tamaño y el tipo de la memoria varía dependiendo de la aplicación y si el controlador es de propósito específico o general. Los controladores de propósito específico normalmente tienen programas estándar y son provistos con memoria tipo ROM (read only memory) o de solo lectura o PROM (programable read only memory) la cual permite solo programar la memoria en una sola ocasión. Los controladores de propósito general frecuentemente deben lidiar con una variedad de programas completamente personalizados y son provistos de memorias con la capacidad de ser programadas en varias ocasiones mediante pulsos eléctricos tal como la popular memoria Flash un tipo de memoria EEPROM, las memorias usadas para guardar programas deben ser no volátiles es decir que puedan retener los programas aun con la ausencia de alimentación eléctrica.

Los controladores de zona tanto específicos como generales usan memoria tipo SRAM (static random access memory) como memoria de trabajo, mientras los controladores de red usan SDRAM (Synchronous dynamic random access memory) lo cual significa que el cambio de estado tiene lugar en el momento señalado por una señal de reloj y, por lo tanto, está sincronizada con el bus de sistema. En cuanto a los microprocesadores se puede decir que estos están en continuo cambio y mejora haciéndolos más eficientes y veloces, uno de los microprocesadores más usados actualmente es el Motorola de 32-bit Coldfire presente en controladores de la marca Andover continuum by Schneider

electric y el Motorola AZ60 presente en los controladores de la marca Alerton by Honeywell.

12.5.4 Software. A pesar de que los controladores están basados en microprocesadores el hardware rige hasta cierto punto como debe ser aplicado el controlador, el software determina su funcionalidad. El software utilizado en los controladores pertenece básicamente a dos categorías:

Software de Operación el cual controla la operación básica del controlador, este normalmente es almacenado en la memoria no volátil de esta, ROM o PROM, incluye el sistema operativo y las rutinas para la programación de tareas, escaneo de entradas y salidas, conversión análoga a digital y digital a análoga, acceso y la visualización de variables del sistema de control tales como los set-points, valores de temperatura e información de archivos de registro de datos.

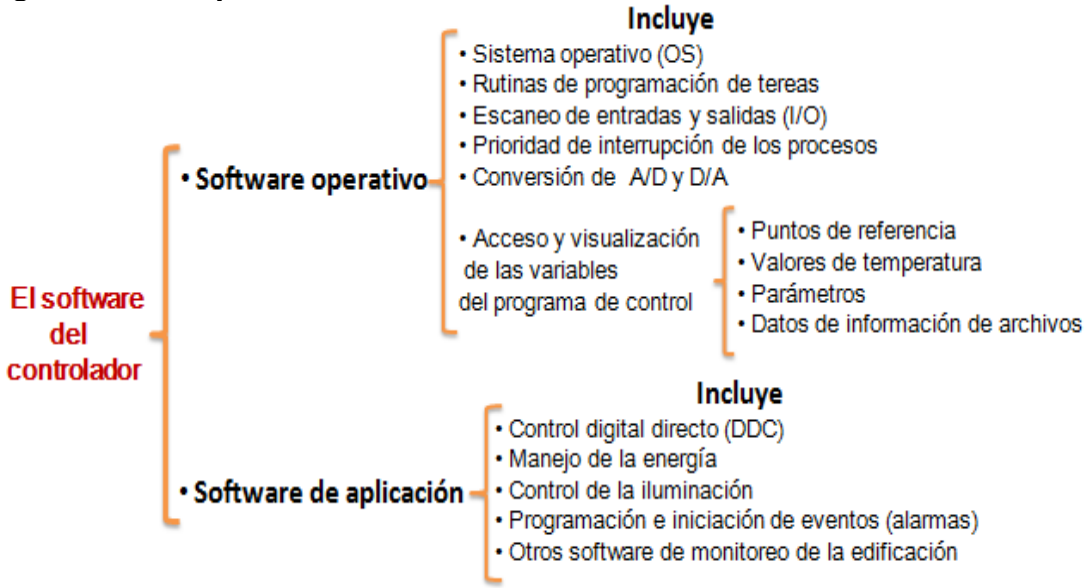
Todas las tareas son programadas secuencialmente y entrelazadas por medio de un proceso de escaneo de las entradas y salidas que junto con otras tareas que hacen que la operación parezca casi simultánea y no se tengan retardos entre una y otra, por otro lado un evento externo o perturbación tal como una alarma o una solicitud a ejecutar puede causar que las operaciones normalmente realizadas sean suspendidas hasta que la tarea con mayor prioridad sea realizada, estas solicitudes son procesadas por el software de interrupción por prioridad, la interrupción causa que la operación cese y todos los datos sean registrados y acumulados adecuadamente en la memoria del controlador.

Software de aplicación el cual dirige los requerimientos de control para aplicaciones específicas, incluye el control digital directo, administración de energía, control de luces, programas de inicio de eventos y además otras alarmas y software de monitoreo típicamente clasificados como funciones para la administración de edificios, el sistema permite que el software de aplicación

sea usado individualmente o de forma combinada, por ejemplo, con el mismo hardware y software de operación un controlador puede ser usado para el control de un edificio nuevo o existente al utilizar diferentes programas para unir las aplicaciones; un edificio existente, por ejemplo, tal vez requiera un software de manejo de energía para ser sumado a un sistemas de control existente, por otro lado un edificio nuevo requerirá una combinación de un control digital directo y un software de manejo de energía.

Los dos tipos de software se resumen en la figura 356.

Figura 356. Arquitectura del software del controlador



Fuente: Los autores

12.5.4.1 Software en el DDC. El software en el control digital directo puede ser definido como un conjunto de operadores estándar y/o sentencias de programación de alto nivel ensambladas para lograr una acción específica de control, los elementos claves en la mayoría de los programas de DDC son el PID y los algoritmos mejorados de EPID y ANPID. Mientras que los operadores P, PI, PID, EPID y ANPID suministran acciones de control básicas, existen muchos otros operadores que mejoran los programas de control, algunos operadores típicos son mostrados en la siguiente tabla.

Tabla 49. Operadores típicos.

OPERADOR	DESCRIPCION
Sequence	Permite a las diferentes salidas del controlador ser accionadas de forma secuencial, cada una operando sobre todo su rango de salida
Reversing	Permite a las diferentes salidas del controlador ser invertidas para acomodar la acción de control ya sea de una válvula o dámper
Ratio	Convierte una señal análoga en una determinada escala a una salida análoga proporcional en otra
Analog controlled digital output	Permite a una salida digital cambiar cuando una entrada análoga alcanza un valor asignado
Digital controlled analog output	Funcionalmente es similar a la señal de switcheo de un relé, un estado de la entrada digital selecciona una entrada análoga como su salida análoga, el otro estado selecciona una segunda entrada análoga como salida análoga.
Analog controlled analog output	Es similar a la Digital controlled analog output excepto que el valor y la dirección de la entrada análoga selecciona una de las dos señales análogas para la salida
Maximun input	Selecciona el más alto de los diferentes valores de la entrada análoga como la salida análoga
Minimum input	Selecciona el más bajo de los diferentes valores de la entrada análoga como la salida análoga
Delay	Suministra el tiempo de retraso entre la ejecución de las secciones del código del programa
Ramp	Convierte los cambios del valores en pasos rápidos a cambios de forma gradual

Fuente : Honeywell. Engineering manual of automatic control for comercial buildings. SI edition 1997.

Los operadores arriba mostrados son declaración o sentencias de programación que denotan operaciones especificas en el control DDC las cuales son realizadas por el controlador, el uso de operadores pre programados ahorran tiempo y hacen entender la secuencia de control, los

esquemas de programación normalmente permiten a los operadores del programa ser seleccionados, posicionados y conectados de forma gráfica.

12.5.4.2 Software de administración de edificios. Los controladores basados en microprocesadores son usados en gran medida como paneles de recolección de datos (DGP, Data Gathering Panels) para sistemas de manejo de edificios, cuando se tienen las funciones DDC, IAQ y EMS las señales de sensores y archivos de datos pueden ser compartidos en el sistema de manejo de edificios (BMS, Building Management system), lo que aumenta la confiabilidad y el alcance del sistema de control. Las siguientes funciones de Software BMS son normalmente incluidos en un controlador:

Bloqueo de alarmas (Alarm lockout): Permite asignar que puntos de alarmas sean bloqueados del proceso de reporte dependiendo del estado de otro punto, por ejemplo, el alarma de la temperatura de descarga puede ser bloqueada cuando el ventilador este apagado.

Monitoreo de alarmas: escanea las puntos análogos y digitales para monitorear el estado de una alarma, establece los límites inferior y superior para las entradas análogas almacenadas en el controlador.

Modulo de comunicaciones (communications module): controla las transmisiones entre controladores o entre controladores y la Workstation o estación de trabajo basada en el protocolo de bus establecido.

Global points: permite a los puntos establecidos intercambiar información con otros dispositivos conectados al bus de datos.

Calendarios y programas de eventos: inicia una serie de acciones del programa de control basadas en condiciones de una alarma, cambio de estado de un punto, hora del día, etc. los puntos pueden pertenecer a otro controlador.

12.5.4.3 Programación del controlador. El termino programación está relacionado con la labor a realizar de configurar el controlador para que realice una aplicación dada, los controladores del nivel de zona requieren inicio, selección de los algoritmos y parámetros de control, definición de las secuencias de control, definición de las bases de datos, para estos dispositivos la programación puede ser tan fácil como seleccionar la secuencia de control a aplicar de una librería determinada, para aplicaciones extremadamente particulares usualmente encontradas en el nivel de controladores del sistema, un lenguaje orientado a solución de problemas o un subconjunto de un lenguaje de alto nivel puede ser utilizado para definir los lazos de control y secuencias.

La forma de introducir un programa al controlador puede variar de un Keypad a una terminal de operación o Workstation, lo sofisticado del asunto está directamente relacionado con el grado de facilidad para el usuario final, si el programa es muy personalizado la entrada de datos seguramente requerirá de una central basada en un PC (Workstation).

12.5.4.4 Categorías de programación. La programación de un controlador basado en un microprocesador puede ser dividida en 4 categorías bien definidas:

1. De configuración: Consiste en seleccionar la secuencia de control preprogramada a utilizar, esto requiere la selección del hardware y/o paquete de software que se adecue a los requerimientos de la aplicación, normalmente los controladores de zona aplicados para VAV o unidades terminales son programados con diferentes secuencias de control localizadas en la memoria

2. De Inicialización del sistema: Consiste en introducir los valores de inicio apropiados usando un keypad o un teclado, entre estos están los setpoints, ganancia, el reset, hora del día tiempo de ocupación etc. todos estos son datos

equivalentes a los que se generan en un sistema de control mecánico, pero hay ítems adicionales que suman funcionalidad a un sistema de control digital.

3. De Archivos de datos: Pueden o no pueden ser requeridos dependiendo si los controladores son de propósito específico o multipropósito. Debido a que los controladores de zona son típicamente controladores con propósito específico las secuencias de control están normalmente estandarizadas. En estos controladores las entradas terminales están dedicadas a un tipo de sensor y rango especifico, las salidas de control están dedicadas a relés o un específico tipo de actuador, el procesador siempre sabe qué hacer en el proceso de escaneo de los puntos y sabe cómo procesar los datos.

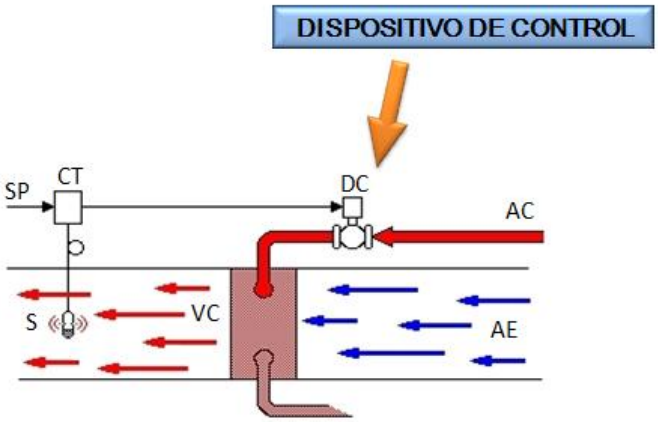
Los controladores del sistema son de multipropósito y más universales en la aplicación, estos controladores realizan una amplia variedad de secuencias de control con un amplio rango de tipos de entradas y señales de salida, además requieren archivos de programación más extensos.

4. de control personalizado: Es la categoría más complicada, requiere un procedimiento paso a paso que se asemeje bastante a una programación estándar, parecida a un diagrama de flujo.

12.5.5 Dispositivos de salida (actuadores). Son los dispositivos de control que actúan ante las señales enviadas por el controlador, para modificar las condiciones del agente de control o medio de control ver figura 357.

El agente de control (o medio de control) es la sustancia cuyas características están siendo controladas.

Figura 357. Dispositivo de control



Fuente: Autores

Un actuador es un dispositivo que convierte energía eléctrica o neumática, en un movimiento rotatorio o lineal. Un actuador crea un cambio en la variable controlada por medio de una serie de operaciones, para variar el dispositivo de control final, tales como válvulas y dampers.

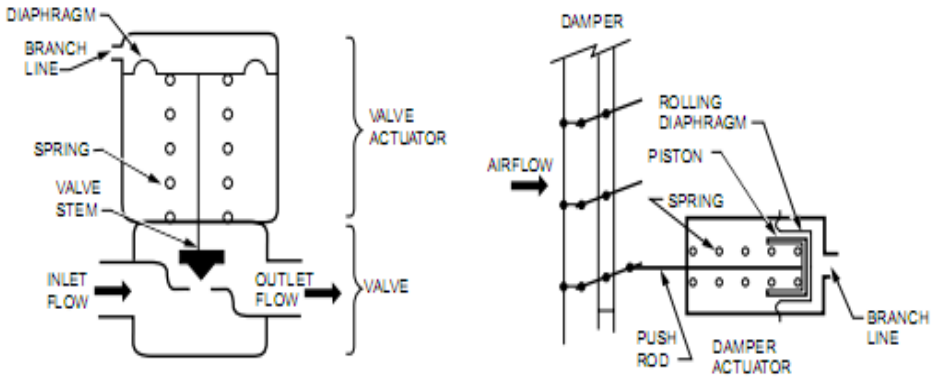
En general los actuadores neumáticos proporcionan una dosificación o modulación de la acción, lo que significa que puede tener cualquier posición en función de la presión del aire de suministro. Una acción de dos posiciones o on/off requiere de relés para cambiar la presión de aire desde cero hasta su valor máximo en el actuador.

Los actuadores eléctricos de control son de dos posiciones, flotantes o proporcionales. Los actuadores eléctricos son actuadores de control eléctrico proporcional que requieren de una entrada electrónica. Los actuadores eléctricos son bidireccionales, lo que significa que pueden rotar en una dirección para abrir una válvula o dámper, y rotar en la otra dirección para cerrar la válvula o el dámper. Algunos actuadores eléctricos requieren energía para cada sentido de rotación. En el caso de los actuadores neumáticos y algunos actuadores eléctricos son alimentados en una dirección y almacenan energía en un resorte para la carrea de regreso.

Los actuadores eléctricos son inherentemente de posicionamiento positivo. Algunas aplicaciones del control neumático son para posicionamiento de válvulas y dampers. Para los actuadores neumáticos, un relé de posicionamiento positivo está conectado al actuador y asegura que la posición del actuador es proporcional a la señal de control. El relé de posicionamiento positivo recibe la señal de salida del controlador, lee la posición del actuador y reposiciona el actuador de acuerdo a la señal de control, independientemente de las cargas externas en el actuador.

Un actuador neumático y un elemento de control, por ejemplo una válvula o un dámper (Ver figura 358), trabajan juntos para variar el flujo del medio que pasa a través de la válvula o el dámper. En el actuador, un diafragma y un resorte mueve el dámper por medio de una varilla de empuje o la válvula por medio del vástago en respuesta a los cambios de presión en el ramal.

Figura 358. Actuadores neumáticos de dámper y válvula.



Fuente: Honeywell. Engineering manual of automatic control for comercial buildings. SI edition 1997. P 74.

Los actuadores neumáticos posicionan las hojas de los dampers y el vástago de las válvulas. Un actuador de dámper normalmente se monta en un conducto y utiliza una varilla de empuje y hace girar el brazo que posiciona las hojas (acción rotatoria). El actuador de una válvula se monta en el cuerpo de la válvula y posiciona el vástago directamente (acción lineal). El desplazamiento

de la válvula está entre 6 y 38 mm. La carrera del actuador del dámper va de 1 a 4 pulg. En actuadores neumáticos comerciales, la presión del aire posiciona el actuador en una dirección y un resorte lo regresa.

Los actuadores de las válvulas son de accionamiento directo o inverso. Los actuadores de los dampers se accionan directamente solamente. Un actuador de acción directa se extiende sobre un aumento en la presión del ramal y se contrae con la reducción de la presión. Un actuador de acción inversa se contrae en un aumento de la presión del ramal y se extiende con la disminución de la presión.

Las válvulas neumáticas y los actuadores de las válvulas se denominan normalmente abiertos o normalmente cerrados. La posición normal es la que asume el actuador a una presión de cero.

12.5.5.1 Actuadores de válvulas. Los actuadores de las válvulas pueden ser de solenoide, eléctricos o neumáticos.

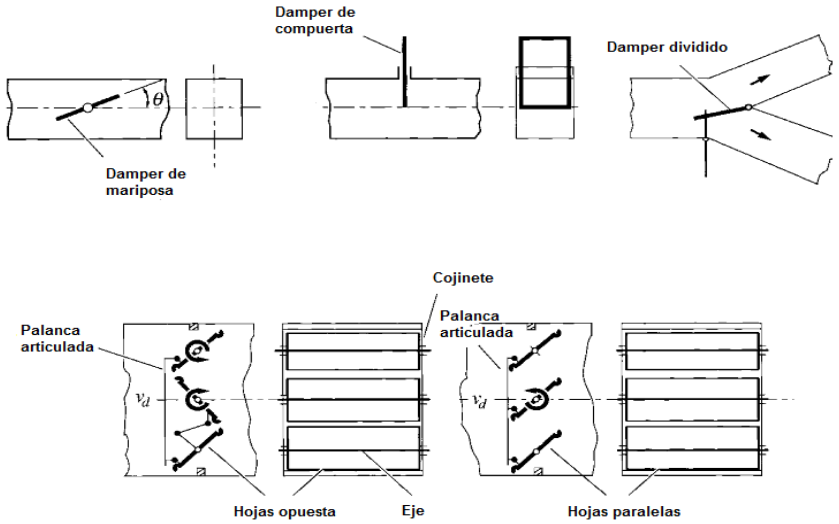
- Los actuadores de solenoide utilizan una bobina magnética para mover un émbolo móvil conectado con el vástago de la válvula. La mayoría de los actuadores de la válvula solenoide operan en dos posiciones (encendido y apagado).

- Los actuadores eléctricos mueven el vástago de la válvula por medio de un tren de engranajes. Diferentes motores eléctricos se emplean en los actuadores eléctricos, y se pueden clasificar de acuerdo al modo de control empleado.

- Los actuadores neumáticos Consisten de una cámara cuyo fondo se hace de un diafragma flexible que está conectado al vástago de la válvula. Un actuador de válvula neumático es potente, simple y tiene una respuesta rápida.

12.5.5.2 Actuadores de dámper. Un dámper es un dispositivo que controla el flujo de aire en un sistema de ventilación por medio del cambio del ángulo de las hojas y por lo tanto del área de paso del flujo. Los dampers de control de flujo se pueden clasificar como dampers de una sola hoja o de hojas múltiples de acuerdo a su construcción.

Figura 359. Tipos de dampers.



Fuente: WANG Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. ed 2. cap 5. p5.32.

Los actuadores también llamados motores de dampers, se utilizan para posicionar los dampers de acuerdo a una señal enviada desde el controlador. Los motores de los dampers se pueden clasificar en eléctricos o neumáticos.

- **Dámper con motor eléctrico:** Están impulsados por motores eléctricos reversibles o unidireccional y de retorno por resorte. Un motor eléctrico reversible se utiliza a menudo para un control más preciso y cuenta con dos conjuntos de bobinas del motor.

- **Dámper con actuador neumático:** Su construcción es similar a los actuadores neumáticos de las válvulas, pero la carrera del pistón es más larga. También posee palancas articuladas y bielas, para poder abrir y cerrar los dampers.

- **Múltiples actuadores:** Los actuadores múltiples pueden manejar dampers de múltiples secciones en unísono. Cuando todas las secciones están unidas entre sí, los actuadores deben operar en el mismo rango, con un mismo torque y carrera, para que haya movimiento uniforme.

12.5.6 La red de control. Sistemas HVAC considerables basados en tecnologías DDC, pueden tener cualquier número de controladores. Estos son conectados en red a través de un bus de comunicación, los equipos de la misma manera están interconectados entre sí para formar una red de área local (LAN) donde existe la interoperabilidad entre ellos. El bus permite al usuario ver todas las entradas del sistema y salidas analógicas y discretas y controlar su aplicación a través de un programa de computadora.

12.5.6.1 Interoperabilidad. Es la habilidad de los componentes y los sistemas para trabajar juntos; en los controladores, los datos binarios fluyen a través de los cables de silicón y virtualmente no hay flexibilidad, la interoperabilidad es un asunto de exactitud. Los controladores no son tan adaptables como los humanos, ellos requieren de muchas correcciones para funcionar en un modo adecuado. El ser humano para poder comunicarse mediante un lenguaje escrito, necesita al menos un conocimiento rudimentario del lenguaje que la otra persona maneja, se puede pensar en un idioma y hablar en otro. Del mismo modo un controlador puede ejecutar una aplicación software para lograr el control lógico pero debe entregar los datos de salida en el formato o lenguaje correcto. El controlador tiene una base de datos y las palabras deben conservar cierto orden para que tengan un significado.

No solo las palabras deben ser las correctas, también los métodos de transmisión, cuando estamos hablando necesitamos no solo un lenguaje común sino también debemos tener en cuenta no hablar muy rápido, lento, bajo o alto con el fin de ser entendido. La habilidad de ser entendido depende de cómo estas variables estén fijadas o establecidas en cierto dialecto. Las transmisiones en los controladores están basadas en un cambio en la señal

eléctrica, estas señales deben ser transmitidas y recibidas dentro de ciertos límites de voltaje y frecuencia.

El hecho de que dos personas hablen inglés no garantiza que se entenderán de inmediato, incluso con practica pueden presentar algunos problemas debido a los dialectos, palabras individuales. Por consiguiente no debe sorprender que la interoperabilidad entre controladores es gran reto de detalles y este se basa en dos áreas:

- La conexión física para la comunicación.

- El formato y contenido de los mensajes enviado y recibidos.

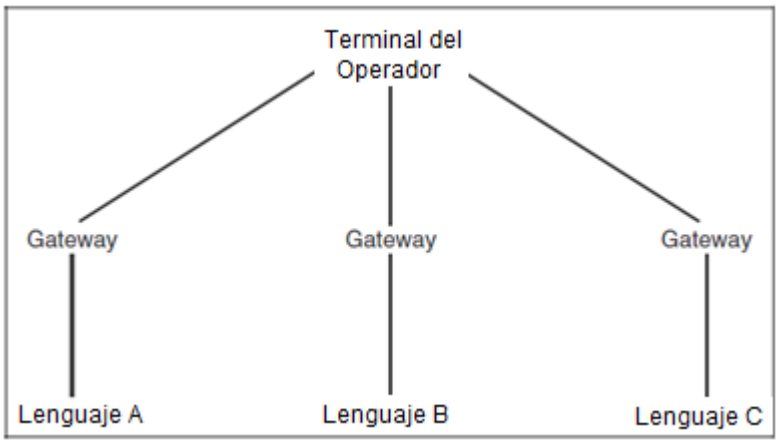
Debido a que las redes son necesarias en cada una de las facetas del mundo moderno estas han sido especificadas y estandarizadas internacionalmente. La definición de cómo una red debe estar estructurada físicamente y como los componentes deben estar físicamente conectados, como la información es encapsulada y como estos paquetes de información son enviados conforman lo que se conoce como protocolo de la red.

El protocolo define la red en ciertos detalles que permite que dos fabricantes que cumplan con el protocolo puedan comunicar sus productos, “plug and play” es la expresión usada en este tipo de situaciones.

Desafortunadamente el formato y el contenido del mensaje en HVAC no estaban muy estandarizados. Inicialmente cuando los sistemas DDC comenzaron en la industria del HVAC, cada uno de los fabricantes desarrolló su propia y única aplicación propietaria de software. Estos sistemas propietarios no se podían comunicar entre sí sin la ayuda de un traductor llamado Gateway cuyo fin es traducir los mensajes de un sistema a otro.

Estos sistemas generaron grandes retos para los usuarios. Específicamente los operarios debieron operar por separado cada sistema con el fin de saber si funcionaba correctamente y si requería mantenimiento o no. Teóricamente se podía integrar un sistema con tres protocolos propietarios en un único sistema virtual para el operador, cada Gateway funciona como un traductor traduciendo en este caso desde un lenguaje propietario a un lenguaje usado en la estación del operador en este caso. Desarrollar cada Gateway es caro y requiere de conocer muchos detalles de los lenguajes propietarios, esto de alguna forma resolvía el problema para el operador pero el personal de mantenimiento aun necesitaba ocuparse de tres sistemas distintos.

Figura 360. Gateways para sistemas con distintos protocolos



Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 287.

Habiendo pagado una alta suma de dinero por los gateways imaginemos que la empresa A produce una nueva versión de su software con algunas interesantes mejoras. Desafortunadamente esto significa un rediseño del Gateway para que este pueda manejar la nueva versión, situaciones como estas hacen que los mucho usuarios presionen para lograr una estandarización. El resultado es una variedad de protocolos de los cuales dos, BACnet y LonWorks, son los que presentan más expansión.

12.5.6.2 Protocolos. En el uso de DDC, estas son las tres clasificaciones para los protocolos de comunicación: Protocolo cerrado, Protocolo abierto y Protocolo estándar. Un protocolo cerrado, es un protocolo de propiedad de algún fabricante que es usado en equipos específicos. Un sistema de protocolo abierto utiliza un protocolo disponible para cualquier persona, pero no publicado por una organización de estándares. Un sistema de protocolo estándar, utiliza un protocolo disponible para cualquier persona y es creado por una organización de estándares.

Un sistema abierto se define como un sistema que permite a los componentes de diferentes fabricantes coexistir en la misma red, estos componentes no necesitan un gateway para comunicarse entre sí y no requieren una estación de trabajo específica para visualizar los datos. Esto permite que más de un proveedor pueda cumplir con los requisitos de una aplicación específica.

El uso exclusivo de un protocolo abierto o estándar no garantiza que un sistema DDC será un sistema abierto. El fabricante tiene la posibilidad de utilizar protocolos abiertos o estándar, sin embargo crear un sistema cerrado continuaría siendo la dependencia del dueño de un edificio en un solo fabricante. En los sistemas de control HVAC existen dos significados para el término protocolo. El primero se refiere al protocolo de información. Cada controlador necesita entender el significado de los datos que le son enviados y como solicitar información a otros controladores. El segundo se refiere al protocolo de red, estas son las reglas estándar para la codificación y decodificación de la información y como debe ser transmitida físicamente.

Protocolo de información: A continuación se presenta una breve descripción de los protocolos más conocidos.

- **X-10:** X-10 es uno de los protocolos más antiguos que se están usando en aplicaciones de control inteligente. Fue diseñado en Escocia entre los años 1976 y 1978 con el objetivo de transmitir datos por las líneas de baja

tensión a muy baja velocidad (60 bps en EEUU y 50 bps en Europa) y costos muy bajos. Al usar las líneas eléctricas de la vivienda o edificio, no es necesario tender nuevos cables para conectar dispositivos. El protocolo X-10, en sí, no es propietario, es decir, cualquier fabricante puede producir dispositivos X-10 y ofrecerlos en su catálogo, eso sí, está obligado a usar los circuitos del fabricante escocés que diseñó esta tecnología.

- **LonWorks:** Echelon presentó la tecnología LonWorks en el año 1992. Desde entonces multitud de empresas viene usando esta tecnología para implementar redes de control distribuidas y automatización. Aunque está diseñada para cubrir los requisitos de la mayoría de las aplicaciones de control, sólo ha tenido éxito de implementación en edificios de oficinas, hoteles o industrias.

  El éxito que ha tenido Lonworks en instalaciones profesionales se debe a que desde su origen ofrece una solución con arquitectura descentralizada, punto a punto, que permite distribuir la inteligencia entre los sensores y los actuadores instalados en la industria y que cubre desde el nivel físico al nivel de aplicación de la mayoría de los proyectos de redes de control.

  Según Echelon, su arquitectura es un sistema abierto a cualquier fabricante que quiera usar esta tecnología sin depender de sistemas propietarios, que permite reducir los costos y aumentar la flexibilidad de la aplicación de control distribuida. Aunque Echelon usa el concepto de "sistema abierto", realmente no es una tecnología que pueda implementarse si no es con un circuito integrado registrado por Echelon.

- **Modbus:** El protocolo Modbus es un protocolo de comunicación desarrollado por Modicon para su gama de PLC’s en 1979, diseñado para establecer una comunicación de tipo maestro-esclavo/cliente-servidores decir, los dispositivos esclavos responden a la solicitud o realizan la acción requerida por el dispositivo maestro. Un esclavo es un dispositivo periférico

(transductor I/O, válvula, u otro dispositivo de medición), que procesa la información y envía la salida al maestro utilizando Modbus como protocolo para comunicarse. Los maestros se pueden dirigir a esclavos individualmente, o pueden enviar un “broadcast” para que llegue a todos los esclavos. Modbus fue convertido en un protocolo de comunicaciones estándar en la industria y es el que goza de mayor disponibilidad para la conexión de dispositivos electrónicos en el sector manufacturero.

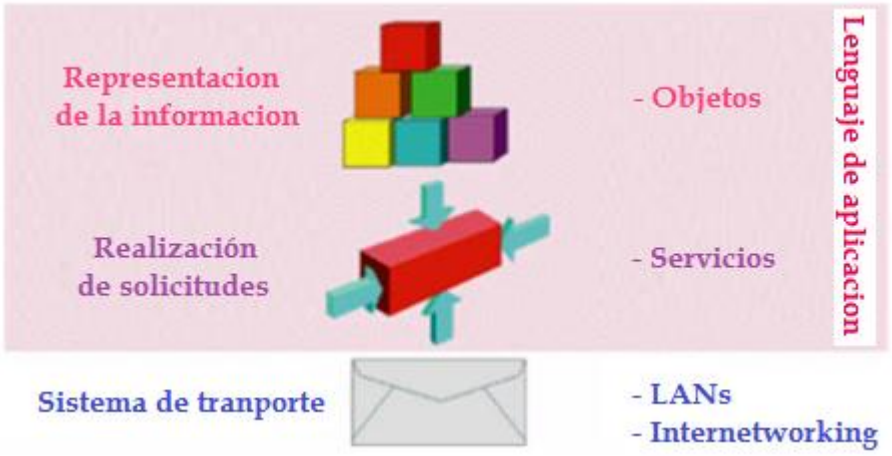
- **BACnet:** BACnet es un protocolo de comunicación de datos para redes de control y automatización de edificios. Un protocolo de comunicación de datos es una serie de reglas estandarizadas que permiten enviar estos datos a una red de computadores. BACnet acerca el mundo de la automatización al mundo del PC. Así como el protocolo TCP/IP permite enviar datos entre dos PC, BACnet permite enviar datos entre controladores y PC´s, además de esto BACnet se ha desarrollado pensando en el tipo de información que se requiere obtener de los dispositivos de control ya sea el valor de una temperatura, fases de un fan coil, alarma de una válvula etc.

  Dentro de los beneficios que trae consigo este protocolo es el de usarse en distintos tipos de red LAN y WAN para transmitir la información, cualquier tipo de conexión de Ethernet y TCP/IP está disponible y por esto en la actualidad es pionero en las comunicaciones de datos en sistemas de control. Sin duda alguna la ventaja principal de BACnet es que no está asociado a ningún fabricante ni hardware particular por lo que no se queda atado a alguna compañía en particular, a los productos que esta ofrezca, ni a los costos que quiera imponer. BACNet es simplemente un protocolo que puede ser implementado en cualquier tipo de hardware, este hecho elimina las tarifas de uso que tienen otros sistemas y permite que sea el medio elegido el que determine la velocidad de comunicación del sistema.

  El protocolo presenta un conjunto de reglas que se aplican al software y hardware de la red, para administrar el direccionamiento, el acceso a la red, revisión de errores, control de flujo, secuencia, formato de presentación y

formato de mensaje, BACnet es un protocolo que presenta la información basado en programación orientada a objetos buscando la interoperabilidad entre diferentes dispositivos y realizando solicitudes por medio de “servicios”, adema es un protocolo basado en una arquitectura cliente-servidor, en él los mensajes enviados son llamados servicios, entre los cuales se encuentran alarmas, eventos, acceso a los datos, acceso a los objetos y manejo remoto; las opciones (sistemas de transporte) sobre las cuales se puede implementar este protocolo son: Ethernet, ARCNET, MS/TP, LONtalk y PTP, una de las grandes ventajas es la implementación sobre redes IP.

Figura 361. Áreas de interoperabilidad



Fuente: Thomas George. Paper object modeling a physical BACnet device 2008.

Este protocolo divide el problema de la interoperabilidad en tres áreas distintas, cada objeto representa un componente importante de un dispositivo, o información importante y necesaria para otro dispositivo, el modelo de objetos y servicios es realizado por codificación de mensajes en una cadena e códigos numéricos, la cual representa las funciones deseadas o servicios a ser realizados, BACnet ofrece flexibilidad en cuanto a sistemas de transporte tal como se mencionara más adelante.

Toda la información en BACnet es representada en forma de objetos basada en programación orientada a objetos, un concepto abstracto que

permite organizar la información relacionada con los datos de información, así como conceptos no físicos que requieren software o cálculos, los objetos pueden representar señales simples o grupos lógicos. Cada objeto BACnet cuenta con una serie de propiedades que se utilizan para adquirir información desde el objeto o darle información y comandos a otro objeto.

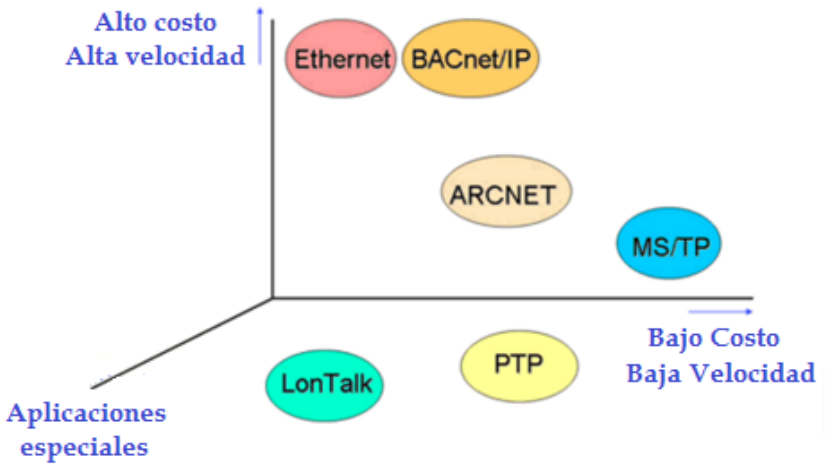
Otra característica de este protocolo son los servicios los cuales sirven básicamente para realizar una tarea o prestar un servicio solicitado a otro dispositivo, existen cinco categorías.

- Acceso a objetos.
- Dispositivo administrador.
- Alarmas y eventos.
- Transferencia de archivos.
- Terminales virtuales.

En total son 37 servicios que constituyen los medios por los cuales un dispositivo BACnet adquiere información de otro dispositivo, comanda otro dispositivo para realizar algunas acciones, o anuncia a uno o más dispositivos que algún evento ha ocurrido. De esta manera BACnet se basa en una arquitectura cliente-servidor.

El protocolo ofrece diferentes opciones para el transporte de información, correspondiente a los niveles 1 y 2 del modelo OSI, es posible utilizar diferentes transportes para cumplir con una misma labor, en donde la razón costo/velocidad no puede ser la misma, el diseño en BACnet se adapta al transporte existente o deseado.

Figura 362. Opciones de transporte de datos.



Fuente: Thomas George. Paper object modeling a physical BACnet device 2008.

BACnet no prescribe una topología rígida de red, los equipos son conectados por uno de cuatro tipos de red de área local (LANs), líneas dedicadas o de marcado por línea telefónica (dial up) o líneas asíncronas. se puede hacer uso de routers para conectar este tipo de redes.

En términos de topología LAN, cada dispositivo esta unido por medio eléctrico o segmento físico, un segmento BACnet consiste en uno o más segmentos físicos conectados a la capa física por repetidores, una red BACnet es uno o más segmentos interconectados por puentes, múltiples redes, que posiblemente empleen diferentes tecnologías LAN pueden ser interconectadas por routers BACnet para formar una red internet BACnet.

- **TCP/IP (Transmission Control Protocol / Internet Protocol):** Proviene de los nombres de dos protocolos importantes del conjunto de protocolos, es decir, del protocolo TCP y del protocolo IP. TCP/IP más que un protocolo es un conjunto de protocolos que definen una serie de reglas y primitivas que permiten a máquinas con distintas características intercambiar información mediante el uso de redes área local (LANs), redes de área extensa (WAN), redes públicas de telefonía, etc. Por ejemplo, Internet en sí mismo está construido sobre el protocolo TCP/IP. Al contrario de la arquitectura de 7

niveles especificada en el modelo OSI, con TCP/IP bastan cinco niveles, estos son de forma muy resumida: Nivel físico, Nivel de enlace, Nivel de red (IP), Nivel de transporte, Nivel de aplicación.

Protocolos de red (nivel físico). Las diferentes redes tienen diferentes costos y desempeños. En general se puede decir que las de mayor capacidad y velocidad son mucho más costosas. Los factores de desempeño que varían incluyen velocidad, capacidad y confiabilidad dentro de un tiempo establecido, numero de posibles nodos en un segmento y el número de posibles nodos dentro del sistema. El cableado y los transceptores para enviar y recibir el mensaje desde la red también varían en costo.

El desempeño de una red decae de manera notoria a medida que su capacidad se ve colmada. Es importante mencionar que los diseñadores de las redes dejan nodos sin usar que permita una futura expansión sin mayores inconvenientes. Las principales redes entandares usadas en HVAC son:

- **Ethernet (IEEE 802.3):** Esta es comúnmente usada para redes locales, existen tres versiones principales las cuales tienen diferentes velocidades de conexión y distancia de extensión máxima recomendada:

- Estándar, usa cable coaxial grueso.

- Delgada, usa cable coaxial rg-58 permite una conexión de hasta 100Mbps y una distancia de hasta 200 metros.

- Par trenzado sin apantallamiento alcanzando velocidades de 10Mbps y una distancia de hasta 100 metros.

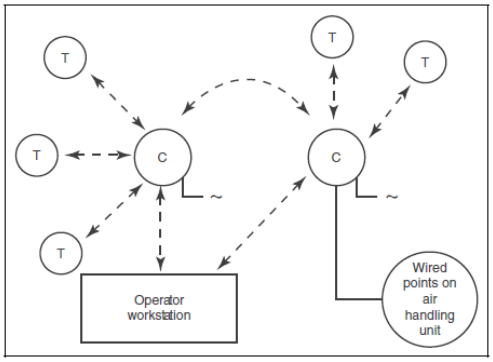
  La versión de par trenzado está limitada a los 100 nodos por segmento, estos segmentos puede ser unidos con repetidores los cuales incrementan la intensidad de la señal pero no pueden controlar el tráfico de la red.

- **Arcnet:** Es menos costosa que la Ethernet, funciona desde 19Kbps hasta 10Mbps usando una buena variedad de cables. El sistema es bastante sencillo, usualmente es usada como un nivel intermedio en las redes de sistemas HVAC donde se usa Ethernet entre edificios y estaciones de trabajo y Arcnet como la red del edificio entre los controladores principales.

- **RS-485:** Usada para las redes de bajo nivel en el campo de HVAC esta consiste de dos cables más la conexión a tierra. Bajo este se podrían tener hasta 127 nodos maestros y hasta un total de 254 nodos pero este límite teórico no se alcanza debido a que el tráfico generado sería inaceptable siendo 40 nodos el límite máximo práctico. La velocidad de conexión puede ser de hasta 76.8Kbps. Los nodos maestros pueden comunicarse con los demás pero el resto de nodos solo puede enviar información a manera de respuesta a una solicitud.

- **Inalámbrico:** Esta es una nueva tecnología la cual se espera que se expanda en el futuro, estas tiene dos características destacables la primera es la conexión inalámbrica entre nodos y la segunda es alimentar el sistema de una forma útil sin depender de una conexión física, es decir, mediante baterías. La figura 363 muestra estas dos características, donde T representan termostatos inalámbricos autoalimentados que a su vez se conectan con el controlador C.

Figura 363. Red inalámbrica



Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 300.

Generalmente se usan baterías de vida extendida como lo son las baterías de ion de litio cuya vida útil se extiende entre 5 y 10 años. Las señales inalámbricas se ven principalmente afectadas por la distancia y los materiales (en particular los metales), la señal se atenúa con la distancia y materiales como el concreto tienden a absorberla, existen 3 radio frecuencias normalmente usadas:

- 2.4 Ghz (Estándar IEEE 802.15.4): esta banda de frecuencia requiere baja potencia pero su velocidad de transmisión está limitada, el rango para los edificios institucionales y comerciales para un arreglo de malla va hasta 150 Pies y para arreglos sin malla 300 Pies.

- 900MHz: tiene un mayor alcance que la anterior pero solo es usada en Norteamérica y Australia.

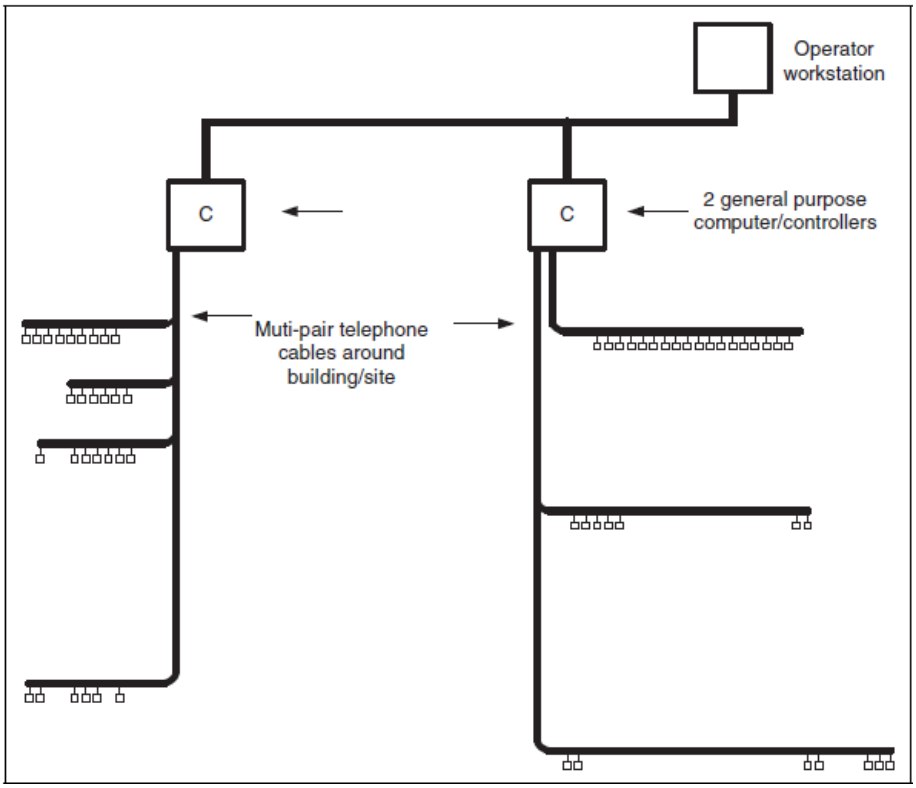
- 800MHz: es usada en países diferentes a la de 900MHz

12.5.6.3 Arquitectura. La arquitectura del sistema es el mapa o el diseño del sistema utilizado para describir toda la red de área local (LAN) de la estructura. Este mapa mostrará interfaces donde el operador interactúa con el sistema y puede comunicarse de manera remota con este. La red local o LAN, es el medio de comunicación que conecta múltiples dispositivos. Esta red de comunicación permite que los dispositivos puedan comunicarse, compartir, visualizar, imprimir información y almacenar datos. La tarea más básica de la arquitectura del sistema es conectar a los controladores DDC para que la información se pueda compartir entre ellos.

Cuando los sistemas DDC entraron a participar de los sistemas de control HVAC hace 30 años los computadores eran caros y el cable del teléfono era relativamente barato. Estos primeros sistemas típicamente tenían unos pocos computadores de propósito general programados para ser controladores y largos cables de núcleos múltiples para los dispositivos de entrada y salida.

Estos requerimientos de comunicación entre los computadores y las Workstation básicamente se reducían a tener una red dedicada. Cada computador era enlazado con numerosos puntos de entrada y salida, como se puede apreciar en la figura 364.

Figura 364. Distribución inicial de los sistemas DDC



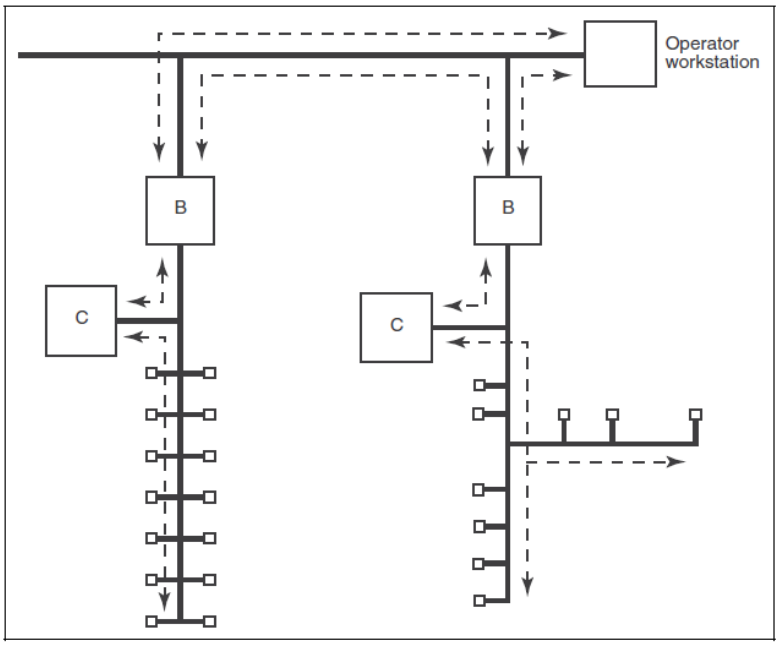
Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 288.

En los años siguientes los costos de los controladores cayeron sustancialmente pero el costo de los cables aumento. La reducción en el costo de los controladores se debió en parte a que el costo de los microprocesadores decreció pero también al hecho de que los fabricantes comenzaran a diseñar microprocesadores específicos para los controladores HVAC en lugar de los computadores de propósito general. La reducción del cableado se puede notar en el diseño de la caja VAV, este controlador es ahora una tarjeta con un microprocesador montada en la misma carcasa del dámper. Esta tiene menos

entras y salidas ocupándose solamente de controlar las condiciones del área cercana.

El incremento en el número de controladores puede generar tráfico en la comunicación haciendo necesario una red de mayor capacidad mucho más costosa. Para ayudar con el control del tráfico dos dispositivos se introdujeron: el bridge y el Router. Un Bridge simplemente separa la red en dos secciones y permiten el paso de los datos selectivamente. Por ejemplo en un sistema con numerosas cajas VAV, como se puede ver en la siguiente figura hay dos secciones de la red. Los controladores de las cajas VAV pueden comunicarse con el controlador maestro, C, pero solo en controlador maestro puede enviar datos a través de bridge, B. de este modo el tráfico entre las secciones puede ser minimizado.

Figura 365. Uso de los Bridges para el control de tráfico en redes



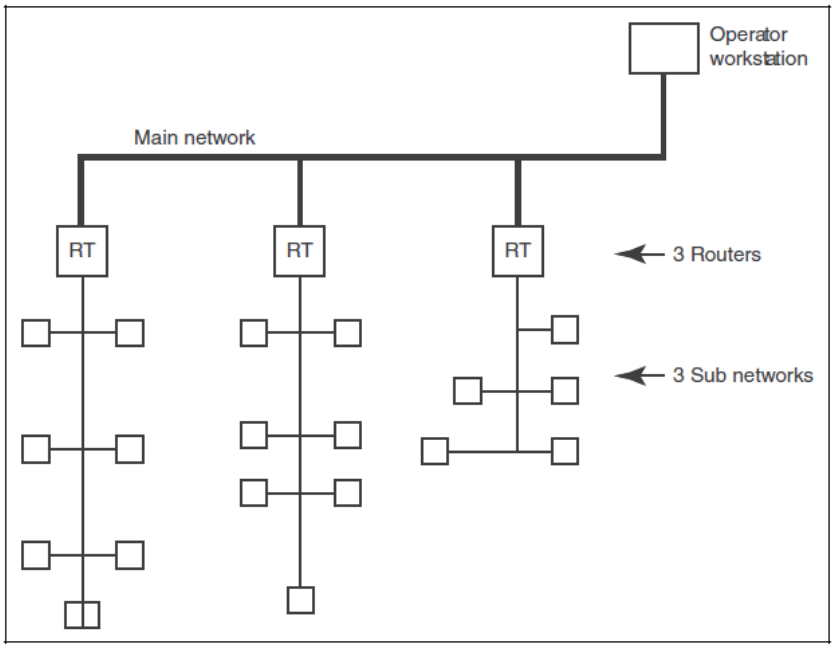
Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 289.

Hoy en día muchos fabricantes producen controladores que incluyen bridge en el mismo controlador. El controlador es provisto con un puerto de comunicación

para conectar la red que contiene las cajas VAV y otro puerto para conectar a la red en la cual se encuentra la Workstation.

El dispositivo conocido como router pude ser visto como un bridge más avanzado, debido a que toma mensajes de una red lo reorganiza y lo envía a través de una segunda. Los routers permiten las redes más pequeñas y menos sofisticadas se conecten, en estas los grupos de controladores pueden comunicarse entre sí sin problema, El router permite que estas subredes envíen mensajes a la red principal solo si estos mensajes son requeridos del mismo modo los mensajes entre subredes son enviados solo si son relevantes. De este modo las subredes, mucho más económicas, generalmente usan cable telefónico, pueden ser implementadas en conexiones locales mientras que las redes de alto costo y más veloces se usan como la red principal a través de todo el edificio. Del mismo modo que con los bridges, los fabricantes suelen integrar routers y controladores en un solo producto.

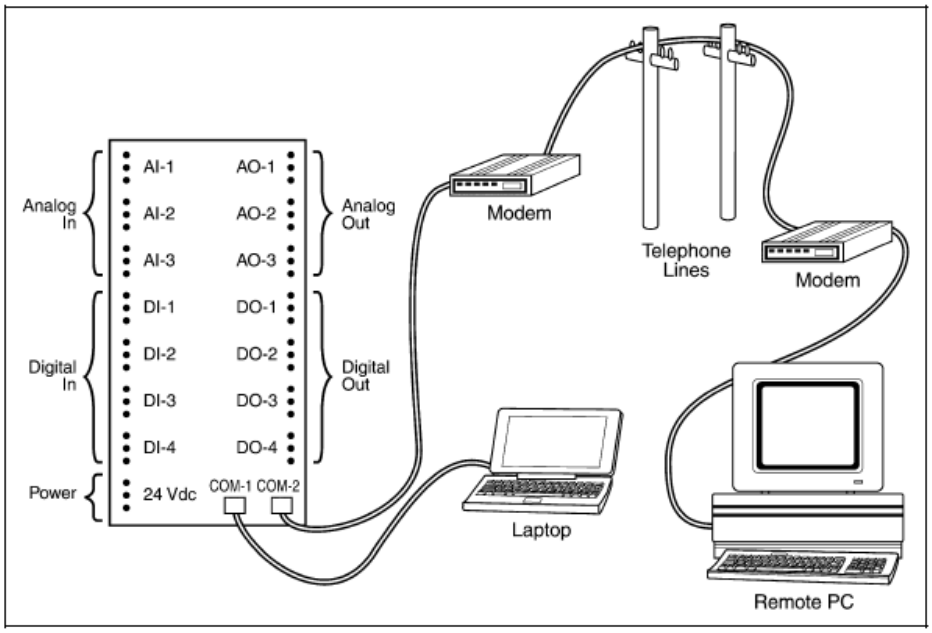
Figura 366. Uso de routers para facilitar el tráfico entre redes diferentes.



Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 290.

El modo en el cual el mensaje es transmitido a través de la subred generalmente difiere al modo como es transmitido en la red principal, es por esto que los routers no solo se encargan de seleccionar los mensajes sino que también debe reorganizar el mensaje. El asunto se torna más interesante cuando se requiere cubrir grandes distancias, típicamente el teléfono o el internet será usado. En el caso del teléfono usamos dos dispositivos similares a los routers denominados módems para enviar la señal tal como se ve en la figura 367.

Figura 367. Conexión telefónica usando Modems.

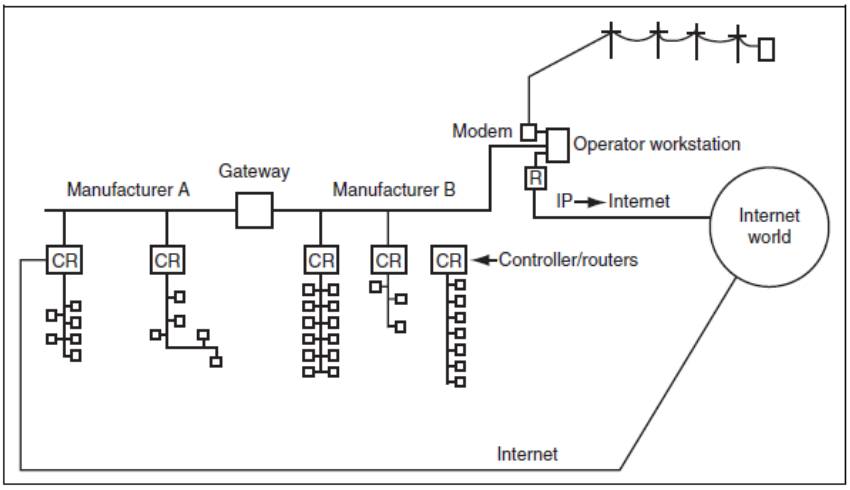


Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 291.

En esta configuración el primer modem se encarga de convertir la señales en señales de audio las cuales son transmitidas por las líneas telefónicas, al otro extremo un segundo modem se encarga de invertir esta transformación, la llamada puede ser iniciada por el controlador y este se convierte en un modo confiable de emitir alarmar o simples operaciones de chequeo, la transmisión es bastante lenta así que se debe limitar a ciertas cantidades de datos.

Afortunadamente hoy en día se cuenta con el internet para comunicarnos a través de largas distancias, el dispositivo emisor convierte las señales en mensajes IP (internet protocol) para transmitirlas a través de internet, brindándolo la posibilidad de ser recibida en cualquier parte del mundo, la cantidad de datos que se pueden transmitir también aumenta por este medio. Como se puede apreciar en la siguiente figura uno de los controladores del fabricante A tiene conexión a internet, este puede ser usado para conectar el sistema entero a internet. El Gateway conecta los controladores del fabricante B, puede traducir los mensajes que son enviados hacia estos controladores y que salen como respuesta desde ellos.

Figura 368. Red área extensa (WAN)



Fuente: Montgomery Ross. McDowall Robert. Fundamentals of HVAC control systems. ed 2008. cap 11. p 292.

Aunque las conexiones telefónicas son mucho más confiables son mucho más lentas además con el uso del internet las posibilidades respecto al control crecen y solo son interrumpidas por factores de costos y complejidad.

Una última tecnología disponible es el uso de ondas de radio las cuales pueden usarse en lugar de los cables para interconectar los elementos dentro de una red. En esta un controlador se encarga de transmitir una señal la cual es recibida por otro dispositivo a cierta distancia, esta configuración se asemeja a

la exhibida por los módems y el cable telefónico pero a diferencia de esta la conexión se hace desde un punto hasta varios puntos o receptores. Los diagramas de arquitectura tienen muchas variantes que los modifican como las redes disponibles, el nivel de integración, la presencia de dispositivos de diferentes fabricantes entre otros.

El más simple de los sistemas DDC es un panel “stand-alone” con entradas y salidas integradas en el panel, en el panel también se encuentra el microprocesador y la memoria además de elementos adicionales como el reloj usado para la programación de horarios de trabajo, el termino stand-alone significa que no se requiere comunicación con otros controladores para que el sistema trabaje. La caja en la cual se instalará el controlador debe tener suficiente espacio para contener el cableado de forma ordenada y presta un servicio muy importante al proteger su contenido de factores externos, dependiendo del uso estos paneles se pueden clasificar como: NEMA 1 propósitos generales, NEMA 12 a prueba de polvo, NEMA 4 a prueba de agua o NEMA 7 a prueba de explosiones.

Generalmente los paneles inteligentes cuenta con la capacidad de funcionar solos con su propio reloj interno, de este modo si la comunicación se pierde cada panel continuara funcionando por su cuenta, si un panel uso información de otro (por ejemplo, si la lectura de un sensor de temperatura estuviese compartida entre paneles) y si la comunicación se perdiera o el panel al cual el sensor está conectado fallara, entonces el otro panel podría continuar usando la última información valida del registro de datos hasta que la comunicación sea restablecida.

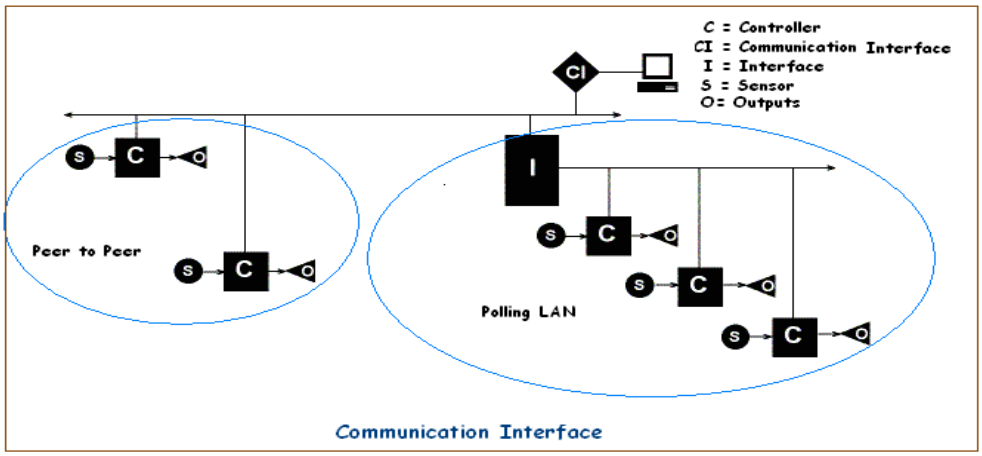
El control distribuido permite a cada controlador ser monitoreado desde un punto y de este modo y de este modo compartir esta información con otros controladores, generalmente estos paneles usan una red de tipo peer to peer.
Algunos sistemas tienen una arquitectura de comunicación de dos o más niveles en esta distribución los controladores inteligentes se conectan a una red

de alta nivel y velocidad usando protocolos como Ethernet, esta red se puede conectar a una computadora administrada por un usuario, mientras que los controladores multipropósito y de tareas específicas usan una red de menor capacidad a través de la cual comparten información con el controlador de red el cual transporta la información a otro sistemas a través de red de alto nivel.

12.5.6.4 Comunicación LAN. Los controladores y todos los dispositivos en una red de comunicación pueden ser caracterizados como puerto a puerto (peer to peer) o Polling LAN. Los controladores en la red LAN puerto a puerto (peer to peer), pueden ser controladores primarios (controladores a nivel del sistema) o secundarios (controladores a nivel de zona), o pueden ser una mezcla de los dos. En una red de control Polling LAN, los controladores individuales no se pueden pasar información directamente de un controlador a los otros controladores. En su lugar el flujo de datos de un controlador desde su interfaz con la interfaz de otro controlador, se realiza mediante un dispositivo de interfaz que gestiona la comunicación entre los otros controladores de la red Polling LAN en niveles más altos en la arquitectura del sistema.

12.5.6.5 Interfaz de comunicación. La interfaz de comunicación define la ruta de acceso entre los dispositivos que no utilizan el mismo protocolo de comunicación. Esto incluye computadoras, módems e impresoras etc. Muchos sistemas pueden combinarse en las comunicaciones de una red puerto a puerto (peer to peer) con una red Polling LAN. Los dispositivos Polling basados en LAN, pueden recibir datos de los dispositivos puerto a puerto (Peer to Peer) pero solo a aquellos datos que fluyan a través de la interfaz de comunicación.

Figura 369. El dispositivo de interfaz gestiona la comunicación entre los controladores Polling LAN y los niveles más altos en la arquitectura del sistema.



Fuente: Fundamentals of HVAC Controls. www.PDHcenter.com.

12.5.6.6 Interfaz operador. El siguiente elemento crítico en la arquitectura del sistema es la interfaz operador. La interfaz operador son requeridas para:

- Ver datos.
- Programar el sistema.
- Ejercicios de control manual.
- Guardar datos a largo plazo.
- Proporcionar una interfaz gráfica dinámica.

Capitulo 13
USO RACIONAL DE LA ENERGÍA (URE)

13 Uso racional de la energía (URE)

13.1 CONCEPTOS PRELIMINARES.

13.1.1 Crecimiento de la demanda energética mundial. El consumo de energía ha aumentado 45% desde 1980. Está proyectado que sea un 70% más alto para el 2030.

- Los mercados emergentes (incluyendo China e India) representan más del 75% de la nueva demanda, ejerciendo nuevas presiones en los recursos globales. En tanto, los mercados maduros como Norteamérica, Europa y Japón también enfrentarán una demanda creciente y recursos limitados.

  Estos mercados maduros continuarán legislando para reducir el consumo, cambiarse a fuentes energéticas alternativas y mejorar la seguridad energética.

- La creciente demanda por los recursos naturales ocasionará que los precios del petróleo y del gas natural se mantengan o estén por encima de los niveles actuales, en un futuro previsible. El carbón continuará siendo un recurso económico y abundante, especialmente en los mercados emergentes. Por esto, cada vez más la necesidad de reducir la emisión de gases contaminantes para evitar el cambio climático global es imperiosa.

- Más que nunca, el calentamiento global es la prioridad. Las preocupaciones ambientales y la opinión pública sobre el cambio climático orientarán acciones continuas por parte de legisladores, líderes de opinión y grupos de interés especial que obliguen a la industria a tomar acciones correctivas.

  Las tendencias actuales continuarán por los próximos 25 años.

13.1.2 Combinación de soluciones de eficiencia energética para reducir costo e impacto ambiental.

- En edificios, reducir el uso de la energía en 30% produce el mismo balance de beneficios como un 3% de incremento en el ingreso de renta o un 5% de aumento en el ingreso neto operativo.

- En hospitales, reduciendo el costo de la energía en un 5%, aumentan las ganancias automáticamente.

- En supermercados, reducir los costos de la energía en 10% puede aumentar los márgenes en 6%.

- En hoteles, reducir los costos de energía en 10% equivale a un incremento de aprox. 1.3% en la tasa promedio diaria.

Figura 370. Costos de operación de un edificio



Fuente: SCHNEIDER ELECTRIC. Schneider online. Eficiencia energética.

13.1.3 Beneficios de mejorar la eficiencia energética.

- Reducción de la energía requerida.

- Aumento de la producción.

- Reducción del tiempo de operación, que ahorra trabajo directo y disminuye las operaciones auxiliares.

- Ahorro de materias primas.

- Mejora en la calidad del producto.

- Extensión de la vida de equipos y suministros.

- Reducción de limpieza y requerimientos de mantenimiento.

- Incremento de la capacidad del sistema.

- Disminución de ruidos.

- Reducción de emisiones.

13.2 CONTROL Y CONSUMO DE ENERGÍA EN SISTEMAS CVAR.

- Variación en el consumo de energía de un sistema CVAR.

- Correspondencia entre la variación de la carga térmica y el consumo de energía.

- Incidencia del consumo de energía de un sistema CVAR en el consumo total de una edificación.

- Reducción del consumo de energía a través del control.

- Certificación LEED

13.2.1 Variación en el consumo de energía de un sistema cvar. Un sistema de aire acondicionado (ya instalado) varía su consumo de energía cuando:

- Existe una variación (reducción) en la carga térmica del espacio a acondicionar.

- Existe una variación en las condiciones ambientales.

Una reducción en la carga térmica permite:

- Funcionamiento parcial de los compresores:

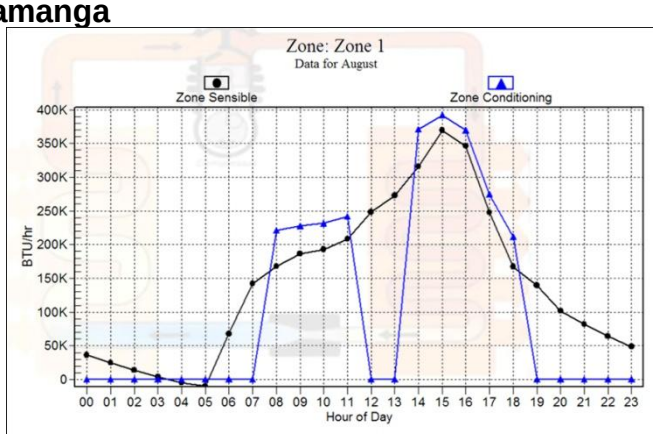
- Reducción del número de compresores en operación.

- Reducción del caudal de refrigerante a comprimir.

No encendido de equipos que no se requieren gracias a una reducción del número de áreas ocupadas.

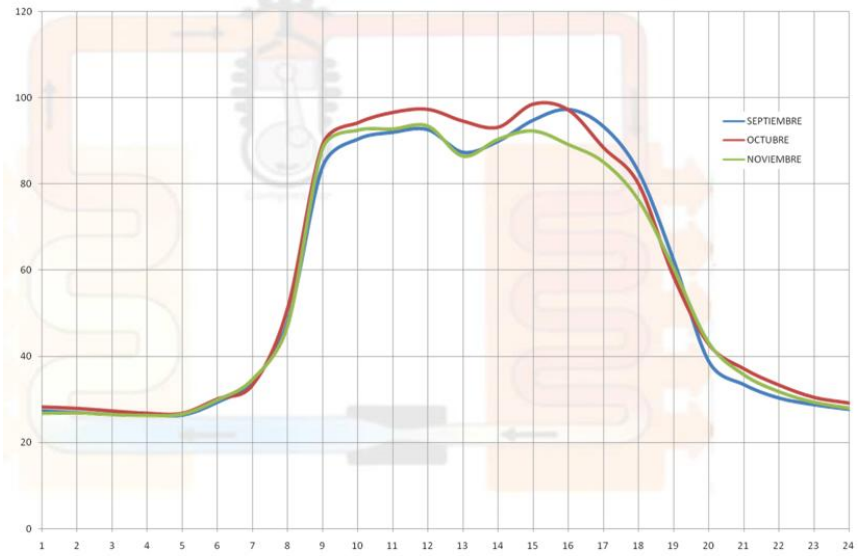
Reducción de la cantidad de aire que se conduce a través de los ductos de suministro (Sistemas V.A.V. - áreas no ocupadas).

Figura 371. Carga térmica calculada para un edificio de oficinas de la ciudad de Bucaramanga



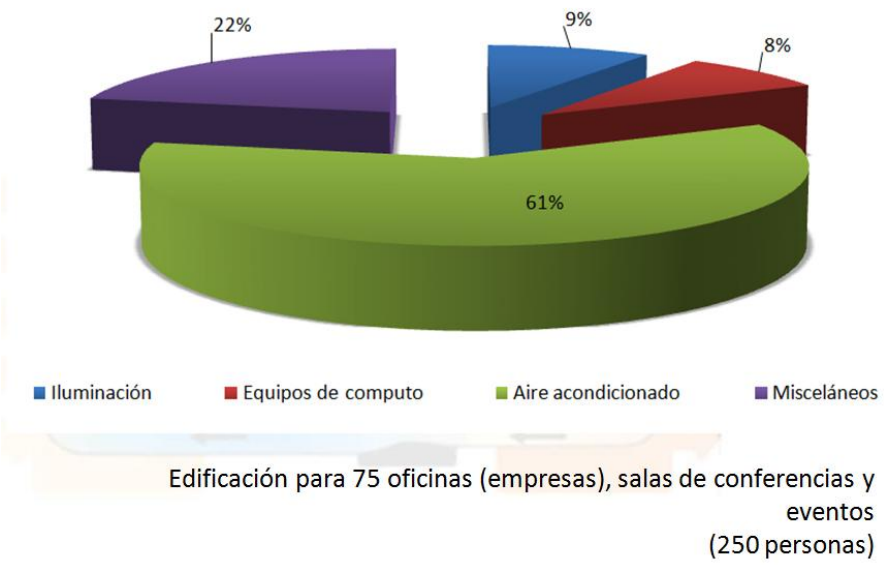
Fuente: Proyectos y servicios LTDA.

Figura 372. Consumo horario promedio de energía de un edificio, septiembre a noviembre 2010.



Fuente: Proyectos y servicios LTDA.

Figura 373. Incidencia del consumo de energía de un sistema CVAR en el consumo total de una edificación



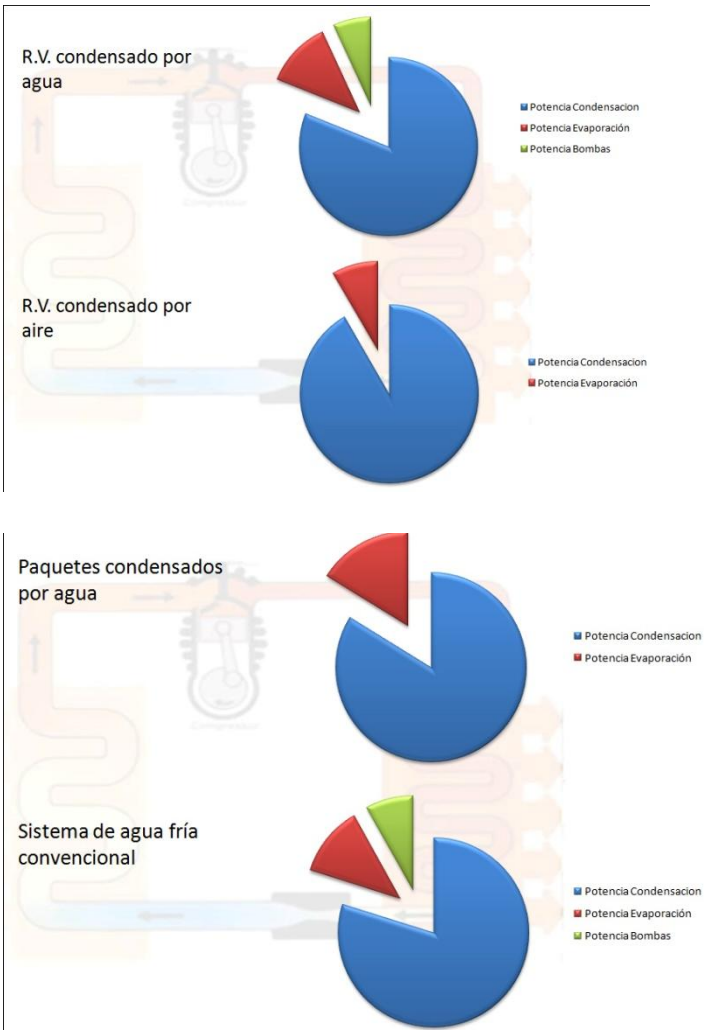
Fuente: Proyectos y servicios LTDA.

Figura 374. Comparativo en potencia de los diferentes sistemas de aire acondicionado



Fuente: Proyectos y servicios LTDA.

Figura 375. Reducción del consumo de energía a través del control



Fuente: Proyectos y servicios LTDA.

13.2.2 Diseño y construcción ecológicos. Las prácticas de diseño y construcción que significativamente reducen o eliminan el impacto negativo de las edificaciones sobe el ambiente y los ocupantes:

- Planeando un sitio sustentable.
- Salvaguardando agua y la eficiencia del agua.
- Eficiencia energética.
- Conservación de materiales y recursos.
- Calidad ambiental interior.

13.2.3 Impacto ambiental del diseño y construcción de las edificaciones.
El impacto ambiental del diseño, construcción y operación es significativo:

- Las edificaciones consumen anualmente más del 30% de la energía.
- El 60% de la electricidad usada en Estados Unidos.
- Cada día se usan 5 billones de galones de agua potable únicamente para inodoros.
- Un proyecto de construcción comercial típico de Norteamérica genera hasta 2,5 libras de desecho sólido por pie cuadrado de espacio de piso terminado.
- El desarrollo de los cambios de uso de la tierra lejos de lo natural, hábitats biológicamente diversos para paisajes que son impermeables y carente de diversidad biológica. La influencia de gran alcance del entorno construido hace necesaria una acción para reducir su impacto.

13.3 PROGRAMA LEED ENFOCADO A LA INDUSTRIA CVAR.

13.3.1 Definiciones preliminares. Liderazgo en energía y diseño ambiental (LEED) es un sistema de valoración diseñado por el Consejo de edificaciones ecológicas de los Estados Unidos USGBC (U.S. Green Building Council) para evaluar el desempeño de una edificación y fomentar la transformación del mercado hacia el diseño sostenible.

El sistema está basado en créditos, que permiten a los proyectos ganar puntos por acciones amigables ambientalmente tomadas durante la construcción y uso de la edificación.

El programa no está estructurado rígidamente, no todo proyecto puede encontrar requerimientos idénticos para calificarse.

Figura 376. Campo de acción del programa LEED



Fuente: ASHRAE e Learning. Leed Guidance.

Se compone de un conjunto de normas sobre la utilización de estrategias encaminadas a la sostenibilidad en edificios de todo tipo. Se basa en la incorporación en el proyecto de aspectos relacionados con la eficiencia energética, el uso de energías alternativas, la mejora de la calidad ambiental interior, la eficiencia del consumo de agua, el desarrollo sostenible de los espacios libres de la parcela y la selección de materiales. Existen cuatro niveles de certificación: certificado (LEED Certificate), plata (LEED Silver), oro (LEED Gold) y platino (LEED Platnum).

Los productos LEED actualmente disponibles son:

LEED - versión 3.0 para construcciones nuevas y grandes renovaciones.

LEED - para casas.

LEED - para core and sheel (estructura y elementos de apoyo).

LEED - para edificaciones existentes: operación y mantenimiento.

LEED - para interiores comerciales.

LEED - para escuelas.

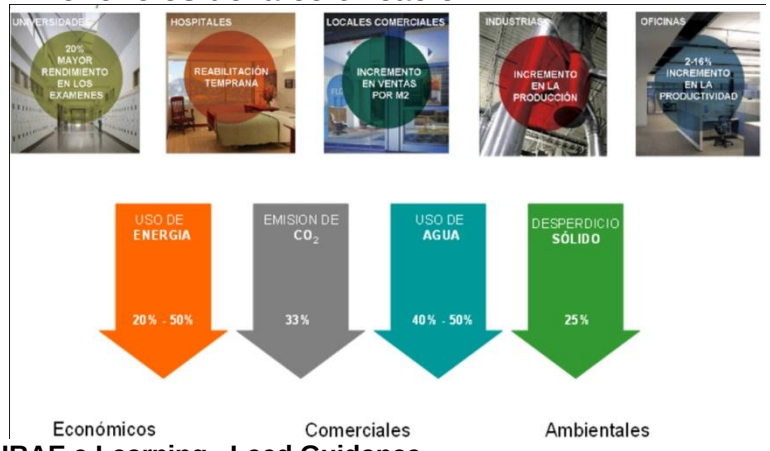
LEED - para ventas.

LEED - para salud.

LEED - para desarrollo de vecindarios (en etapa piloto).

13.3.2 Beneficio de la certificación LEED.

Figura 377. Beneficios de la certificación LEED



Fuente: ASHRAE e Learning. Leed Guidance.

13.3.3 Rangos de certificación LEED.

Figura 378. Rangos de certificación.

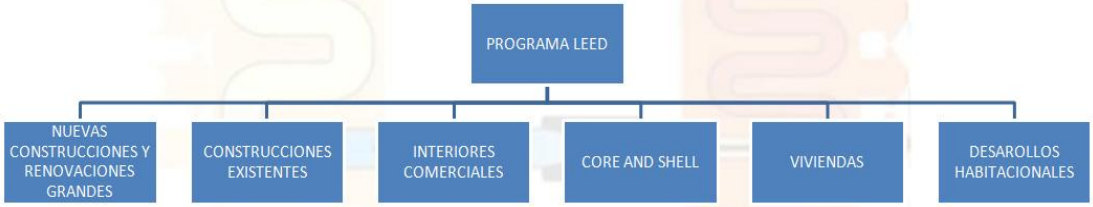


Fuente: ASHRAE e Learning. Leed Guidance.

13.3.4 Campos de acción. El (USGBC) ha desarrollado sistemas de calificación para todos los ambientes construidos:

- LEED para Interiores Comerciales (CI).
- LEED para Nuevas Construcciones (NC).
- LEED para Edificios Existentes (EB).
- LEED para Estructuras - Core and Shell (CS) -en programa piloto.
- LEED para Viviendas (H) -en programa piloto.
- LEED para Desarrollos Habitacionales (ND) -en programa piloto.

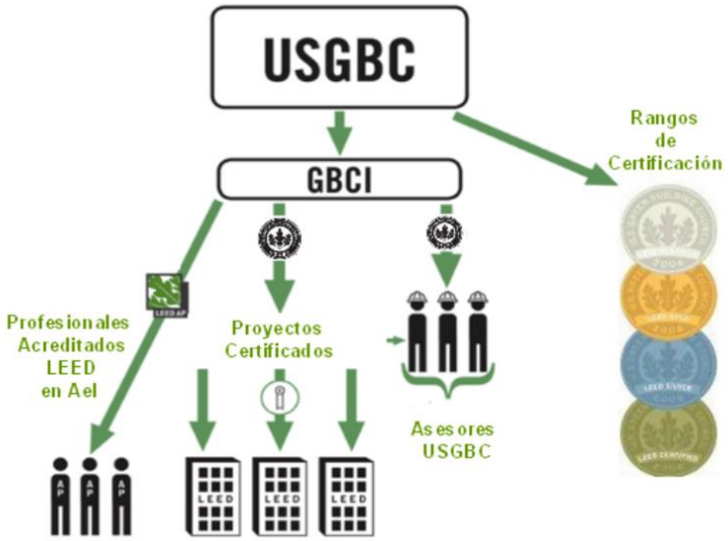
Figura 379. Campos de acción programa LEED



Fuente: ASHRAE e Learning. Leed Guidance.

13.3.5 Proceso de certificación.

Figura 380. Proceso de certificación.



Fuente: www.usgbc.org.

13.3.6 Créditos LEED que afectan el diseño a la eficiencia con mínima energía.

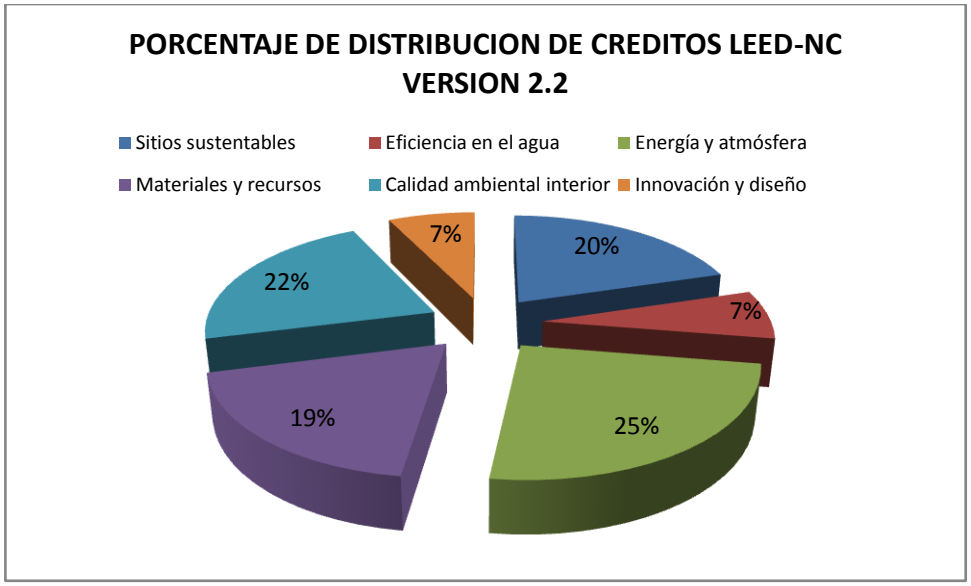
Existen créditos y puntos por los siguientes aspectos:

Tabla 50. Distribución de créditos según el campo de acción.

Sitios sustentables	8 créditos / 14 puntos
Eficiencia en el agua	3 créditos / 5 puntos
Energía y atmósfera	6 créditos / 17 puntos
Materiales y recursos	7 créditos / 13 puntos
Calidad ambiental interior	8 créditos / 15 puntos

Puntos totales	64
Puntos por innovación	4
Puntos por el proceso de diseño	1
POSIBLE TOTAL	**69**

Figura 381. Porcentaje de distribución créditos LEED-NC Versión 2.2



Fuente: ASHRAE e Learning. LEED Guidance.

Se puede apreciar en la gráfica que los aspectos de “Energía y atmósfera” y “calidad del aire interior” son dos de las categorías con valores mayores el porcentaje que son competencia directa del ingeniero HVAC.

13.3.7 Energía y atmosfera.

13.3.7.1 Prerequisitos.

Crédito 1 - Optimización de la eficiencia energética.

Crédito 2 - Energía renovable en sitio.

Crédito 3 - Mejorar puesta en marcha (commissioning).

Crédito 4 - Mejorar el manejo de refrigerantes.

Crédito 5 - Medidas y verificación.

Crédito 6 - Potencia ecológica.

13.3.7.2 Optimización de la eficiencia energética.

Técnicas:

- Incluir luz de día, luces de alta eficiencia.

- Sistemas CVAR de alta eficiencia, orientación y envolventes de edificación optimizadas, energía renovable.

- Se realizan cálculos de "porcentaje de reducción de costos de energía anual" a partir del Estándar 90.1 de la ASHRAE, usando el método de "presupuestos de costos de energía" (ECB).

13.3.7.3 Mejorar la puesta en marcha. Las actividades requeridas para la puesta en marcha son definidas por LEED. Es un prerrequisito para la certificación LEED.

13.3.7.4 Medida y verificación. Los requerimientos de este créditos son instalación permanente de sensores y sistemas de monitoreo del desempeño del sistema CVAR, incluyendo el flujo de aire y calidad de aire interior, consumo de energía de los principales componentes del sistema (ventiladores, bombas, unidades enfriadoras), y diagnóstico de solución de problemas. El crédito LEED usa como guía para esto el Protocolo de Verificación y Medición de desempeño internacional (IPMVP).

13.3.8 Calidad del aire interior.

13.3.8.1 Prerequisitos.

Crédito 1 - Monitoreo de entrega de aire exterior.

Crédito 2 - Incremento de ventilación.

Crédito 3 - Plan de manejo de calidad de aire interior de la construcción.

Crédito 4 - Materiales de baja emisión.

Crédito 5 - Control de fuentes de contaminación y químicos al interior de la edificación.

Crédito 6 - Controlabilidad de los sistemas.

Crédito 7 - Confort térmico.

Crédito 8 - Luz de día y vistas.

Se requiere que los sistemas mecánicos de la edificación esté de acuerdo con el estándar 62.1, esto implica atribuciones del sistema como:

- Localización de tomas de aire y salidas de aire.

- Reducir la velocidad frontal en los serpentines (para eliminar el arrastre de la condensación, también incrementa la eficiencia de la transferencia de calor).

- Acceso a bandejas de condensado.

- Calidad de la red de ductos y mano de obra (limpieza e integridad de las líneas).

- Controles y monitoreo de calidad de aire interior (CO2, compuestos volátiles del carbono VOCs, particulados, mantenibilidad en el tiempo de la calidad del aire interior).

Otro aspecto es la calidad de la instalación del sistema CVAR para asegurar que está bien construido y funciona como se conceptuó. Esto implica prácticas de calidad de la construcción como:

- Sello de ductos.
- Drenajes de condensado.
- Funcionabilidad de dampers.
- Pruebas de exactitud.
- Colaboración e integración con las actividades del commissioning.

Capitulo 14
REFRIGERACIÓN

14 REFRIGERACIÓN

Un sistema de refrigeración es una combinación de componentes y equipos conectados en un orden secuencial para producir el efecto de refrigeración.

14.1 CONCEPTOS PRELIMINARES

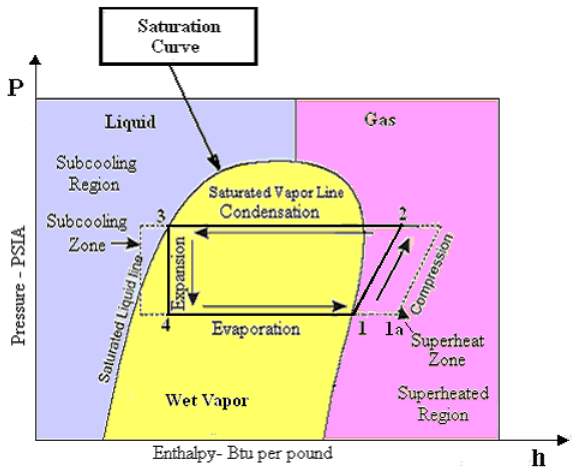
El tema principios básicos del circuito de compresión de vapor y sus componentes fueron expuestos en detalle en el capítulo 5. Sistemas y equipos de refrigeración, por tal motivo el presente capítulo de refrigeración estará orientado a la aplicación y tipos de elementos usados en la refrigeración.

14.1.1 Reglas básicas sobre el ciclo de compresión de vapor

- **Regla uno:** El calor fluye naturalmente de calor a frío.

- **Regla dos:** La energía (en forma de calor) es necesaria para cambiar una sustancia de líquido a gas (por ejemplo: para hervir o evaporar). Cuando esto sucede el líquido absorbe grandes cantidades de calor. Esto explica por qué la sudoración enfría la piel.

Figura 382. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor



Fuente: Bhatia, A. B. (n.d.). Fundamentals of mechanical refrigeration systems.

14.1.2 Sobrecalentamiento. El sobrecalentamiento es el calor agregado al vapor el cual es requerido para vaporizar todo el líquido.

La cantidad de sobrecalentamiento es determinada para asegurar que nada de refrigerante líquido pueda retornar al compresor.

La cantidad de sobrecalentamiento es determinada por la cantidad de líquido refrigerante admitido en el evaporador.

Un rango de 4° a 12°F de sobrecalentamiento es considerado deseable para prevenir que líquido sea ingresado al compresor.

El sobrecalentamiento es una indicación de qué tan lleno está el evaporador de refrigerante líquido. Alto sobrecalentamiento significa que el evaporador está vacío. Bajo sobrecalentamiento significa que es evaporador está lleno.

14.1.3 Subenfriamiento. El subenfriamiento es el proceso de enfriamiento del gas condensado bajo su temperatura-presión saturada.

El subenfriamiento asegura que nada de gas es dejado al final de la fase de condensación, así se asegura un máximo de capacidad en la válvula de expansión. El subenfriamiento es mejor entendido en un subenfriador separado o en una sección de un condensador debido a que la superficie del tubo debe ser sumergida en refrigerante líquido para que el subenfriamiento ocurra. El subenfriamiento puede tener un efecto dramático en la capacidad de un sistema de refrigeración por medio del aumento de la capacidad del refrigerante para absorber calor durante la fase de evaporación para la misma entrada de kw del compresor.

14.2 EVAPORADORES

El evaporador es el nombre dado a cualquier intercambiador de calor donde el refrigerante es evaporado a vapor a baja temperatura y además a baja presión,

pero usualmente por el encima de la presión atmosférica para prevenir que gas y/o vapor de agua se fuge dentro del circuito de baja presión. Dependiendo de la aplicación, evaporadores son hechos en series de diferentes versiones. Las diferencias particulares ocurrirán entre este enfriamiento del aire o enfriamiento de líquido.

Los evaporadores son unos intercambiadores de calor en los que tiene lugar la evaporación del refrigerante sustrayendo calor del espacio que queremos que se enfríe. Están constituidos por un haz de tuberías en las que se evapora el refrigerante extrayendo calor de los alrededores, que es en esencia el fenómeno de producción de frío, o potencia frigorífica, que se desea conseguir.

El evaporador consiste en un recipiente metálico, (carcasa), al que llega el refrigerante procedente de la válvula de estrangulamiento, parcialmente vaporizado, produciéndose en el mismo la ebullición de la parte licuada, a baja presión, lo que origina la extracción de calor del medio que le rodea, es decir, de la cámara frigorífica. Al final del proceso de vaporización de las últimas gotas de líquido, se produce vapor saturado seco.

La temperatura de este vapor puede aumentar, produciéndose un recalentamiento a expensas del calor extraído al medio exterior, e incluso del propio rozamiento del vapor a su paso por el evaporador.

14.2.1 Clasificación de evaporadores. Los evaporadores pueden ser de tipos variados, ya que la técnica del frío industrial abarca una muy amplia gama de aplicaciones, al tiempo que deben acomodarse a diferentes condiciones de trabajo que dependen, sobre todo de las temperaturas y del grado de humedad del vapor a la entrada del evaporador.

En función de los diferentes requisitos de las distintas aplicaciones, los evaporadores se fabrican con una amplia variedad de criterios, tipos, formas, tamaños y materiales, pudiéndose clasificar en la siguiente forma, según:

- El tipo de funcionamiento.

- El tipo de construcción.

- La fase a enfriar

14.2.1.1 Clasificación de los evaporadores según el funcionamiento:

- Evaporadores de expansión seca.

- Evaporadores inundados.

Esta clasificación según el funcionamiento de los evaporadores fue expuesta en detalle en el capítulo 5. Sistemas y equipos de refrigeración por lo que en el presente solo se mencionan las ventajas y/o desventajas principales.

- **Ventajas de los evaporadores de expansión seca:** La ventaja fundamental de los evaporadores de expansión seca es la mayor facilidad de arrastre del aceite que llega hasta él. Sin embargo necesitan mayores superficies de intercambio y la pérdida de carga al circular por ellos mayor cantidad de refrigerante es más importante que en los inundados. Con este tipo de evaporadores, en el caso de utilizar refrigerantes no miscibles con el aceite, ó no miscibles en las condiciones del evaporador, deben utilizarse separadores y otros accesorios que aseguren el retorno de aceite al compresor.

- **Ventajas de los evaporadores inundados:** Las principales ventajas de los evaporadores inundados son:

✓ Ritmo elevado de transmisión de calor.

- ✓ Circulación de menor caudal de refrigerante por el evaporador.

- ✓ Aspiración por el compresor de vapor saturado.

En efecto la superficie interna del evaporador siempre está en contacto con el refrigerante líquido lo cual produce una mejora en la transmisión de calor. Además al no circular por el evaporador el vapor producido en la laminación, el caudal de refrigerante que circula es más pequeño reduciéndose las pérdidas por rozamiento. Por otra parte con este tipo de evaporador queda asegurado que el compresor aspira siempre vapor saturado.

- **Desventajas de los evaporadores inundados.**

- ✓ Carga de refrigerante elevada en el circuito.

- ✓ Dificultades de retorno de aceite al compresor.

- ✓ Elemento de alimentación voluminoso.

Al estar todo el evaporador lleno de líquido y ser necesario un depósito alimentador lleno, también de líquido, la cantidad de refrigerante necesaria en el circuito aumenta. Debido a la constitución del evaporador inundado el aceite de lubricación que a él llega tendrá gran dificultad en salir debido a la baja velocidad del refrigerante aún en el caso de tratarse de refrigerantes miscibles con el aceite. Cuando esto sucede, el aceite forma una película dentro del evaporador que reduce la capacidad de transmisión del calor y puede dar lugar a una disminución de la cantidad de aceite en el cárter del compresor por debajo de la necesaria para su correcta lubricación. Para evitar dichos problemas se suele instalar un separador de aceite en la línea de descarga entre el compresor y el condensador.

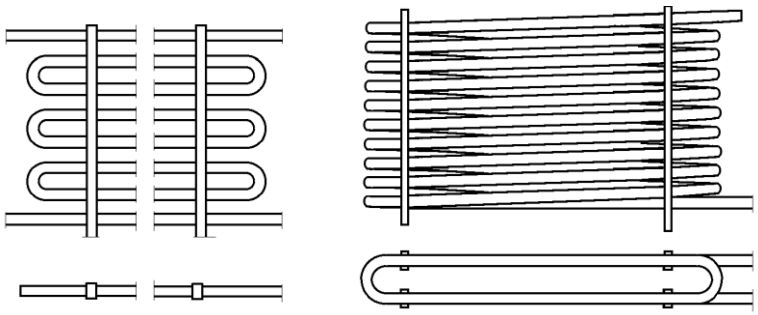
14.2.1.2 Clasificación de los evaporadores según el tipo de construcción.

- De tubo liso.
- De placa.
- De aletas.

➢ **Evaporadores de tubo liso:** Los evaporadores de tubo liso están constituidos por un tubo, al que se da la forma que resulte más práctica, (zigzag abierto o cerrado, forma oblonga, etc.), y van colocados indistintamente tanto en el techo como en las paredes, figura 383; se utilizan en aquellas aplicaciones donde sea fundamental la limpieza, el fácil desescarche y el enfriamiento de líquidos por debajo de 1ºC ya que en estos casos no queda afectada la capacidad del evaporador por la formación de escarcha sobre su superficie.

Los materiales más empleados para la fabricación de los evaporadores de tubo liso o desnudo son el acero y el cobre; el tubo de acero se utiliza en el caso de evaporadores grandes por motivos económicos y para evaporadores que se utilizan con amoniaco como refrigerante. Los de tubería de cobre se utilizan en evaporadores pequeños y nunca con amoníaco por atacar este refrigerante al cobre en presencia de humedad.

Figura 383. Evaporadores de tubo desnudo o liso



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

- **Evaporadores de placa**

  Son de dos tipos:

- De chapas estampadas.

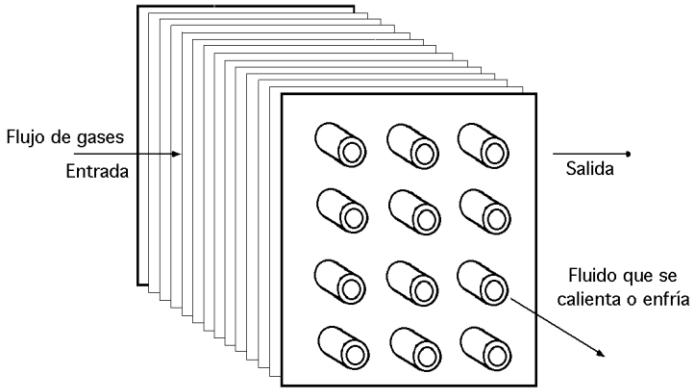
- De tubo entre chapas.

El evaporador de tubos circulares entre placas: Está formado por una tubería plana, normalmente en zigzag, embutida entre dos chapas metálicas soldadas entre sí en los extremos. Si el espacio entre la tubería y las chapas se llena de una solución eutéctica permite una capacidad de reserva. Este tipo de evaporador, con solución eutéctica, se utiliza en aplicaciones de carga momentáneamente grandes, puesto que la reserva de capacidad almacenada en la solución permite la utilización de un equipo de menor capacidad con un ahorro de inversión y de costo operativo.

Los evaporadores de placa de chapas: Son una variante del tipo de placa de tubo, y consisten en dos placas metálicas acanaladas, unidas mediante soldadura, a las que se da la forma más conveniente para que por las mismas circule el refrigerante, conformando así una estructura interior de tubos en los que se produce la vaporización del líquido frigorígeno.

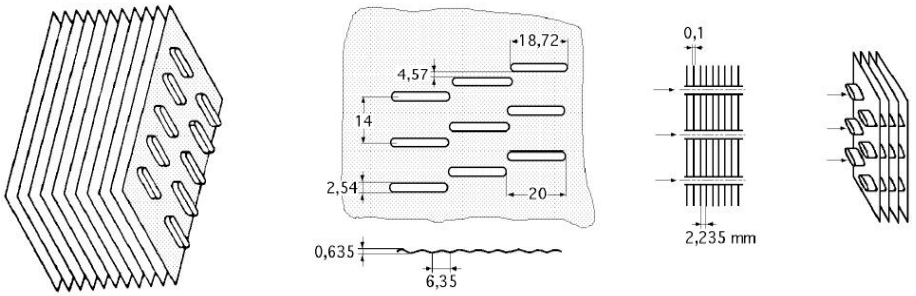
Este sistema es muy utilizado en frigoríficos domésticos, conformando el congelador; también se usa el formado por placas de mayor tamaño en armarios conservadores o en expositores industriales, formando el propio armario de almacenamiento.

Figura 384. Evaporador de tubos circulares entre placas



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

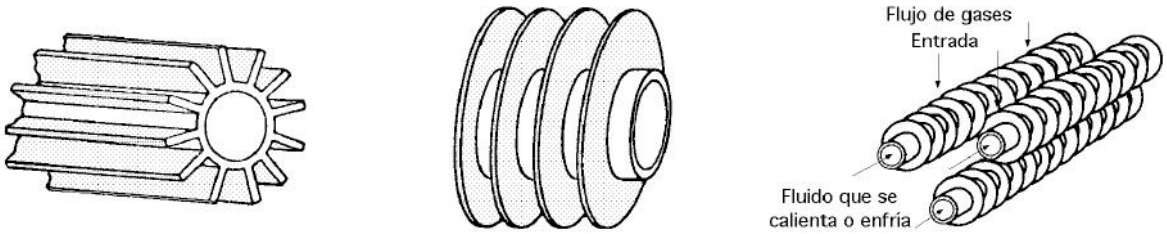
Figura 385. Tubos aplanados con aletas de placa



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

- **Evaporadores de aletas:** Los evaporadores de sistema seco de tubos y aletas, son sistemas generalmente utilizados en el enfriamiento de armarios, cámaras y muebles. Los tubos son de cobre y se les da forma de horquilla o zigzag, acoplándoles unas aletas, generalmente de aluminio, de formas y tamaños muy variados, que proporcionen una buena conductividad térmica entre ellos y que dependerán de las condiciones en que vayan a trabajar; las aletas deberán tener una separación adecuada que facilite la circulación del aire entre las mismas e impida la formación de escarcha, que actuaría como un aislante térmico.

Figura 386. Tubos circulares con aletas longitudinales y transversales



FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Los evaporadores de aletas, se emplean en aquellos casos en que se dispone de poco espacio. En ese caso la adición de aletas al tubo desnudo aumenta la superficie efectiva total del evaporador lo que da lugar a un aumento del calor transmitido por unidad de longitud del tubo. Las aletas en el exterior de los tubos aumenta el intercambio térmico en evaporadores de enfriamiento de gases por lo que los evaporadores con aletas son frecuentes en enfriamiento de aire.

En el caso de enfriamiento de líquido no es conveniente la utilización de evaporadores con aletas exteriores.

Únicamente en casos en que la velocidad del líquido sea muy grande, en el exterior del evaporador es conveniente la utilización de aletas en el interior de los tubos que conducen el refrigerante, fundamentalmente en el caso de operar con refrigerantes halogenados de bajo coeficiente de película.

Los evaporadores de aletas son muy sensibles a la suciedad que se acumula en forma de polvo y pelusa del aire adhiriéndose a las superficies externas húmedas lo cual produce una rápida disminución de la velocidad de transmisión de calor.

Los evaporadores de aire en convección forzada, son muy utilizados, y presentan grandes ventajas debido a su reducido tamaño, forma compacta,

fácil instalación, temperatura uniforme y una regulación del grado de humedad relativa, que se consigue mediante la inclinación de las palas del ventilador, colocación de persianas regulables a la salida del aire, o variando la velocidad del motor que acciona el compresor.

14.2.1.3 Clasificación de los evaporadores según la fase en que se encuentra la materia a enfriar.

- Para enfriamiento de sólidos.
- Para enfriamiento de gases.
- Para enfriamiento de líquidos

➢ **Evaporadores para enfriamiento de sólidos:** En el enfriamiento de sólidos únicamente se emplean evaporadores de placas que toman el calor de la materia a enfriar por conducción. La razón de emplear este tipo de evaporadores es que se prestan bien a modelar su forma, en concordancia con la de la superficie exterior del objeto a enfriar, aumentando al máximo el contacto entre ambos y evitando en lo posible la formación de zonas de superficies separadas que disminuyen el intercambio térmico entre el material a enfriar y el refrigerante.

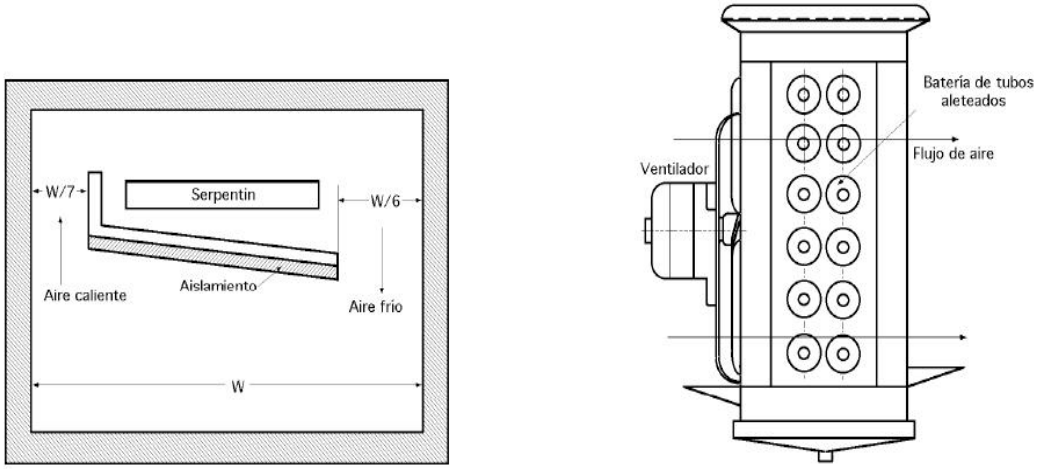
➢ **Evaporadores para enfriamiento de gases:** La aplicación más importante de los evaporadores de este tipo es el enfriamiento del aire en cámaras frigoríficas y en climatización.

- De convección natural.
- De convección forzada.

- **Evaporadores de convección natural:** Se utilizan en refrigeradores domésticos, vitrinas de exposición de productos refrigerados, cuartos de almacenamientos grandes, y en general en aquellas aplicaciones en que se desean bajas velocidades del aire y una deshidratación mínima del producto. La circulación de aire en el caso de estos evaporadores se ve muy influenciada por la forma tamaño y localización del evaporador. En evaporadores pequeños se usan frecuentemente deflectores para asegurar una buena circulación del aire. En la figura 387 se muestra una disposición típica de deflectores en un evaporador de convección natural. El aislamiento se coloca para evitar condensaciones que goteen sobre el producto almacenado.

- **Evaporadores de convección forzada:** Están formados por tubos aleteados, dentro de una cámara metálica y con uno o varios ventiladores para conseguir una circulación forzada del aire, 387. La formación de escarcha reduce la capacidad de un evaporador de convección forzada por lo cual, cuando el aire se enfríe por debajo de 1ºC se debe emplear un sistema de desescarche automático.

Figura 387. Evaporadores de convección natural, de convección forzada



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

- **Evaporadores para enfriamiento de líquidos:** Existen una serie de evaporadores para enfriamiento de líquidos, como:

- De doble tubo.
- Baudelot.
- De tanque.
- De carcasa y serpentín.
- De carcasa y tubos.
- De atomizador.

- **Evaporador de doble tubo:** Consiste en dos tubos concéntricos; el refrigerante circula por el espacio entre los dos tubos, y el líquido a enfriar por el tubo interior en contra corriente. Este tipo de evaporador, que puede ser inundado o de expansión seca, permite una transferencia de calor elevada y se utiliza en las industrias vinícola y cervecera, en unidades enfriadoras de agua compactas comerciales de pequeña capacidad, etc.

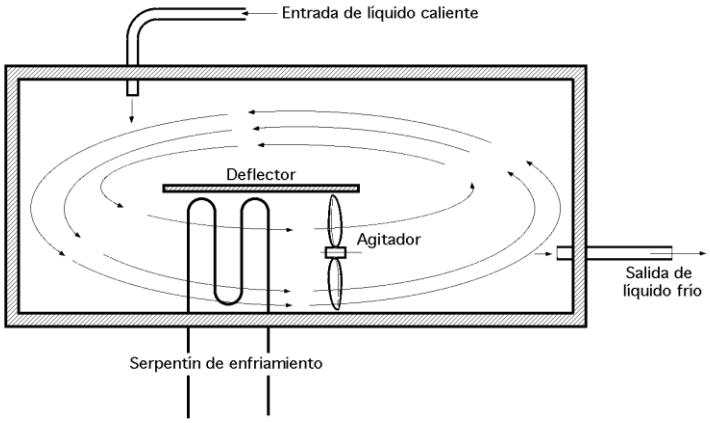
- **Evaporador Baudelot:** Puede funcionar inundado o en expansión seca; consiste en una serie de tubos horizontales colocados uno debajo de otro, por cuyo interior circula el refrigerante y por el exterior circula, por gravedad, el líquido a enfriar formando una delgada película, cayendo desde la superficie del tubo superior hasta el inferior donde se recoge en un canal colector. Este tipo de enfriador es ideal para las aplicaciones en que la aireación del líquido a enfriar sea un factor importante, y tiene la ventaja de obtener temperaturas próximas al punto de congelación, sin peligro de dañar el evaporador en el caso de una congelación imprevista. Se utiliza

para el enfriamiento de leche, vino, caldo de cerveza, y agua carbónica en plantas embotelladoras.

- **Evaporador de tanque:** El evaporador de tanque consiste en un serpentín de refrigerante de tubo desnudo, instalado dentro de un gran tanque que contiene el líquido a enfriar. En la figura 388 se observa que el serpentín está separado por un medio deflector de la masa principal del líquido, circulando éste a través del serpentín movido por un agitador motorizado.

  Este evaporador se utiliza en aquellos casos en que la sanidad no sea un factor importante, en las aplicaciones de grandes y frecuentes fluctuaciones de la carga, dada su gran inercia, y en las aplicaciones en que el líquido entra en el enfriador a temperaturas relativamente altas. Se emplea mucho para enfriamiento de agua, salmuera y otros líquidos refrigerantes secundarios

Figura 388. Evaporador de tanque



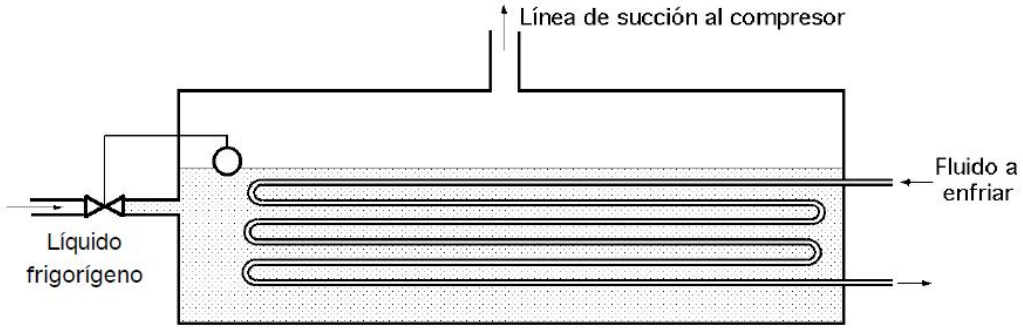
Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

- **Evaporador de carcasa y serpentín:** Está formado por uno o más serpentines encerrados en una carcasa de acero, pudiendo funcionar de dos formas:

1. La refrigerante pasa en expansión seca por el serpentín y el líquido a enfriar circula por la carcasa, teniendo este sistema la ventaja de su inercia térmica.

2. Se utiliza con el refrigerante en la carcasa, en régimen inundado, figura 389, y el líquido a enfriar en el serpentín; a este tipo se le denomina enfriador instantáneo de líquidos; no se puede utilizar en aplicaciones donde se requieran enfriamientos por debajo de los 3,5ºC, ante el peligro de grave deterioro en el caso de congelación.

Figura 389. Evaporador de carcasa y serpentín



FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

- **Evaporador de tipo atomizador:** Tiene una construcción similar al de carcasa y tubos, con la diferencia de existir sobre los tubos superiores unas boquillas de atomización que lanzan refrigerante líquido sobre los tubos, por cuyo interior circula el refrigerante a enfriar, del cual la fracción no evaporada se recoge en la parte inferior del enfriador, desde donde es bombeada de nuevo a las boquillas.

  Ventajas: Su elevada eficacia, la baja carga de refrigerante necesaria.

  Desventajas: La necesidad de una bomba de recirculación de refrigerante, su alto costo.

14.2.2 Descongelamiento (desescarchamiento) de evaporadores. La acumulación de escarcha es un fenómeno que aparece ligado íntimamente a la obtención de bajas temperaturas, convirtiéndose en hielo en los tubos y aletas del evaporador; esta escarcha es el resultado lógico de la condensación y posterior congelación del vapor de agua contenido en el aire de la cámara, que acumulándose sobre tubos y aletas forma una capa de hielo que actúa como un auténtico aislante, impidiendo el normal intercambio de calor entre el sistema a enfriar, el evaporador y el refrigerante, y representa una considerable pérdida de rendimiento, tanto en el evaporador, como en la unidad condensadora.

Puesto que la formación de escarcha es un fenómeno normal que no se puede alterar, conviene conocer medios que se pueden aplicar a fin de controlar su formación y, una vez controlada, poderla eliminar según un criterio razonable, de acuerdo con las exigencias de la instalación.

La formación y acumulación de hielo sobre el evaporador es una circunstancia originada por la ausencia de calor, por lo que, únicamente aplicando calor sobre este hielo o escarcha, se podrá lograr su control y eliminación, sin olvidar que este calor no debe tener ningún efecto inmediato, ni secundario, sobre la temperatura de la cámara, ni sobre los productos en ella almacenados.

14.2.2.1 Sistemas de desescarche. Los procedimientos más usuales para desescarche de los evaporadores, son los siguientes:

- Por pulverización o lluvia de agua.

- Por circulación de los gases calientes de la descarga del compresor.

- Por resistencias eléctricas.

- **Desescarche por pulverización o lluvia de agua:** Es este el sistema más sencillo; se proyecta una lluvia de agua a presión sobre las capas de hielo acumuladas en el evaporador, que funden el hielo y limpian el evaporador, preparándole para un correcto funcionamiento.

  Hay que estudiar el sistema de forma que la totalidad del agua que se proyecta sobre el evaporador, por medio de duchas o pulverizadores, se pueda recibir en una bandeja de desagüe, y que el tubo de drenaje sea capaz de absorber este caudal, ya que en caso contrario, rebosaría de agua, y al caer en la cámara, congelaría, con el peligro, además, de deteriorar algún producto en ella contenido, por lo que se hace necesario controlar el funcionamiento del ventilador para asegurar que funcionará desde unos minutos antes de la inyección del agua, hasta unos minutos después de interrumpirse ésta, a fin de evitar que se proyecte agua fuera del evaporador.

  El proceso es el siguiente:

✓ Al comienzo del ciclo de desescarche se cierra la válvula solenoide del líquido frigorígeno y se para el ventilador; el compresor sigue funcionando para hacer el vacío en la instalación. Al llegar a la presión ajustada (grado de vacío determinado) se produce la parada del compresor por el presostato de baja.

✓ Transcurrido el tiempo ajustado para la operación anterior, se puede poner en marcha el sistema de pulverización de agua, operación que debe concluir cuando se suponga al evaporador libre de hielo, por lo que es posible controlar el fin del desescarche por medio de un termostato.

✓ En este momento se deberá interrumpir el suministro de agua, dejando parada totalmente la instalación unos minutos a fin de que se produzca el

llamado ciclo de drenaje, según el cual se produce el desagüe del agua retenida entre el evaporador y la bandeja.

- ✓ A continuación se conecta el ventilador y la válvula de laminación, quedando la instalación en servicio normal de funcionamiento.

- ✓ Es muy importante asegurarse de que no ha quedado agua en los tubos de pulverización y de drenaje; para ello existen las válvulas de tres pasos, o de drenaje, que aseguran la purga de los tubos una vez concluido el ciclo de desescarche, evitándose así una congelación del agua en su interior que, además de provocar obstrucciones en el circuito, podría originar el reventón de la tubería. Para facilitar la automatización de los sistemas, se utilizan válvulas solenoide, que cumplen perfectamente las funciones de alimentación y drenaje de las tuberías; el sistema de duchas tiene que diseñarse de forma que no pueda haber retención alguna de agua en ellas, en plano inclinado, para facilitar el drenaje una vez ha terminado el ciclo de desescarche, siendo las soluciones más utilizadas las de uno o dos planos inclinados.

  En algunas instalaciones cuyos compresores funcionan con condensadores de agua, se acumula el agua de condensación en un depósito y, posteriormente, se utiliza para el desescarche. Con ello se obtiene un ahorro de agua y un ciclo de descongelación más corto al utilizar agua a temperatura más elevada.

- **Descongelación por los gases calientes de la descarga del compresor:** Este procedimiento requiere un profundo conocimiento de las técnicas de refrigeración; parece lógico, a simple vista, aprovechar los gases calientes de la descarga del compresor para provocar la descongelación; sin embargo, este sistema da origen a la necesidad de controlar el refrigerante en estado líquido durante el proceso de desescarche.

Existen tres procedimientos basados en el principio de la descongelación:

- Aporte de gas caliente al evaporador.

- Aporte de gas caliente con el auxilio de un reevaporador.

- Inversión del ciclo, o bomba de calor.

- **Aporte de gas caliente al evaporador:** El sistema de aporte de gas caliente al evaporador es el más sencillo y consiste en establecer una vía de comunicación entre la descarga del compresor y la entrada del evaporador, después de la válvula de estrangulamiento; esto se puede automatizar con ayuda de una válvula solenoide intercalada en la línea de gas caliente. El sistema presenta el inconveniente de que al entrar los gases calientes provenientes del compresor en el evaporador, desalojan violentamente los restos de líquido frigorígeno que necesariamente quedan en el evaporador, lo cual puede representar un grave riesgo para el compresor.

  También se puede dar el caso de que los gases calientes al llegar al evaporador, condensen, aumentando la cantidad de líquido que podría retornar al compresor, hecho que se puede ver incrementado por cuanto es muy frecuente que antes de haber terminado la descongelación, los gases procedentes de la descarga no estén lo suficientemente calientes como para continuar el proceso de desescarche.

- **Aporte de gas caliente con el auxilio de un reevaporador:** Los inconvenientes anteriores han motivado el poner evaporadores adicionales o reevaporadores, que actúan durante los ciclos de desescarche, asegurando la total vaporización del refrigerante antes de su llegada al compresor. Estos reevaporadores reciben el líquido acumulado en el evaporador principal, que es empujado por los gases calientes, y por el

porcentaje de ellos que condense, a través de una válvula de expansión fija, produciéndose una segunda vaporización, o reevaporación, de forma que el compresor sólo aspirará vapor de refrigerante que, al comprimirle, aportará calor y, de esta forma, se podrá mantener un ritmo constante de desescarche.

Una variante de este sistema consiste en mantener un banco de calor, que no es más que un tanque en el que una masa de agua se calienta mediante una derivación de los gases calientes procedentes del escape del compresor. Una parte de la tubería de aspiración queda sumergida en el agua, que sólo actúa como tal durante el ciclo de desescarche; si por esa línea de aspiración retorna líquido frigorígeno, se calienta bruscamente y vaporiza, evitándose así su entrada en estado líquido en el compresor; cuando concluye el ciclo, se restablece rápidamente la temperatura del tanque de agua, merced al calor aportado por el tubo de descarga.

- **Inversión del ciclo:** Para producir el desescarche, existe también la posibilidad de utilizar el principio de funcionamiento de la bomba de calor, que consiste en invertir el ciclo operativo, convirtiendo el evaporador en condensador, y viceversa. Este procedimiento tampoco está exento de los problemas de control del refrigerante en fase líquida, ya que al invertir el ciclo, hay que tener presente que todo el refrigerante sin vaporizar que hay en el evaporador se dirige al condensador, que junto con lo que en éste se encuentra, se lleva al compresor, con los peligros que anteriormente hemos matizado de golpe de líquido.

  Una solución que disminuye en parte estos efectos, y que hay que provocar antes de realizar la inversión del ciclo, consiste en efectuar en el evaporador un proceso de vacío previo, reduciéndose así la cantidad de líquido en circulación al mínimo, siendo más sencillo su control. En esta operación hay que tener en cuenta que:

- ✓ Al iniciarse el proceso de descongelación hay que parar los ventiladores del evaporador y cerrar la válvula de expansión isentálpica.

- ✓ Comienza entonces el proceso de vacío y, antes de concluir el mismo, es conveniente efectuar el cambio de inversión del ciclo de la máquina frigorífica. Hay que tener en cuenta que las válvulas de inversión del ciclo aprovechan la presión de alta para actuar a modo de servo, y efectuar el cambio de posición, siendo absolutamente necesario que exista una determinada diferencia de presiones entre la máxima y la mínima para un mejor funcionamiento. Es por esto por lo que se recomienda efectuar la inversión antes de concluir el vacío, pues si llegara a pararse el compresor, desaparecería rápidamente la presión de descarga y daría lugar a fallos en el funcionamiento de la válvula de inversión.

- ✓ El ciclo debe durar el tiempo justo hasta el deshielo del evaporador, para evitar recalentamientos excesivos en el serpentín.

- ✓ Se puede efectuar de nuevo la inversión del ciclo para que el sistema quede en condiciones de funcionamiento de ciclo normal; si en este momento se observa se produce un golpe de líquido se aconseja instalar un separador de líquido en la tubería de aspiración, entre el compresor y el evaporador.

- ➢ **Desescarche por resistencias eléctricas:** Este sistema es fácil de instalar y relativamente sencillo de regular y controlar, por lo que puede decirse que es el más generalizado. Se acopla un juego de resistencias eléctricas al evaporador, en contacto íntimo con las aletas, que se encargará, llegado el momento, de calentar el evaporador hasta licuar totalmente el hielo. Este sistema presenta algunos inconvenientes, como:

- Puede existir un calentamiento del refrigerante, en fase líquida, en el evaporador

- Una vez terminado el deshielo pueden permanecer las resistencias conectadas, con el peligro de que se estropeen al aumentar su temperatura en forma excesiva y anormal.

  Una solución puede ser la siguiente: Para el primer caso hay que efectuar un proceso de vacío previo o simultáneo a la descongelación. Para el segundo hay que instalar un control, termostático o presostático, que facilite la regulación del final del proceso de descongelación, eliminando la posibilidad de fusión de las resistencias eléctricas.

  El sistema de descongelación por resistencias eléctricas se puede automatizar de diversas maneras, con ligeras variantes entre sí, dando todas ellas excelentes resultados:

  Mediante la acción de un temporizador se controla el funcionamiento de la válvula solenoide, de los ventiladores y del juego de resistencias. Cuando el temporizador produzca un ciclo de desescarche, se deben parar los ventiladores y la válvula solenoide cierra el circuito, entrando a continuación la instalación en un proceso de vacío por la acción del compresor. Con un determinado retraso, o bien simultáneamente, pueden entrar en servicio las resistencias, de forma que el compresor esté gobernado por el presostato de baja, hasta que por vacío se provoque el paro del compresor.

  Si debido al aumento de la temperatura del evaporador aumenta la presión en la instalación, se pondrá en servicio momentáneamente el compresor, que aspirará el refrigerante que haya evaporado durante el calentamiento; este proceso se deberá repetir varias veces.

  Una variante del sistema anterior consiste en disponer de un mecanismo de retraso para el ventilador mediante el cual se para la válvula solenoide y el ventilador del evaporador Si la presión desciende rápidamente, el compresor gobernado por el presostato de baja deberá parar. Por una

nueva maniobra del temporizador, se desconecta el circuito del compresor y se activa el circuito de las resistencias, las cuales van a fundir el hielo durante su actuación. Alcanzada la temperatura en el evaporador, se tiene la certeza de que ya no hay escarcha sobre el evaporador, por lo que es muy importante que las resistencias eléctricas queden fuera de servicio. Según el control utilizado puede proseguir el ciclo con un periodo de paro total, para facilitar el drenaje del agua del deshielo, entrando a continuación en servicio la válvula solenoide y el ventilador, para concluir con la puesta en marcha del compresor, y quedar la instalación en régimen de funcionamiento normal, o también se puede interrumpir la actuación de las resistencias poniendo en servicio la válvula solenoide para que una vez alcanzada la presión de trabajo, se conecten el compresor y el ventilador del evaporador.

Colocación de un automatismo con la colaboración de un temporizador y un termostato especial de doble contacto Otro procedimiento de resultados similares, pero con técnicas ligeramente distintas, consiste en efectuar el automatismo con la colaboración de un temporizador y un termostato especial de doble contacto, de forma que pueda controlarse la variación de temperatura del evaporador durante el período de desescarche y permita retrasar la puesta en marcha del ventilador; en este caso la operación se hace como se indica a continuación:

El temporizador controla el funcionamiento del compresor y de las resistencias eléctricas, y el termostato controla el ventilador con uno de sus contactos conectado con el temporizador. Estando la instalación en servicio normal, con el compresor en marcha, la temperatura del evaporador estará lo suficientemente baja como para que el termostato mantenga sus contactos en la posición de trabajo del ventilador.

Llegado el momento previsto para el desescarche, se invierten los contactos del temporizador parando primero el compresor y el ventilador y al mismo

tiempo, al conectarse las resistencias empieza a aumentar la temperatura del evaporador, fundiéndose la escarcha. Cuando se alcance la temperatura deseada, en la que ya no existe hielo sobre el evaporador, deberá producirse el cambio de contactos del termostato, y de esta forma se energizará un sector del temporizador, que provoca la puesta en marcha del compresor y el paro del sistema de calor, pero no pone en servicio el ventilador. Los instantes siguientes sirven para que se restablezca rápidamente la temperatura de servicio del evaporador. En este momento se conecta nuevamente el termostato para poner en servicio el ventilador, evitando así que éste envíe a la cámara aire caliente y saturado de humedad, procedente del evaporador calentado por el ciclo de desescarche. Además, de quedar algo de líquido frigorígeno en el evaporador debido a que no funcionen los ventiladores, aquel se enfría rápidamente y se utilizará para enfriar el evaporador de forma que pueda considerarse que no retorna prácticamente líquido al compresor.

14.2.2.2 Control de fin de desescarche: Hay que tener en cuenta que la acumulación de escarcha sobre el evaporador depende de la cantidad de vapor de agua que tengan los productos almacenados, del porcentaje de humedad relativa del aire que pueda penetrar en la cámara por apertura de puertas, o por las fugas o fallos del aislamiento de la cámara, lo que permite asegurar que la acumulación de escarcha sobre el evaporador es bastante irregular, lo que obliga a disponer de tiempos de descongelación distintos para cada ciclo, objetivo que no es fácil de conseguir si sólo se controla la instalación con un temporizador.

Sabiendo que la fusión del hielo se produce a 0°C cuando el evaporador está a +5°C, se puede tener la seguridad de que está totalmente desescarchado. Por consiguiente, si se puede controlar la temperatura del evaporador de modo que un termostato interrumpa el ciclo de desescarche a esta temperatura, se habrá conseguido ajustar de modo fiable la duración del ciclo de calor a su tiempo justo, protegiendo de un modo sistemático toda la instalación.

En consecuencia, no es suficiente el control proporcionado por el temporizador, sino que hay que complementarlo con un dispositivo de control de fin de desescarche. El temporizador tiene la misión de iniciar los períodos de desescarche y repartirlos de modo regular y automático según las necesidades de la regulación. La duración del ciclo de desescarche depende de la cantidad de hielo acumulado en el evaporador, que es un valor totalmente irregular, y cuya fusión se consigue por aporte de calor. Una vez fundido totalmente el hielo, esta aportación de calor es totalmente innecesaria y ocasiona un aumento de temperatura en el evaporador y, posiblemente, en la cámara. Si esta aportación de calor se efectuara por lluvia de agua, no tiene gran importancia la duración del ciclo de desescarche, puesto que en el mejor de los casos, el agua estará a una temperatura del orden de 30ºC a 35°C, valor máximo que podría alcanzar en el evaporador.

Si el sistema elegido es el de utilizar los gases calientes, o bien, el de invertir el ciclo como bomba de calor, la temperatura máxima que alcanzará el evaporador, en el caso de un proceso excesivamente prolongado una vez terminado el deshielo, puede ser de unos 50°C; en estas circunstancias ya no es necesario el control de fin de desescarche. Pero si el procedimiento elegido es el de desescarche eléctrico, las resistencias eléctricas una vez fundido el hielo, que trabajan prácticamente en seco, pueden alcanzar fácilmente en un corto espacio de tiempo temperaturas superiores a los 100°C. A título de ejemplo, una resistencia blindada bajo un tubo de acero inoxidable de 2 W por cm^2 de resistencia, alcanza en 7 minutos de trabajar en seco una temperatura de 185°C, que seguirá aumentando hasta deteriorar la resistencia. De aquí, que sea tan importante el control de fin de desescarche en los procesos que utilizan resistencias eléctricas, por lo que aparte del temporizador habrá que colocar un control, termostático o presostático, que determine el momento en que el evaporador está desescarchado y que interrumpa el proceso de desescarche, siendo posiblemente más recomendable el termostático, que deberá abrir el circuito por incremento de la temperatura y cerrarlo por disminución de la misma.

14.3 COMPRESORES.

Este tema se trata en detalle en el capítulo 5. Sistemas y Equipos de refrigeración, por tanto aquí solo se verán algunos ejemplos de tipos de compresores aplicados a los sistemas de refrigeración mecánica.

El tipo de compresor depende del tipo de refrigerante utilizado. En las máquinas de desplazamiento positivo se aplica una fuerza exterior para obligar a un cierto volumen de gas o vapor a desplazarse desde el recinto a baja presión hasta el recinto a alta presión.

Los compresores que se utilizan normalmente en las instalaciones industriales de refrigeración son los de pistón, de movimiento alternativo. Este tipo de compresor puede ser, abierto, hermético o semihermético. Para grandes instalaciones se usan compresores centrífugos.

Los compresores rotativos son particularmente adecuados para las aplicaciones en las que se requiere un desplazamiento volumétrico elevado a presiones de operación moderadas.

La diferencia fundamental entre compresores rotativos y alternativos consiste, en lo que a las cualidades de operación se refiere:

- Por una parte en el hecho de que la ausencia de desplazamientos alternativos reduce la presencia de vibraciones.

- Por otra en que el gasto másico de gas, es mucho menos pulsante.

La presencia de líquido al final de la compresión presenta una menor importancia.

14.4 CONDENSADORES.

De igual manera como sucedió con los otros componentes del ciclo de refrigeración los conceptos básicos de los condensadores está expuesto en detalle en el capítulo 5. Sistemas y equipos de refrigeración.

14.5 ACCESORIOS.

14.5.1 Válvulas especiales.

Válvula termostática de inyección: Está provista de una válvula de estrangulamiento que se incorpora para limitar la máxima cantidad de refrigerante que se puede inyectar. Neutraliza las temperaturas elevadas del conducto de descarga mediante una inyección de líquido frigorígeno en el conducto de aspiración, con lo que la temperatura del conducto de descarga bajará.

Válvula de presión constante: Mantiene constante la presión de aspiración del evaporador, o de un grupo de evaporadores, es decir, evita que disminuya la presión del evaporador por debajo de un valor fijado.

Válvula de arranque: Esta válvula actúa directamente sobre la presión de aspiración del compresor, limitando la misma durante el arranque, a un valor máximo predeterminado durante la regulación, que es independiente de la presión de vaporización del refrigerante.

Regulador de capacidad: Se monta en derivación by-pass entre los conductos de aspiración y salida del compresor. La misión del regulador de capacidad no es la de mantener una presión constante de aspiración o de vaporización en la planta frigorífica, sino exclusivamente el de reducir la capacidad del compresor, previniendo caídas excesivas de presión en el cárter, así como la consiguiente ebullición del aceite lubricante en el mismo, cuando la carga sea variable.

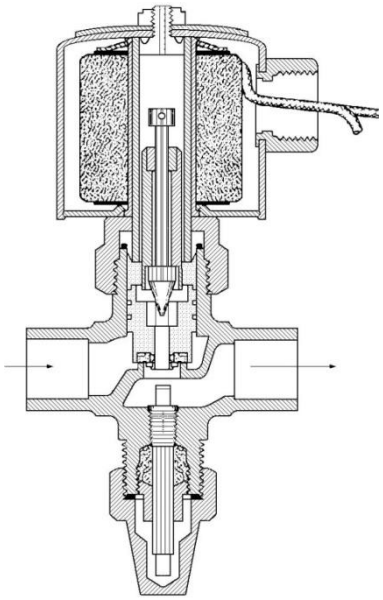
Válvula de acción instantánea: La actuación de esta válvula es instantánea, y corta la línea de aspiración del evaporador cuando la presión baja a un valor prefijado de antemano, y se abre otra vez cuando la presión sube a otro valor también prefijado de antemano.

Válvula de estrangulamiento termostática: Se denominan también reguladores de temperatura; se instalan a la salida del evaporador.

Válvula presostática de agua: Cuando esta válvula se acciona por la alta presión del sistema, aumenta o disminuye el caudal de agua de refrigeración, en función de la presión existente en el condensador, con lo que prácticamente mantiene constante constante la presión de alta del sistema.

Válvula solenoide: Este tipo de válvula se emplea como órgano de cierre de paso en las tuberías (Figura 390); tanto el cierre como la apertura se producen electromagnéticamente. Pueden montarse en diversos puntos de la instalación, tanto en conductos de líquido frigorígeno, (si el paso del mismo a un complemento de la instalación debe cerrarse automáticamente), o en conductos de aspiración de vapor, para el caso en que la instalación frigorífica tenga varios puntos a refrigerar, evitándose la aspiración de refrigerante del evaporador al desconectarse automáticamente uno de los puntos de refrigeración. Estas válvulas se pueden aplicar también a conducciones de salmuera y agua. Válvula termostática de agua. Sirve para regular la entrada de agua de refrigeración al condensador, en función de la temperatura. Válvula de inversión de 4 vías. Sirve para invertir el flujo del refrigerante, y así provocar las situaciones de calentamiento o enfriamiento. Válvulas de seguridad y tapones fusibles. Las válvulas de alivio de presión son válvulas de seguridad diseñadas para disminuir la presión en la instalación, mediante un conducto de escape, en aquellos casos en los que, por cualquier razón, la presión se eleve a un nivel peligroso.

Figura 390. Válvula solenoide operada por piloto tipo pistón flotador



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Algunas veces se utilizan tapones fusibles en lugar de las válvulas de alivio. Un tapón fusible es simplemente un tapón de tubo que ha sido taladrado y rellenado de una aleación, diseñada para que funda a una temperatura fijada de antemano.

14.5.2 Otros accesorios.

Presostatos: El presostato actúa en función de la presión, tanto en la parte de alta como de baja presión; existe un modelo de presostato combinado de alta y baja presión que realiza funciones de control de la presión de baja y de la presión de alta con un solo interruptor, accionado por dos sistemas de fuelles, llevando escalas indicadoras de las presiones de regulación, tanto de alta, como de baja y diferencial.

Termostato bimetálico: El termostato bimetálico, está compuesto por dos láminas metálicas de diferente coeficiente de dilatación; los dos metales están soldados o laminados juntos, de forma que al someterlos a una misma

temperatura, se dilatan desigualmente, provocando una deformación del conjunto, proporcional a la temperatura a que han sido expuestos.

Termostato con bulbo y capilar: El bulbo es el elemento sensible, que contiene un gas dilatable que actúa en función de las variaciones de temperatura, y va conectado mediante un tubo capilar a un fuelle, que al acusar las diferencias de presión causadas por las variaciones de temperatura, acciona un interruptor que cierra o abre el circuito.

Filtros secadores: Mientras que algunos tipos de fluidos frigorígenos reaccionan con la humedad existente en el circuito, con grandes inconvenientes para el sistema, caso del SO_2, otros no se ven afectados por tales circunstancias, caso de los freones, pero la humedad que se va acumulando reduce la efectividad de la máquina, por lo que tanto en el caso de utilizar unos u otros tipos de fluidos frigorígenos, se hace necesaria la utilización de secadores.

Los secadores más utilizados y eficaces son los de tipo desmontable, a base de cloruro de calcio, silicagel, que se pueden emplear con cualquier tipo de refrigerante. Existen dos tipos de filtros:

- **Filtros mecánicos**, muy económicos, pero en su interior sólo hay un elemento filtrante que es un tamiz de cobre, por lo que únicamente retiene partículas sólidas.

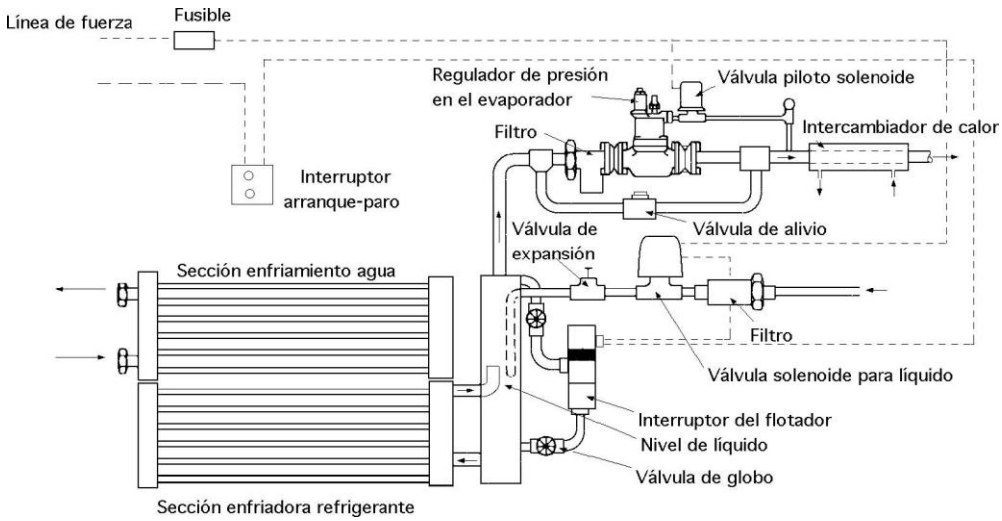
- **Filtros cerámicos**, caros, pero muy bien construidos; contienen en su interior un tamiz para retención de partículas sólidas, y un bloque de material poroso cerámico, absorbente de la humedad.

Los secadores denominados tamices moleculares, se aplican solamente a instalaciones que usan como refrigerante la gama de los freones, R-12, R-22 y R-502.

Los cartuchos secadores precisan ser renovados de acuerdo con las exigencias del sistema en que se encuentren instalados, ya que todo depende de la humedad, variable en cada caso, y del tipo de de-secador empleado, pues mientras que el cloruro de calcio se hace pernicioso para el sistema cuando se ha saturado de humedad, el silicagel y el tamiz molecular pueden permanecer en el sistema indefinidamente. Tanto el silica gel como el tamiz molecular se pueden regenerar, sometiendo los primeros a temperaturas de 160°C a 200°C y los segundos a temperaturas de 300°C.

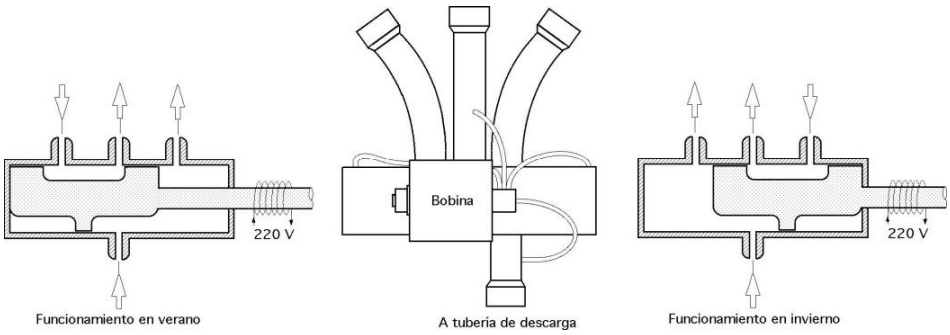
Por lo perjudicial que es la humedad en el circuito del refrigerante se comprende la necesidad de tomar precauciones sobre su instalación, por lo que será necesario que permanezcan herméticamente cerrados todos los elementos que componen la máquina frigorífica, así como en un manejo adecuado, tanto del refrigerante, como del aceite lubricante que se utilice.

Figura 391. Enfriador con interruptor de flotador, válvula solenoide para líquido, regulador de presión en el evaporador y válvula piloto solenoide



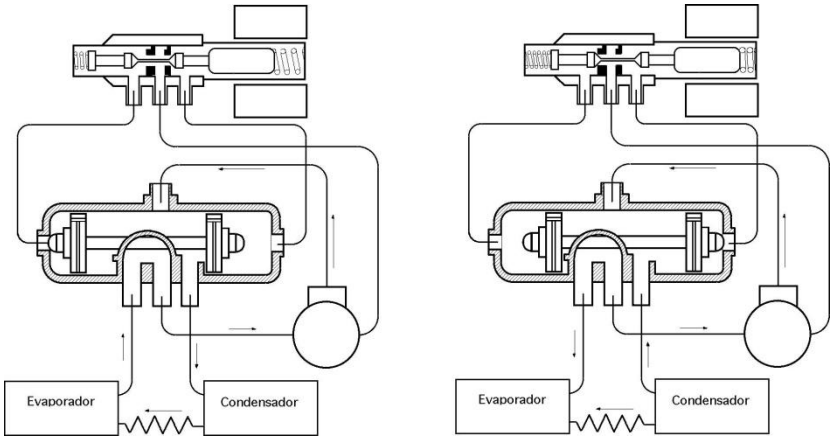
Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Figura 392. Válvula de 4 vías accionada mediante bobina



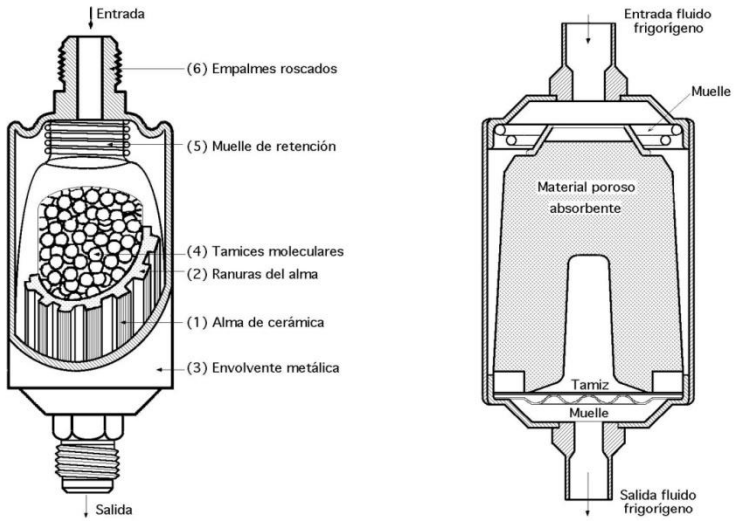
Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Figura 393. Válvula de 4 vías accionada mediante servo



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Figura 394. Filtros cerámicos



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Filtros de líquidos: Se recomienda especialmente la colocación de estos filtros con objeto de retener las partículas sólidas, o pequeñas impurezas que existan, antes de que lleguen a entrar en la válvula de estrangulamiento, y evitar de esta forma, obstrucciones en la misma. Están formados por un cuerpo metálico dentro del cual va un elemento filtrante compuesto de planchas perforadas, telas metálicas muy finas y un fieltro que actúa de colador.

Existen en el mercado elementos que hacen una triple función, ya que actúan como filtro de partículas, como deshidratadores y como absorbedoras de ácidos, y se utilizan en instalaciones frigoríficas de gran capacidad. Construidos en acero con cabeza atornillable, permiten el alojamiento de cartuchos fácilmente recambiables.

El filtro secador realiza dos funciones:

- Filtrar el refrigerante mediante dos filtros, uno de los cuales es fino y el otro grueso

- Secar o deshidratar, mediante un componente activo que retiene la humedad

Esta última función es importante, ya que es el mismo gas que aspira el compresor el que refrigera el bobinado del motor, por lo que si existiera humedad podría dañar los aislantes y como consecuencia averiar el compresor.

Manómetros: Sirven para controlar las presiones, y pueden ser de:

- Baja presión, yendo instalados en la tubería de aspiración o en la parte baja del sistema frigorífico.

- Media presión, instalados en la zona interetapas del compresor; también sirven para medir la presión del aceite lubricante.

- Alta presión, instalados a la salida del compresor o parte alta del sistema frigorífico

Aparatos de automaticidad.

- Aparatos de puesta en servicio, como contactores, interruptores, relés, etc.

- Aparatos de alimentación, como válvulas de expansión, de flotador, reguladores de nivel, etc.

- Aparatos de regulación, como termostatos, presostatos, higrómetros, reguladores de capacidad, de arranque, de presión constante, etc.

- Aparatos de protección, como presostatos, relés magnetotérmicos, etc.

- Aparatos de señalización, como amperímetros, voltímetros, vatímetros, termómetros, etc.

Ventilador: Es el encargado de procurar la circulación forzada del aire que pasa en un primer momento a través del filtro y después al evaporador, de donde se extrae el calor necesario para la evaporación del refrigerante; a continuación el aire enfriado, lo expulsa al exterior.

Las bombas de calor de mayor potencia, generalmente van provistas de dos ventiladores accionados por un motor de dos velocidades, la transmisión del motor a los ventiladores se efectúa por poleas y correa trapezoidal. Los ventiladores van provistos de rodamientos con lubricación permanente.

Aparatos de control: Los más importantes son:

- **Termostato de máxima:** Es el encargado de regular la temperatura máxima del agua en la entrada (retorno) de la bomba de calor y su límite de regulación 50ºC.

- **Interruptor de parada:** Según el tipo de bomba puede estar incorporado en la misma o a distancia.

- **Termostato de mínima:** Regula la temperatura mínima del agua a la entrada de la bomba de calor.

- **Presostato de alta y baja presión:** Es el encargado de limitar las presiones máximas y mínimas en el circuito frigorífico.

- **Temporizador de retardo de funcionamiento del compresor:** Cuando el termostato ha conmutado por temperatura exterior superior a 3ºC, se pone en funcionamiento el circulador, el compresor no se pondrá en marcha hasta transcurrido el tiempo regulado de temporización.

- **Temporizador de funcionamiento mínimo del compresor:** Regula el tiempo mínimo de funcionamiento del compresor.

- **Termostato de descarche automático:** Cuando se produce hielo en el evaporador, con este termostato, se produce el paro del compresor y continua funcionando el ventilador, produciéndose el descarche.

14.6 CICLOS DE COMPRESIÓN DE VAPOR APLICABLES A REFRIGERACIÓN COMERCIAL E INDUSTRIAL.

14.6.1 Sistemas de compresión de vapor de etapa simple. Los sistemas de compresión de vapor de etapa simple tienen una sola presión de lado de baja (presión del evaporador) y una sola presión de lado de alta (presión del condensador).

El desempeño de estos sistemas muestra que son adecuados cuando la diferencia de temperatura de evaporación y condensación son pequeñas (temperatura de elevación).

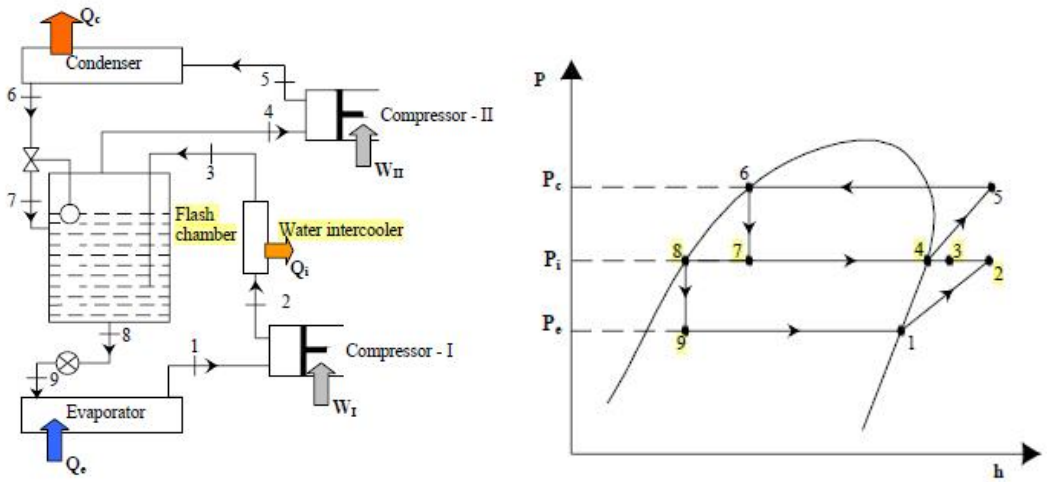
En muchas aplicaciones de refrigeración comercial e industrial este tipo de sistemas no son útiles precisamente por su pequeña diferencias de temperaturas entre el lado de baja y lado de alta presión, como por ejemplo en la industria de congelación de alimentos donde los valores requeridos de temperatura de evaporación están alrededor de -40C o en la industria química para la licuefacción de los gases se requieren temperaturas de evaporación de hasta -140C.

14.6.2 Sistemas de compresión de vapor multi etapas. Los sistemas de compresión de vapor multietapas tienen dos o más presiones del lado de baja. Pueden ser de tres tipos:

- Sistemas multicompresión.
- Sistemas multievaporador.
- Sistemas en cascada.

- Sistemas multicompresión: Son útiles donde la temperatura de elevación (diferencia de temperatura entre evaporación y compresión) es muy alta y no se alcanza con una sola etapa de compresión

Figura 395. Sistema refrigeración de dos etapas de compresión con remoción de gas flash usando un tanque flash e interenfriamiento.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

Ventajas de los sistemas de multicompresión:

- La calidad del refrigerante que entra al evaporador se reduce dando así un mayor efecto refrigerante, caída de presión más bajas y mejor transferencia de calor en el evaporador.

- Las pérdidas en la estrangulación son reducidas a medida que el vapor es generado por la separación en el tanque flash y recomprimido por el compresor siguiente.

- La eficiencia volumétrica de los compresores será más alta debido a la reducción de la relación de presiones.

- La temperatura de descarga del compresor es reducida considerablemente.

Hay dos conceptos importantes en los sistemas multipresión:

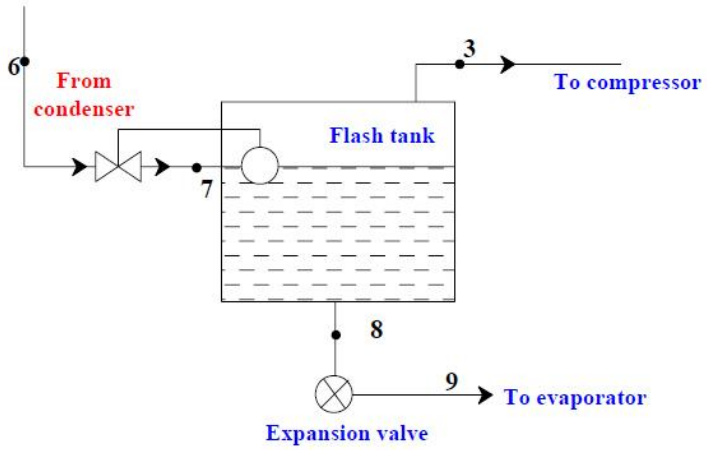
- ✓ Remoción del gas flash.

- ✓ Interenfriamiento.

- ✓ **Remoción del gas flash con un tanque flash:** Son necesarios para llevar y asegurar que sólo líquido llegue al evaporador y lograr así un mayor efecto refrigerante. Un problema con los sistemas con alta temperatura de elevación (gran diferencia entre la temperatura de evaporación y condensación) es la alta calidad del vapor a la entrada del evaporador. Este vapor es el denominado gas flash, y se desarrolla durante el proceso de estrangulación o expansión. Este gas flash debe ser comprimido a presión del condensador y esto no con contribuye al efecto refrigerante. Una forma de de mejorar el desempeño del sistema es remover este gas flash a una presión intermedia usando un tanque flash. Ver figura 396.

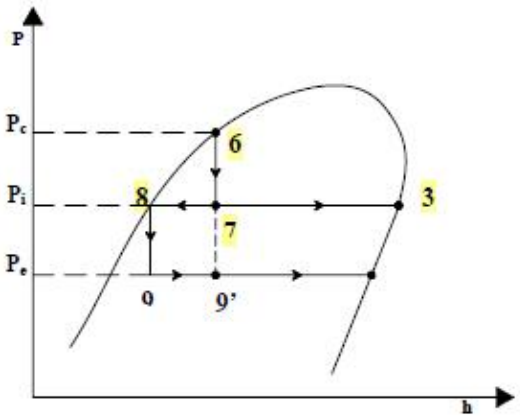
  En la figura 396 se muestra el proceso de expansión usando un tanque flash, el cual es un recipiente a presión, donde el refrigerante líquido y el vapor son separados a una presión intermedia. El refrigerante desde el condensador es primero expandido a una presión intermedia correspondiente a la presión del tanque flash usando una válvula e flotador Proceso 6-7. Esta válvula de flotador también mantiene el nivel de líquido en el tanque flash, el refrigerante líquido y el vapor son separados. El líquido saturado en el punto 8 alimenta al evaporador después del estrangulamiento a la presión requerida en el evaporador usando una válvula de expansión.

Figura 396. Principio de operación de un tanque flash.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

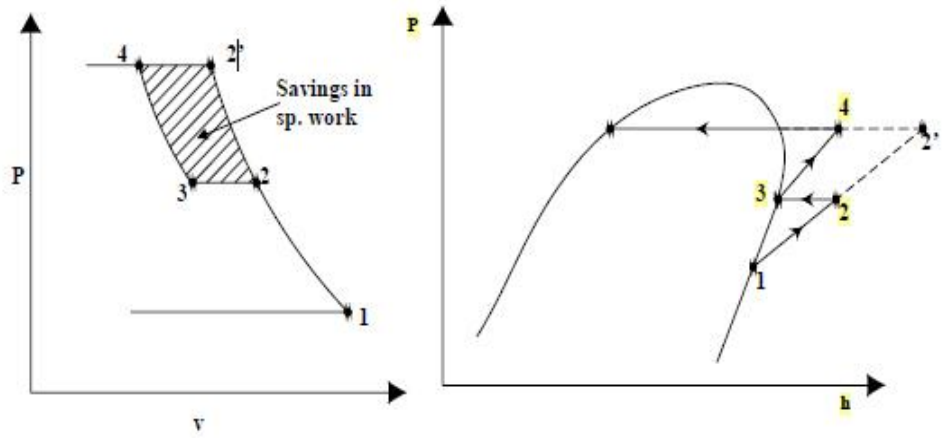
Figura 397. Proceso de expansión en un tanque flash sobe un diagrama P-h.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

- **Interenfriamiento:** El trabajo específico de entrada al compresor puede ser reducido por medio de la reducción del volumen específico del refrigerante y esto puede lograrse por medio de la reducción de la temperatura. Este el principio en el que se baja el interenfriamiento en un sistema de compresión multietapas. Ver figura 398.

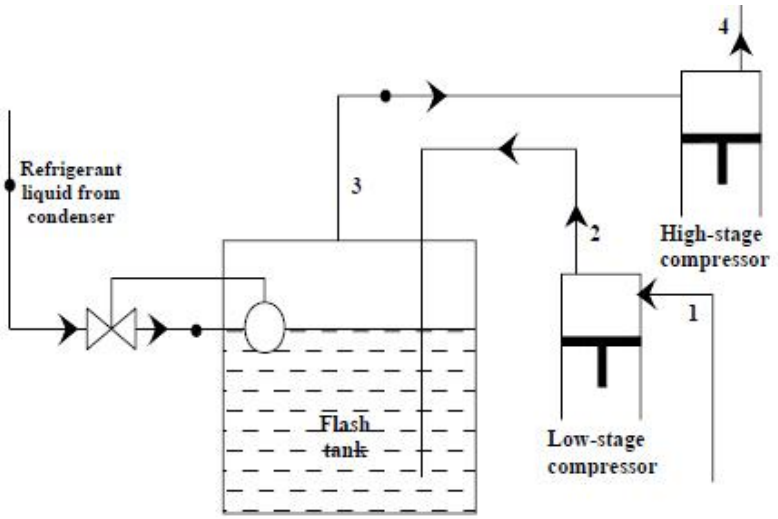
Figura 398. Interenfriamiento en un sistema de compresión de dos etapas.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

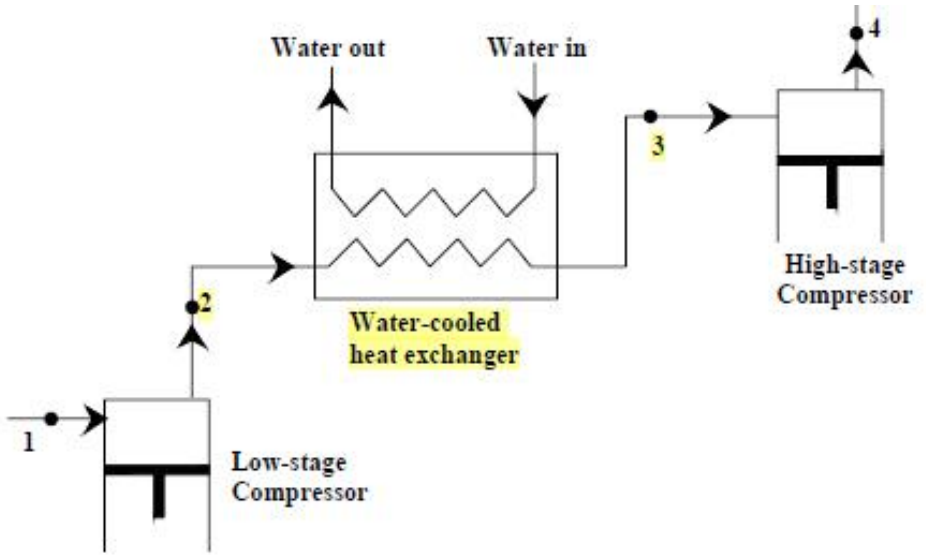
El interenfriamiento del vapor puede ser realizado por el uso de un intercambiador de calor enfriado por agua o por el refrigerante en el tanque flash. El interenfriamiento no solo reduce el trabajo de entrada sino que también reduce la temperatura de descarga de la compresión permitiendo una mejor lubricación y una mayor vida útil del compresor.

Figura 399. Interenfriamiento usando líquido refrigerante en un tanque flash



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

Figura 400. Interenfriamiento usando un intercambiado de calor enfriado por agua.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

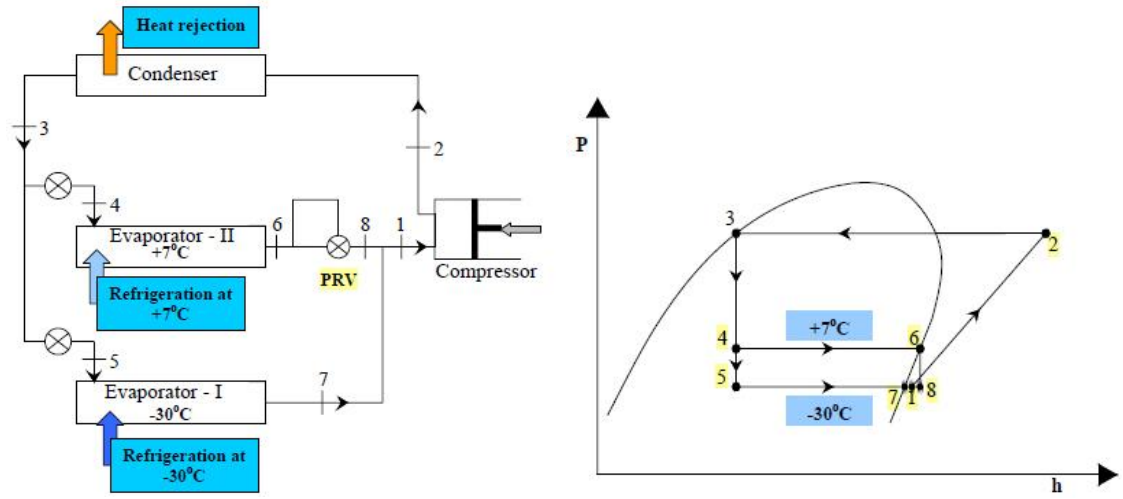
El interenfriamiento usando líquido refrigerante desde el condensador en el tanque flash puede o no puede reducir la potencia de entrada al sistema, esto depende de la naturaleza del refrigerante. Por ejemplo, para amoníaco, la potencia de entrada usualmente disminuye con el interenfriamiento de refrigerante líquido, sin embargo para los refrigerantes R12 y R22 pasa lo contrario.

- **Sistemas multievaporadores:** Son útiles donde son requeridas diferentes temperaturas de evaporación, por ejemplo, una planta de procesamiento de alimentos típica, enfría aire a -30C para congelar y enfría aire a +7C para enfriar productos alimentación o acondicionar el aire de la planta. Pueden ser:

  Sistemas con evaporadores individuales y un compresor simple con una válvula reductora de presión.

Con válvulas de expansión individuales: Este sistema usa válvulas de expansión individuales y válvula reductora de presión que corresponde al evaporador de alta temperatura a la presión de succión del compresor. La válvula reductora de presión también mantiene la presión requerida en el evaporador de alta temperatura, ofrece un mayor efecto refrigerante al evaporador de alta temperatura, aunque el trabajo específico es mayor debido a la operación del compresor en la región de sobrecalentamiento. No hay ningún mejoramiento del COP debido a este arreglo. Sin embargo, este sistema todavía es preferido debido a la correcta operación del evaporador de alta temperatura.

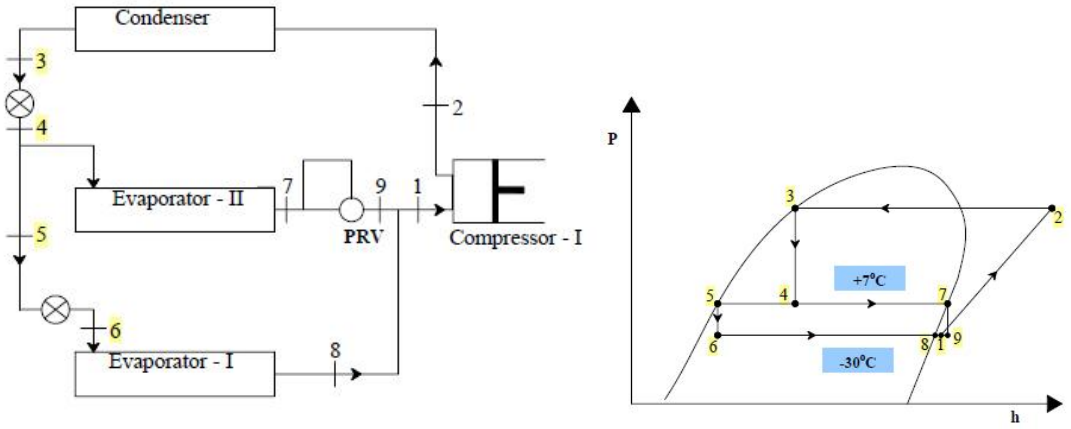
Figura 401. Sistema multi evaporador con compresor simple y válvulas de expansión individuales.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

Con válvulas de expansión múltiples: Comparado con el sistema expuesto anteriormente, el efecto refrigerante del evaporador de baja temperatura incrementa como el líquido saturado entra a la válvula de expansión de baja etapa. El gas flash es removido al estado 4, ver figura siguiente, el evaporador de baja temperatura opera más eficientemente.

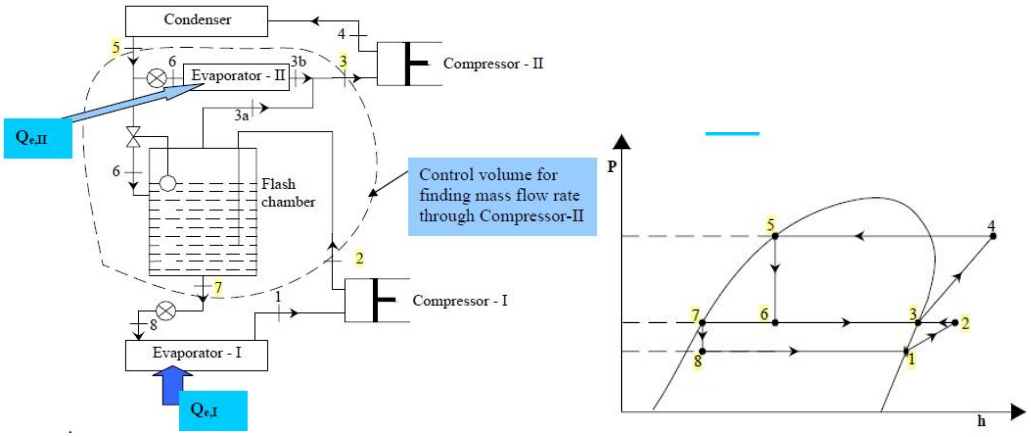
Figura 402. Sistema multi evaporador con compresor simple y múltiples válvulas de expansión.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

- **Sistemas con múltiples evaporadores con multicompresión, interenfriamiento y remoción de gas flash:** Este sistema es útil para aplicaciones de temperaturas de elevación baja con diferentes cargas de refrigeración. Por ejemplo, un evaporador que opera a -40C para una rápida congelación de productos alimenticios y otro evaporador que opera a -25C para almacenamiento de producto congelado. Como se muestra en la figura siguiente, la presión en el evaporador de alta temperatura (evaporador II) es la misma que en el tanque flash. El vapor sobrecalentado desde el compresor de baja etapa es enfriado a la temperatura de saturación en el tanque flash. El evaporador de baja temperatura opera eficientemente a medida que el gas flash es removida en el tanque flash. Además, el compresor de alta etapa (Compresor II) opera eficientemente como el vapor de succión es saturado. A pesar de que el compresor de alta etapa tiene que manejar rata de flujo másico mayor debido al de sobrecalentamiento del refrigerante en el tanque flash, todavía la potencia de entrada del sistema puede ser reducida substancialmente, especialmente con refrigerantes como el amoníaco.

Figura 403. Sistema multievaporador con múltiples compresores y tanque flash para remoción del gas flash e interenfriamiento.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

Limitaciones de los sistemas multietapas:

- ✓ Sólo un refrigerante es usado a través del sistema, el refrigerante usado debe tener una temperatura crítica alta y un punto de congelación bajo.

- ✓ Las presiones de operación de un refrigerante simple pueden llegar a ser tan altas o tan bajas. Generalmente solo R12, R22 y NH_3 han sido utilizados en sistemas multietapas como fluidos de trabajo convencional que pueden operar en vacío a muy bajas temperaturas del evaporador. La operación el vacío permite fugas en los sistemas y gran desplazamiento del compresor debido a los altos volúmenes específicos.

- ✓ Posible migración de aceite lubricante desde un compresor a otro permitiendo la falla en los compresores.

- **Sistemas en cascada:** Una serie de refrigerantes con punto de ebullición progresivos son usados en una serie de unidades de etapa simple. El condensador del sistema de etapa baja es acoplado al próximo evaporador de sistema de etapa alta y así sucesivamente. Donde el calor de

condensación del refrigerante de etapa baja es suministrado por la vaporización del refrigerante del próximo nivel es llamado condensador en cascada. Como se indica en la figura siguiente, el sistema emplea dos refrigerantes diferentes operando en dos ciclos individuales. Hay un acoplamiento térmico en el condensador tipo cascada. Los refrigerantes seleccionados deben tener características de presión-temperatura adecuadas. Un ejemplo de combinación es el uso de CO_2 en la cascada de baja temperatura y amoníaco en la cascada de alta temperatura. Es posible usar más de dos etapas en cascada, y es también posible combinar sistemas multietapas con sistemas cascada.

Aplicaciones de los sistemas en cascada:

- Licuefacción de vapores del petróleo.
- Licuefacción de gases industriales.
- Fabricación de hielo seco.
- Congelamiento profundo.

Ventajas de los sistemas en cascada: Partiendo de que cada cascada usa un refrigerante diferente, es posible seleccionar un refrigerante que se adecue mejor a ese rango de temperaturas particular. Muy altas o muy bajas presiones pueden ser evitadas.

La migración de aceite lubricante desde uno de los compresores al otro es evitada.

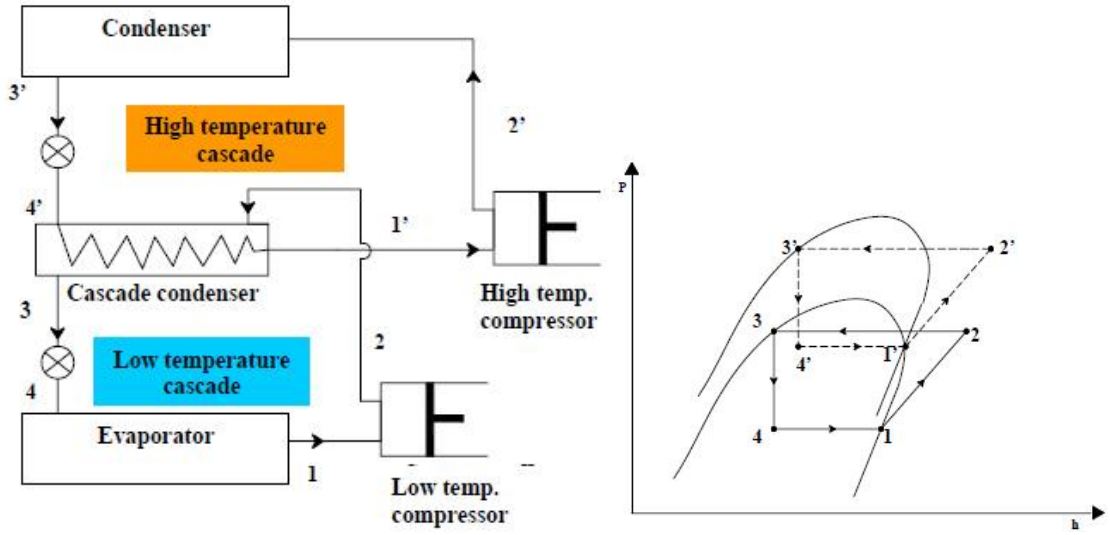
Desventajas de los sistemas en cascada: En la práctica, el ajuste y cálculo de cargas en el condensador cascada es difícil, especialmente

durante el sistema de pull-down (recogida del refrigerante). Por lo tanto los condensadores cascada son normalmente sobredimensionados.

En los sistemas reales una diferencia de temperatura entre los refrigerantes de condensación y evaporación tiene que ser proveída en el condensador de cascada, el cual permite una pérdida de eficiencia.

Se encuentra que a bajas temperaturas, el sobrecalentamiento (útil o inútil) perjudica el efecto de refrigeración volumétrico para los sistemas en cascada, el sobrecalentamiento debe ser suficiente para prevenir la entrada de líquido en el compresor, y no más para todos los refrigerantes.

Figura 404. Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas.



Fuente: Refrigeration and air conditioning lessons. Indian Institute of Technology-Kharagpur. 2008. Department of Mechanical Engineering.

14.7 REFRIGERANTES

14.7.1 Refrigerantes primarios

Un refrigerante es el fluido de trabajo primario usado para absorber y transmitir calor en un sistema de refrigeración.

Un refrigerante debe evaporar a la temperatura de enfriamiento requerida a una presión razonable, y debe ser capaz de condensar por medio de un enfriamiento disponible fácilmente (usualmente el aire ambiente) a una presión práctica.

Los refrigerantes usados en refrigeración y aire acondicionado son usualmente:

- Clorofluorocarbonados – CFC.
- Hidroclorofluorocarbonados – HCFCs.
- Hidrofluorocarbonados - HFCs.
- Hidrocarbonos – HCs.
- Amoníaco.

Los CFCs agotan la capa de ozono estratosférica y siguiendo el Protocolo de Montreal, no se van a producir más. Fueron ampliamente usados en el pasado, y aún siguen funcionando en sistemas antiguos. Los HCFCs también agotan la capa de ozono. Los HFCs tienen un potencial de agotamiento de ozono en cero.

El amoníaco NH_3 es utilizado extensivamente en plantas de refrigeración industrial. El amoníaco tiene un olor característico aún en pequeñas concentraciones de aire. No se puede encender, pero es explosivo cuando es mezclado con aire en un porcentaje de volumen 13%-28%. Debido a la corrosión, aleaciones de cobre o cobre no pueden ser utilizados en una planta de amoníaco.

14.7.2 Selección del refrigerante adecuado. La selección del refrigerante adecuado está determinado por la relación de temperatura-presión en el rango particular de aplicación. Es importante para evitar excesivas presiones bajas y refrigerantes con grandes volúmenes específicos a bajas presiones, que sea ambientalmente aceptado, que tenga estabilidad química, que no supere valores permitidos de toxicidad, que no sea tan corrosivo, su costo.

14.7.2.1 Potencial de agotamiento de la capa de ozono.

- Refrigerantes clorinados y bromados.
- Actúa como un catalítico para destruir las moléculas de ozono.
- Reduce el efecto de protección natural permitiendo el ingreso de radiación ultravioleta B.

14.7.2.2 Potencial calentamiento global.

- Gases que absorben energía infrarroja.
- Gases con alto número de enlaces fluorocarbonados.
- Generalmente tienen un tiempo de vida largo en la atmósfera.

14.7.2.3 Combustibilidad.

- Todos los hidrocarbonados son combustibles, como el propano.

14.7.2.4 Factores térmicos.

- El calor de vaporización de los refrigerantes debe ser alto, entre más alto el calor de vaporización es mayor el efecto refrigerante por kilogramo de fluido circulado.

- El calor específico del refrigerante debe ser bajo. Entre más bajo el calor específico, será menor el calor que se extraerá para un cambio dado de temperatura durante el estrangulamiento o en un flujo a través de la tubería, y consecuentemente será más grande el efecto refrigerante por kilogramo de refrigerante.

- El volumen específico de refrigerante debe ser bajo para minimizar el trabajo requerido por kilogramo de refrigerante circulado desde la evaporación y las temperaturas del condensador son fijadas por los alrededores – selección basada sobre las presiones de operación en el evaporador y el condensador.

- La selección está basada sobre la sustentabilidad de la relación presión – temperatura del refrigerante.

14.7.2.5 Otros factores. El refrigerante no debe ser venenoso. Donde esto es imposible, el refrigerante debe tener un olor característico o debe contener un trazado para que fugas puedan ser rápidamente observadas.

- El refrigerante no debe ser flamable o explosivo. Donde esta condición no pueda darse las mismas precauciones como el primer punto debe ser observado.

- El refrigerante debe tener una presión razonable, preferiblemente un poco más alta que la presión atmosférica a las temperaturas requeridas para ser sostenidas en el evaporador (de otra forma estaría propenso a fugas de aire).

- Para evitar el diseño de un refrigerador pesado, la presión a la cual corresponde la presión de condensación normal no debe ser muy alto (de otra forma estaría propenso a fugas de refrigerante).

- Calor de evaporación relativamente alto es necesario para que la transmisión de calor pueda ocurrir con la menor cantidad de refrigerante circulando.

- El vapor refrigerante no debe tener un volumen específico muy alto porque esto es determinante para los tiempos del compresor, con un rendimiento frigorífico concreto.

- El refrigerante debe ser químicamente estable a las temperaturas y presiones normales en una planta de refrigeración.

- El refrigerante no debe ser corrosivo, ni el vapor ni el líquido, pues atacaría los materiales de diseño normales.

- El refrigerante no debe descomponer el aceite lubricante. El refrigerante debe ser fácil de obtener y manejar.

- El refrigerante no debe ser muy costoso.

14.7.3 Tipos de refrigerantes. Un refrigerante puede o ser un compuesto simple o una mezcla de múltiples compuestos.

14.7.3.1 Azeotrópicos.

Son una mezcla de múltiples componentes (refrigerantes) de volatilidades que evaporan y condensan como una substancia simple y no cambian su composición volumétrica o temperatura de saturación cuando ellos evaporan o condensan a una presión constante. Significa que un refrigerante será encontrado en la misma concentración en cualquier parte del proceso de

refrigeración. Los componentes en una mezcla azeotrópica no pueden separarse en sus constituyentes por destilación. Las propiedades de los refrigerantes azeotrópicos son completamente diferentes a las de sus componentes y pueden ser convenientemente tratados como un compuesto químico simple.

Ejemplo: R502 una mezcla azeotrópica de R22 y R115.

14.7.3.2 Cercanamente azeotrópico: Son una mezcla de refrigerantes cuyas características son casi de las de un refrigerante azeotrópico.

14.7.3.3 Zeotrópico: Estos son mezclas de componentes múltiples de volatilidades que evaporan y condensan como una substancia simple y cambian su composición volumétrica o temperatura de saturación cuando evaporan o condensan a una presión constante. Es recomendado chequear con los fabricantes del refrigerante antes de usar una mezcla azeotrópica en un sistema con evaporador inundado porque puede afectar el desempeño del sistema.

14.7.3.4 Mezclas.

Mezclas de refrigerantes de dos o más compuestos químicos que son mezclados. La ventaja de una mezcla de múltiples compuestos químicos comparada con un compuesto simple es que las propiedades requeridas de la mezcla pueden ser realizadas para variar la composición fraccional de los componentes.

14.7.3.5 Deslizamientos.

Mezclas zeotrópicas incluídas las cercanamente azeotrópicas, muestran cambios en composición por fugas, la diferencia entre fases líquidas y vapor, o la diferencia entre la carga y la circulación, o sus efectos combinados. El cambio en la composición causa el cambio en la temperatura de evaporación y condensación y la presión. La diferencia en el punto de rocío y el punto de

burbuja en el diagrama de concentración-temperatura de un refrigerante zeotrópico durante la evaporación y condensación es denominada “deslizamiento”, expresado en °F (°C). Un refrigerante cercanamente azeotrópico tiene un deslizamiento más pequeño que uno zeotrópico. El punto medio entre el punto de rocío y el punto de burbuja es usualmente tomado como la temperatura de evaporación o temperatura de condensación para un refrigerante no azeotrópico y cercanamente azeotrópico.

14.7.4 Refrigerantes secundarios. En sistemas de refrigeración grandes, un fluido secundario es enfriado por el refrigerante primario para llevar la refrigeración desde la planta al espacio donde es útilmente aplicado.

El fluido secundario como el agua, salmueras, glicoles y algunas veces halocarbonos son utilizados en muchas aplicaciones, a menudo para reducir la cantidad de tóxico, flamabilidad y daño ambiental de los refrigerantes primarios, o para prevenir la contaminación de producto por el refrigerante primario en el evento de una fuga. Las propiedades deseables de los secundarios son bajo punto de congelación, baja viscosidad, no inflamabilidad; buena estabilidad y baja presión de vapor. El agua helada es usada como un refrigerante secundario en aplicaciones de aire acondicionado. Para aplicaciones de baja temperatura, salmueras, glicoles e hidrocarbonos son utilizados.

La mayoría de los refrigerantes secundarios absorben calor sensible, por ejemplo, el cambio de temperatura, a medidas que ellos enfrían el producto. Algunas veces, sin embargo, absorben calor latente por el cambio de líquido a gas, o de sólido a líquido, y así tienen una capacidad mayor por unidad de flujo. La temperatura del refrigerante secundario puede, además, no cambiar y así la diferencia de temperatura es mantenida para un buen flujo de calor. Los refrigerantes secundarios que usan calor latente incluyen el dióxido de carbono y mezcla de hielo.

14.7.5 Fugas de refrigerante.

Los refrigerantes deben ser seleccionados para adaptar la temperatura de evaporación de tal forma que la presión en algún punto del circuito esté siempre por encima de la presión atmosférica. De esta forma alguna fuga de refrigerante será enviada hacia el exterior.

Con los refrigerantes halocarbonados hay una alta rata de fuga que puedan ser detectados por la presencia de aceite sobre el exterior, con aceite que se escapa con el refrigerante. Para detecciones más directas una lámpara halógena o un tipo de detector electrónico se pueden utilizar. En ausencia de un equipo de detección el área donde se sospecha que hay una fuga un cepillo con solución acuosa de jabón se puede usar sobre dicha área.

En general, la mayoría de los códigos de construcción recomiendan que las máquinas de refrigeración deban ser suministradas con detectores de fuga de refrigerante (particularmente cuando se trata de amoníaco) de modo que los sistemas de alarma se activen y la planta realice la acción recomendada. Los ventiladores extractores, puntos de spray de agua y extinguidores de fuego dióxido de carbono son necesarios en el evento de fugas de amoníaco.

14.8 CARGAS TÉRMICAS.

14.8.1 Factores para determinar las cartas térmicas

- Temperaturas ambientes de diseño.
- Temperatura de almacenamiento y requerimientos de humedad.
- Dimensiones, aislamiento, tipos de construcción y orientación.
- Infiltración o carga térmica por cambios de aire.

- Producto.

- Cargas misceláneas.

- Funcionamiento.

- **Temperaturas ambientes de diseño**: El ambiente de los alrededores de la cámara es necesario para el cálculo de la carga térmica. Otro ambiente que debe ser considerado es el de los alrededores de la unidad condensadora el cual afectará la selección del equipo.

- **Temperatura de Almacenamiento y Requerimientos de Humedad:** Por su naturaleza el equipo de refrigeración es un proceso de deshumidificación. Se trata de minimizar el efecto desecado debido al equipo, mediante la selección adecuada del diferencial de temperatura entre las temperaturas de saturación de succión del evaporador y la temperatura del aire en la cámara, para seleccionar el diferencial de temperatura aproximado para la humedad relativa deseada.

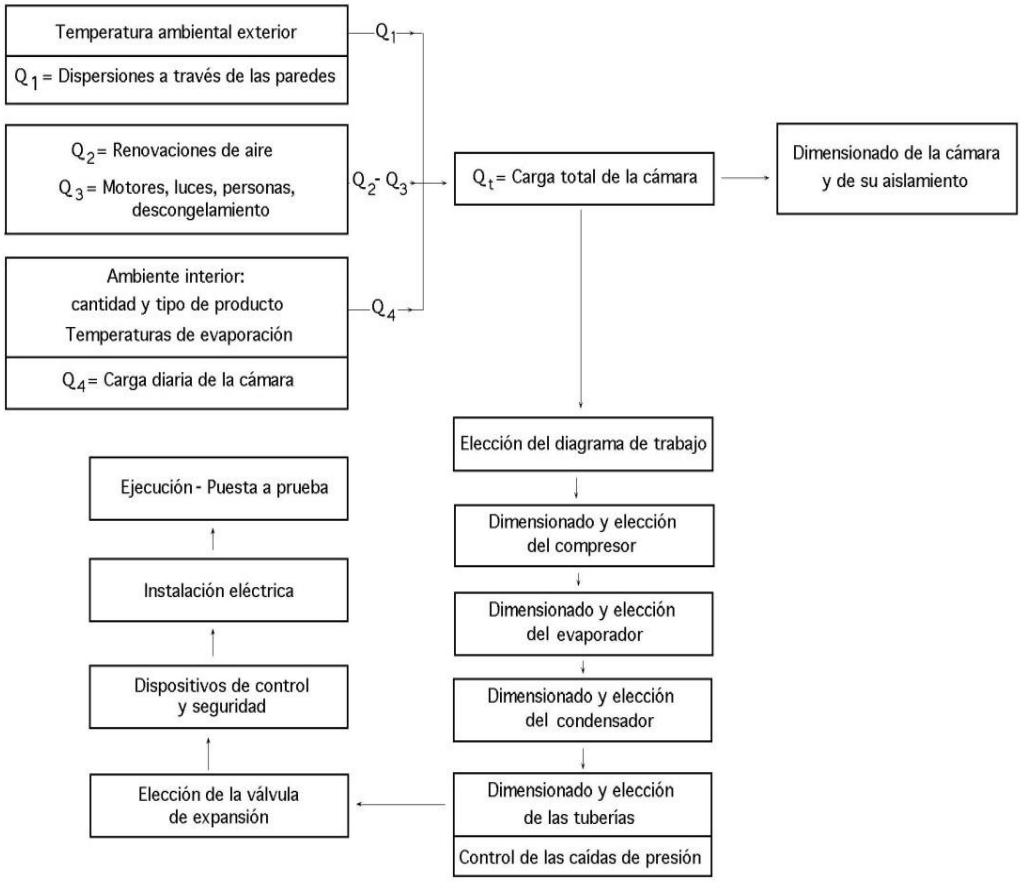
- **Dimensiones, aislamiento, tipos de construcción y orientación:** Este criterio se presta por sí solo para ser bien establecido, obtener cálculos confiables, sino se omite frecuentemente la información elemental desde el trabajo de reconocimiento inicial. La carga por transmisión para 4” de poliestireno es el doble de la carga térmica por transmisión para 4” de poliuretano.

- **Infiltración o carga térmica por cambios de aire:** El calor, ambos el sensible y latente entran a una cámara a través de las aperturas de la puerta, cada vez que el aire en los alrededores de la cámara esté más caliente que la temperatura de la cámara.

Conociendo la localización, tamaño y número de aperturas de la puerta, y la temperatura a la cual están expuestos, será más favorable para la determinación de la carga térmica por infiltración de aire.

Aunque no se tenga que proyectar una instalación, sino solamente controlar su funcionamiento, es necesario conocer la lógica que rige la elección o el dimensionado de los órganos principales del equipo. En el diagrama de bloques de la Figura 405 se representa un primer enfoque racional que expone las variables que se deben tener en cuenta durante el proyecto de una instalación.

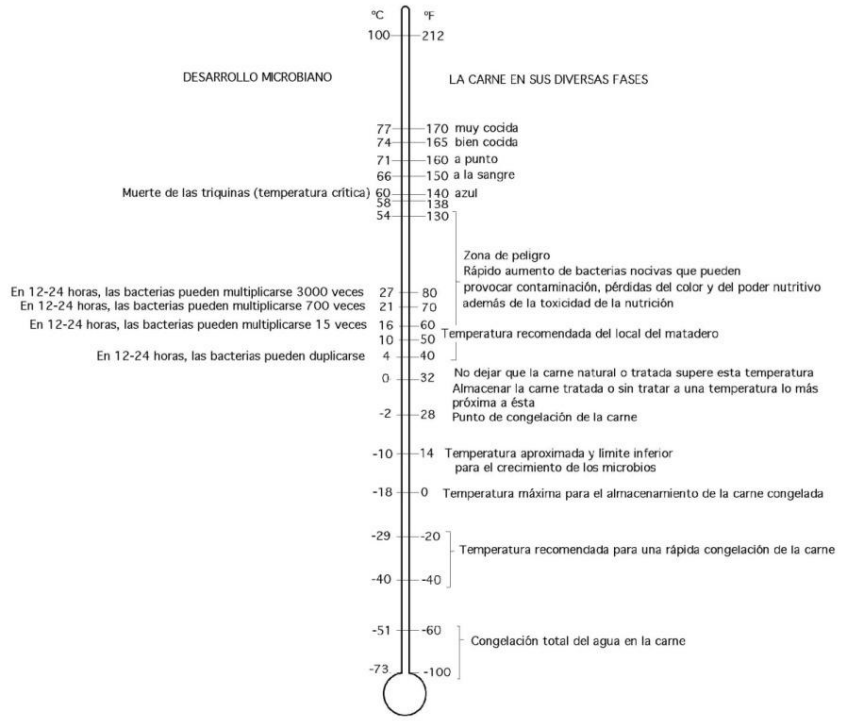
Figura 405. Diagrama de bloques diseño y selección de un sistema de refrigeración



Fuente: FERNANDEZ DIEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

14.8.2 Influencia del ambiente exterior. En primer lugar hay que conocer a qué se va a destinar el equipo, el tipo de producto y la temperatura y humedad a las cuales debe éste conservarse. Sólo a través de una cuidadosa elección de estos valores se logrará que un producto se pueda conservar el mayor tiempo posible sin alterar sus cualidades organolépticas, las cuales se obtienen de Tablas experimentales en las cuales se encuentran también indicados otros elementos útiles para definir la carga térmica de las cámaras.

Figura 406. Desarrollo microbiano en la carne, en función de la temperatura.



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

A nivel general, es posible distinguir tres clases de temperaturas según las cuales se pueden agrupar los equipos de refrigeración.

- Equipos con una temperatura del orden de 0ºC, para la conservación de productos alimenticios durante un breve período de tiempo.

- Equipos para la congelación, con temperaturas que varían entre - 30ºC y -40ºC.

- Equipos para una conservación prolongada, con temperaturas entre - 20ºC y - 30ºC.

En segundo lugar hay que elegir el sistema de refrigeración y tipo de condensador, teniendo en cuenta:

- El ambiente exterior (temperatura y humedad relativa).

- La presencia o ausencia de agua.

- Su conveniencia económica.

Con base a estos elementos se determinan las temperaturas de evaporación y condensación a utilizar, y la representación en el diagrama (log p-i) correspondiente del ciclo que se desea realizar.

El uso de diagramas implica tener en cuenta que:

- Cuando el compresor está en movimiento, la temperatura del refrigerante es del orden de 4ºC a 7ºC menor que la del aire de la cámara próxima al evaporador, mientras que cuando el compresor está detenido ambas temperaturas son iguales.

- La temperatura del refrigerante en un condensador de aire es del orden de 17ºC a 19ºC mayor que la temperatura del aire de enfriamiento a la entrada.

- La temperatura del refrigerante en un condensador de agua es, aproximadamente, 11ºC mayor que la temperatura del agua a la salida.

Hay que tener en cuenta que en todos los ciclos el refrigerante líquido se subenfria hasta la temperatura ambiente, obteniéndose así un aumento del efecto refrigerante COP sin aumentar el trabajo. La variación de los diferentes COP es función de las diferentes temperaturas de condensación y evaporación.

El rendimiento real total es notablemente inferior al rendimiento del ciclo, porque hay que tener en cuenta la resistencia mecánica del compresor, las pérdidas en el cobre y en el hierro del motor eléctrico, la resistencia por rozamiento del fluido a lo largo del circuito hidráulico, el consumo de los ventiladores del condensador y del evaporador y los de la instalación eléctrica, etc.

14.8.3 Calculo de la carga térmica Q_1 (dispersión a través de las paredes).

Para determinar la carga térmica que se debe extraer de la cámara para mantenerla a una temperatura constante y, simultáneamente, realizar un control de suficiencia del aislamiento elegido, se hacen las siguientes consideraciones:

El calor disipado a través de las paredes se calcula mediante la expresión:

$$Q_1 = US\,(T_2 - T_1)\,t \qquad (14.1)$$

En la que:

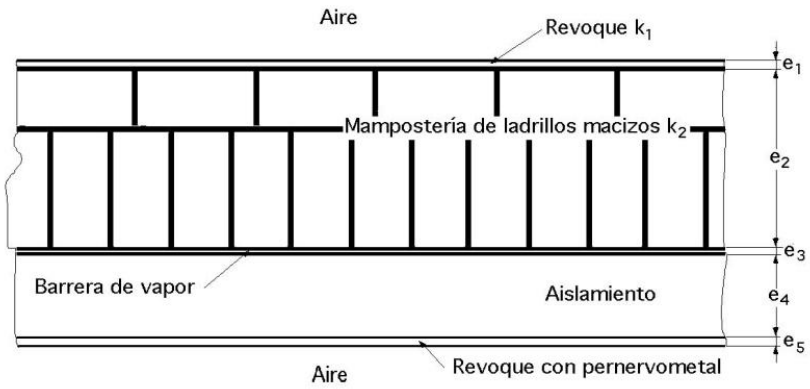
S es la superficie exterior de la cámara frigorífica en m^2
T2 - T1, es el salto térmico en ºC.
t es el tiempo en horas; normalmente se considera tiempo unidad
U es el coeficiente global de transmisión de calor, de la forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{C_i}} + \frac{1}{h_{C2}} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k_i} \qquad (14.2)$$

- El revoque exterior, con coeficiente de transmisión de calor $k_{1.}$
- La mampostería de ladrillos macizos $k_{2.}$
- Las barreras de vapor $k_{3.}$
- Los aislamientos $k_{4.}$
- El revoque interior $k_{5.}$
- Los coeficientes de convección (aire-pared) h_{C1} y h_{C2}

En donde hay que considerar todos los materiales que componen la pared de la cámara, (Figura 407).

Figura 407. Materiales que componen la pared de una cámara



Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Tabla 51. Propiedades térmicas de los productos conservables en cámaras frigoríficas.

PRODUCTO	Temperatura de conservación (°C)	Humedad relativa %	Tiempo de conservación aproximado	Calor espec. antes de la congelación Kcal/kg°C	Calor espec. después de la congelación Kcal/kg°C	Calor latente de congelación Kcal/kg	Punto de congelación (°C)	Calor de respiración Kcal/kg.24h
VERDURAS								
Espárragos congelados	-18	85 a 90	6 a 12 meses	---	0,48	75	-1,2	---
Espárragos frescos	0	90 a 95	2 a 3 semanas	0,94	---	---	---	1,5
Alcachofas congeladas	-18	85 a 90	8 a 12 meses	---	0,45	67	-1,7	---
Alcachofas frescas	0	90 a 95	3 a 4 semanas	0,87	---	---	---	1,2 a 3
Zanahorias congeladas	-18	80 a 85	6 a 12 meses	---	0,45	70	-1,4	---
Zanahorias frescas	0	90 a 95	1 a 2 semanas	0,86	---	---	---	0,5
Coliflores	0	90 a 95	2 a 3 semanas	0,93	---	---	-1	1,25
Judías frescas	4 a 7	85 a 90	1 a 2 semanas	0,82	---	---	-1,2	2
Judías tiernas	7	85 a 90	8 a 10 días	0,91	---	---	-1,3	2,7
Lechuga	0	90 a 95	1 a 3 semanas	0,96	---	---	-0,5	0,5 a 1,1
Guisantes congelados	-18	85 a 90	8 a 12 meses	---	0,42	59	-1	---
Guisantes frescos	-0,5 a 0	85 a 90	1 a 2 semanas	0,79	---	---	---	2
Tomates maduros	7 a 10	85 a 90	2 a 7 días	0,95	---	---	-0,5	0,5 a 0,8
Tomates verdes	11 a 13	85 a 90	3 a 5 semanas	0,95	---	---	-0,5	0,9 a 1,15
Apio	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 4 meses	0,95	---	---	-1,3	0,4 a 0,6
Espinaca congelada	-18	85 a 90	6 a 12 meses	---	0,48	74	-0,9	---
Espinaca fresca	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 2 semanas	0,94	---	---	---	1 a 1,2
FRUTAS								
Sandías	2 a 4,5	85 a 90	2 a 3 semanas	0,97	---	---	-1,6	---
Naranjas	0 a 1	85 a 90	1 a 2 meses	0,9	---	---	-2,2	0,1 a 0,25
Plátanos	14 a 16	90	1 a 2 semanas	0,8	---	---	-2,2	2 a 6
Cerezas congeladas	-18	90	10 a 12 meses	---	0,45	68	-3,3	---
Cerezas frescas	-1 a 0	85 a 90	1 a 4 semanas	0,87	---	---	---	0,35 a 0,5
Fresas congeladas	-18	90	10 a 12 meses	---	0,48	72	-1,2	---
Fresas frescas	0	85 a 90	1 a 5 días	0,92	---	---	---	0,6 a 0,9
Limones	9 a 10	85 a 90	1 a 2 meses	0,92	---	---	-2,2	0,3 a 0,8
Mandarinas	4 a 7	85 a 90	3 a 6 semanas	0,95	---	---	-2,2	1 a 1,5
Manzanas	-1 a 3	85 a 90	2 a 6 meses	0,86	---	---	-2	0,1 a 0,4

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Tabla 52. Propiedades térmicas de los productos conservables en cámaras frigoríficas.

CARNES								
Cordero congelado	-18	90	6 a 8 meses	---	0,3	47	-1,7	---
Cordero fresco	0 a 1	85 a 90	1 a 2 semanas	0,67	---	---	---	---
Buey gordo congelado	-15	90 a 95	6 a 9 meses	---	0,35	44	-2,2	---
Buey gordo fresco	-1 a 1	85 a 90	1 a 6 semanas	0,6	---	---	---	---
Tocino	7	90 a 95	4 a 8 meses	0,52	---	---	---	---
Cerdo congelado	-18	90 a 95	4 a 6 meses	---	0,38	36	-2,2	---
Cerdo fresco	-1 a 0	85 a 90	1 a 2 semanas	0,6	---	---	---	---
Aves congeladas	-18	90 a 95	9 a 10 meses	---	0,42	59	-2,8	---
Aves frescas	0	85 a 90	1 semana	0,79	---	---	---	---
PESCADOS								
Pescado magro cong	-18	85 a 90	3 a 4 meses	---	0,45	68	-1,7	---
Pescado magro fresco	-1 a 0	85 a 90	5 a 15 días	0,86	---	---	---	---
Merluza fresca	0 a 1,7	90 a 95	5 a 15 días	0,9	---	---	-2,2	---
VARIOS								
Cerveza	1,5 a 4,5	---	1 a 3 meses	0,92	---	---	-2,2	---
Mantequilla	0 a 4,5	80 a 85	1 a 2 meses	0,64	---	---	-1	---
Dulces	-18 a 10	40 a 65	---	0,93	---	---	-2,2	---
Queso	-1 a 7	65 a 70	variable	0,50 a 0,75	---	---	---	1 a 1,4
Helados	-26 a -30	---	6 a 9 meses	---	0,39	50	-2,8	---
Leche	0,5	---	1 semana	0,93	---	---	-0,5	---
Margarina	2	60 a 70	1 año	0,32	---	---	---	---
Pan congelado	-18	---	varias semanas	---	0,34	30	-8	---
Pieles para curtir	-12 a -18	40 a 60	1 año	variable	---	---	---	---
Huevos frescos	-1 a 0	80 a 85	6 a 9 meses	0,73	---	---	---	---

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Tabla 53. Espesores e del aislamiento recomendados para una cámara frigorífica en función del tipo de material aislante y de la temperatura interior.

Temperatura de la cámara	Poliestireno expandido	Poliuretano	Corcho expandido	Foam. glass	Isover
	$\rho = 26 \div 30 \frac{kg}{cm^2}$	$\rho = 35 \div 40 \frac{kg}{cm^2}$	$\rho = 80 \div 100 \frac{kg}{cm^2}$	$\rho = 144 \frac{kg}{cm^2}$	$\rho = 12 \div 14 \frac{kg}{cm^2}$
3 a 6	8 cm	6 cm	10 cm	12 cm	8 cm
-5 a +3	12	10	14	15	11
-15 a -5	15	12	20	20	14
-20 a -15	18	14	22	28	18
-30 a -20	20	16	25	30	20
otras	25	20	30	35	25

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Tabla 54. Conductividad térmica de diversas sustancias

METALES	k (a 20°C) Kcal/m.h.°C	SUSTANCIAS ORGÁNICAS	k (a 20°C) Kcal/m.h.°C	SUSTANCIAS INORGÁNICAS	k (a 20°C) Kcal/m.h.°C
Al 99%	173	asfalto	0,6	amianto	0,058
92 Al + 8 Cu	112	algodón	0,0155	amianto prensado	0,14 a 0,21
38 Al +10 Zn + 2 Cu	126	celuloide	0,18	hielo	1,8
Pb	29	ebonita	0,15 a 0,05	arcilla cocida a 200°C	0,52
Cu puro	330	fibras	0,325	yeso	1,1
Cu con 0,63% P	90	fibras	0,108	vidrio	0,36 a 0,90
Cu con 1,98% P	45	carbón	0,15 a 3,60	baldosas de magnesia	0,97 a 2,6
Fe puro	58	negro de humo	0,025	Mg O	0,0575 a 0,162
Mg	135	grafito	4,32	Mg CO	0,085
Latón	94	linóleo	0,16	lana de vidrio	0,03
Pt	60	parafina	0,215	mica	0,64
Hg	71	seda	0,0342	arena	0,33
Ag	351	corcho	0,259 a 0,0369	porcelana	0,9 a 1,69
Ni	51	lana	0,042	cuarzo	10,8
Zn	96	cera de abejas	0,216	cemento	0,25
LIQUIDOS		goma	0,163	ladrillos	0,0101 a 0,336
agua	0,515	poliuretano	0,017	GASES	
agua a 0°C	0,5	poliestireno	0,0265	aire	0,0205
aceite de oliva	0,142	lana mineral	0,0265 a 0,04	argón	0,014
aceite de ricino	0,153			helio	0,122
petróleo (13°)	0,128			oxígeno (7° a 8°)	0,0203
alcohol etílico	0,152			hidrógeno	0,118
éter	0,109			hidrógeno (100°)	0,133
cloroformo (9° a15°)	0,104			nitrógeno (7° a 8°)	0,0188
benzol (5°)	0,12			metano (7° a 8°)	0,0233
glicerina (9° a15°)	0,229			CO_2	0,0111
ácido acético	0,169			CO	0,018

FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

En la Tabla 54 se muestran los valores de los coeficientes de película h_C correspondientes a varios materiales de uso común.

Para efectuar el cálculo de los coeficientes h_C de umbral, se puede utilizar la siguiente expresión en convección natural:

$$h_c = 2{,}3\sqrt[4]{T_{pF} - T_F}\ \frac{Kcal}{hm^2 °C}, \qquad (14.3)$$

con T_{pF} y T_F las temperaturas de la superficie de la pared y del fluido

En convección forzada y, conociendo la velocidad v del aire en m/h, se puede aplicar la expresión

$$h_c = 5 + \frac{v}{1100}\ \frac{Kcal}{hm^2 °C}, \text{ válida para : } v \langle 5\ \frac{m}{seg} \text{ ó } 18000\ \frac{m}{hora} \qquad (14.4)$$

La determinación del coeficiente de umbral de convección es difícil de resolver, ya que depende de muchas variables, como la velocidad del fluido, su densidad, conductividad térmica, viscosidad, calores específicos cp y cv, la forma y dimensiones del cuerpo en contacto con el fluido, el estado de las superficies de intercambio, el salto térmico que provoca el intercambio de calor, etc., por lo que también hay que tener en cuenta las dificultades que pueden surgir en las cámaras frigoríficas cuando no se haya previsto un adecuado aislamiento del piso.

En los casos en que la temperatura de funcionamiento sea particularmente baja, además del aislamiento y de la barrera de vapor, es necesario que el piso tenga una cámara de aire en comunicación con el exterior, para evitar que el frío, al congelar la humedad del terreno, pueda romper el piso, o en los casos más graves, las bases de cimentación.

Método rápido experimental para el cálculo de Q1: Un método rápido y eficaz que permite calcular el calor transmitido a través de una pared compuesta, es el que hace uso de Tablas especiales que dan las Kcal/m^2/24 h

que atraviesan las paredes de una cámara aislada con poliuretano, corcho u otro material, en función del espesor del aislamiento y del salto térmico. Multiplicando este dato por los m^2 de superficie de las 6 paredes de la cámara se encuentran las Kcal/24 h transmitidas.

Por ejemplo, para calcular la dispersión de una cámara de, 5 x 4 x 3 m = 60 m^3, aislada con una capa de poliuretano expandido de 10 cm de espesor y que trabaje con un salto térmico, por ejemplo de 30ºC, de la Tabla 51 se obtienen 162 Kcal/m^2/24h, que multiplicadas por los 94 m^2 de superficie dan:

$$Q_1 = 162 \times 94 = 15.228 \ \frac{kcal}{24h} \qquad (14.5)$$

Tabla 55. Cálculo rápido del calor transmitido en (Kcal/m2/24 h) POLIURETANO EXPANDIDO

Espesor aislamiento		*Diferencia de temperatura entre el ambiente y la cámara*							
(cm)	*10*	*15*	*20*	*25*	*30*	*35*	*40*	*45*	*50*
6	*76*	*112,5*	*152*	*190*	*228*	*266*	*304*	*342*	*380*
8	*65*	*97,5*	*130*	*162,5*	*195*	*2275*	*260*	*292,5*	*325*
10	*54*	*81*	*108*	*135*	*162*	*189*	*216*	*243*	*270*
12	*94*	*66*	*88*	*112,5*	*132*	*156,5*	*176*	*198*	*220*
15	*36*	*54*	*72*	*90*	*108*	*126*	*144*	*162*	*180*
18	*30*	*45*	*60*	*75*	*90*	*105*	*120*	*135*	*150*
20	*26*	*39*	*52*	*65*	*78*	*91*	*104*	*117*	*130*

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Para los otros tipos de aislamiento se deberá aumentar o disminuir el espesor de la plancha en función de la relación entre la conductividad del producto que se desea usar y la del poliuretano expandido.

En este cálculo no se han tenido en cuenta los restantes elementos que componen la pared; a fines prácticos de cálculo, el resultado que se obtiene es prácticamente igual al que se obtendría considerando todos los elementos componentes de la pared.

14.8.4 Cálculo de la carga térmica, Q2: Renovaciones de aire, Q3: motores, luces, personas, descongelamiento. La pérdida de calor que indicamos como Q2 es la provocada por la necesidad de tener que enfriar el aire que penetra en la cámara cuando se introducen o se retiran las mercancías, pérdida que es función de la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior, de la humedad relativa del aire, del número de veces que se abre la puerta para entrar o salir de la cámara, de las dimensiones de esta última y del numero de renovaciones de aire.

Si se recurre a tablas experimentales que permiten una rápida determinación, y tomando como ejemplo la cámara del caso precedente, funcionando entre, -10ºC y +32ºC, para un volumen de 60 m^3, 11 renovaciones en 24 horas, Tabla 51 y 52, y una humedad relativa del aire exterior del 60%, la cantidad de calor Q2 será, teniendo en cuenta las Tablas 51, 52 y 53:

Q_2= 60 m^3 x 11 renovaciones en 24 h x 27,3 Kcal/m^3 x 0,6 (coef. para una estiba prolongada) = 10.694 Kcal / 24 h.

- Para conservación prolongada se multiplica el nº de renovaciones x 0,6.

- Para conservación normal se multiplica el nº de renovaciones x 1.

- Para conservación breve se multiplica el nº de renovaciones x 2.

Tabla 56. Carga térmica en Kcal/m3, (calor sensible + calor latente) para el enfriamiento del aire de renovación

Temperatura de la cámara	Temperatura exterior 32°C		Temperatura exterior 38°C	
	Humedad relativa		Humedad relativa	
	50%	60%	50%	60%
10	14,4	16,6	20,3	23,5
5	17,8	20,1	23,7	27,3
0	20,1	22,5	26,2	29,8
-5	21,7	24,1	27,9	1,4
-10	24,9	27,3	31,2	34,9
-15	27,7	30,3	34,2	38
-20	30,3	32,8	36,9	40,6
-25	32,6	35,2	39,3	43,2
-30	34,5	37,2	41,4	45,4

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Tabla 57. Cantidad media de renovaciones de aire necesarias en 24 horas a causa de la apertura de las puertas y de la infiltración de aire en la cámara frigorífica

Volumen de la cámara, m^3	5	10	15	20	25	30	45	60	100	150	200	300	500	650	900
Número de renovaciones	40	35	25	21	19	15	13	11	9	7	5	4	3	2,5	2

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Tabla 58. Calor perdido en Kcal por persona/hora, a diferentes temperaturas.

Temperatura de la cámara en °C	0	-5	-10	-15	-20	-25
(Kcal/hora) por persona	235	260	285	310	340	365

Fuente: FERNÁNDEZ DÍEZ, P. (s.f.). Refrigeración y Calefacción.

Las pérdidas térmicas Q3 son las provocadas por el encendido de las luces en las cámaras, por la presencia de eventuales motores eléctricos de los ventiladores, por las personas que trabajan en el interior de las cámaras, y por las fuentes de calor utilizadas para el descongelamiento o para tener abiertas las descargas del agua de condensación.

También se tendrán en cuenta la exposición de las paredes al sol, de forma que cuando se calcule la dispersión a través de estas últimas se sumarán 10ºC, 5ºC y 3ºC a la temperatura exterior, según que el color de las paredes sea oscuro, gris o blanco.

14.8.5 Cálculo de la carga térmica Q4. A las cargas térmicas anteriores hay que añadir la correspondiente a los productos que deben protegerse y que indicamos como Q4. Toda sustancia que esté a mayor temperatura que la cámara en la cual se va a introducir, pierde calor hasta alcanzar el equilibrio térmico. En las sustancias vegetales, intervienen el calor específico, el calor latente y el calor de respiración que concierne a aquellos vegetales que, estando aún vivos, absorben oxígeno despidiendo anhídrido carbónico y calor.

Carga total: La carga total correspondiente a 24 horas se calcula sumando las anteriores cargas térmicas:

- Q1, transmisión de calor a través de las paredes (infiltraciones).
- Q2, renovaciones de aire.
- Q3, calor debido a luces, personas, etc.
- Q4, calor debido a la carga de los productos a refrigerar, congelar o conservar.

Para obtener la carga por hora, dato que servirá para dimensionar los componentes del equipo, en vez de dividir las calorías totales por 24 horas, se las divide por 16 horas o por 18 horas, a fin de tener una reserva de potencia para los casos de emergencia.

Una de las primeras precauciones que deben tomarse cuando se inspecciona o prueba un equipo de refrigeración es la de controlar los tiempos de parada y de

funcionamiento, para ver si la potencia frigorífica suministrada es suficiente. Si llegara a resultar insuficiente, habría que determinar si la diferencia se debe a un funcionamiento defectuoso del equipo, o al subdimensionado del espesor de los componentes del aislamiento o a la carga excesiva.

- **ELECCIÓN DEL DIAGRAMA DE TRABAJO:**

- **Elección de temperaturas:** Conocido el producto a enfriar y el tiempo medio de permanencia en la cámara, se definen la temperatura y la humedad relativa para el régimen de funcionamiento. También hay que definir la temperatura del refrigerante en el evaporador y, por lo tanto, la diferencia de temperaturas entre la cámara y el fluido en el evaporador, y la temperatura de condensación teniendo en cuenta el sistema de refrigeración del condensador (aire en convección forzada, agua de manantial, agua de torre de refrigeración, etc) y su diseño y tipo.

- **Elección del refrigerante:** Fijadas las temperaturas se pasa a la elección del refrigerante (refrigerante), que se realiza teniendo en cuenta los siguientes parámetros:

✓ La temperatura de ebullición del refrigerante debe ser sensiblemente más baja que la temperatura a la cual el líquido se evaporará en el evaporador.

✓ La temperatura final de la compresión, debe ser lo más baja posible para no comprometer la duración del aceite lubricante o del compresor.

✓ El calor latente de evaporación del refrigerante debe ser alto, junto con un volumen específico bajo (para obtener una capacidad volumétrica elevada y un alto rendimiento).

Con el tipo de refrigerante elegido y con las temperaturas de evaporación y de condensación se traza en el diagrama el ciclo de refrigeración que se

quiere realizar. En base a dicho diagrama se obtienen las presiones máxima y mínima, el calor cedido por el refrigerante al evaporador, el calor que el condensador debe disipar al exterior y la energía a suministrar al compresor, procediéndose con estos datos al dimensionado y elección de los componentes del equipo de refrigeración.

Capitulo 15
GESTIÓN DE PROYECTOS DE A.A.

15 GESTIÓN DE PROYECTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN

15.1 DISEÑO.

El diseño es un proceso creativo e innovador por el cual se obtienen soluciones nuevas, diferentes y mejoradas para ser aplicadas a problemas de ingeniería caracterizados por ser de fin abierto o de múltiples soluciones.

Por medio del diseño se optimizan procesos y sistemas maximizando productividad, calidad, seguridad, reduciendo costos de energía e impacto ambiental.

El proceso de diseño es multidisciplinario, colaborativo e iterativo. Para lograr una solución aceptable se debe asignar pesos a los diferentes requerimientos según criterio dado por el mismo diseñador y/o grupo multidisciplinario involucrado.

Etapas o herramientas usadas en el diseño:

- **Análisis:** Es un proceso que parte de entradas claras y bien definidas para encontrar una única y correcta solución. Se usa para estudiar el comportamiento de un sistema dado.

- **Síntesis:** Es un proceso donde se unifican y depuran los diferentes componentes y sus análisis previos para dar como resultado un sistema práctico.

15.2 DISEÑO CVAR (CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN)

Los problemas de diseño CVAR pueden tener múltiples respuestas. Algunas pueden ser mejores que otras, pero no hay una respuesta correcta o equivocada. Lo que existe son grados de calidad de la solución y algunas de

estas soluciones pueden ser mejores que otras para algún tipo de cliente específico.

Es necesario tener en cuenta su propio criterio para darle peso a cada una de las múltiples soluciones con el fin de escoger la solución que mejor se ajuste al problema de diseño.

El proceso de diseño es iterativo donde se incorporan pasos repetitivos de análisis.

Figura 408. Esquema de un sistema de aire acondicionado.



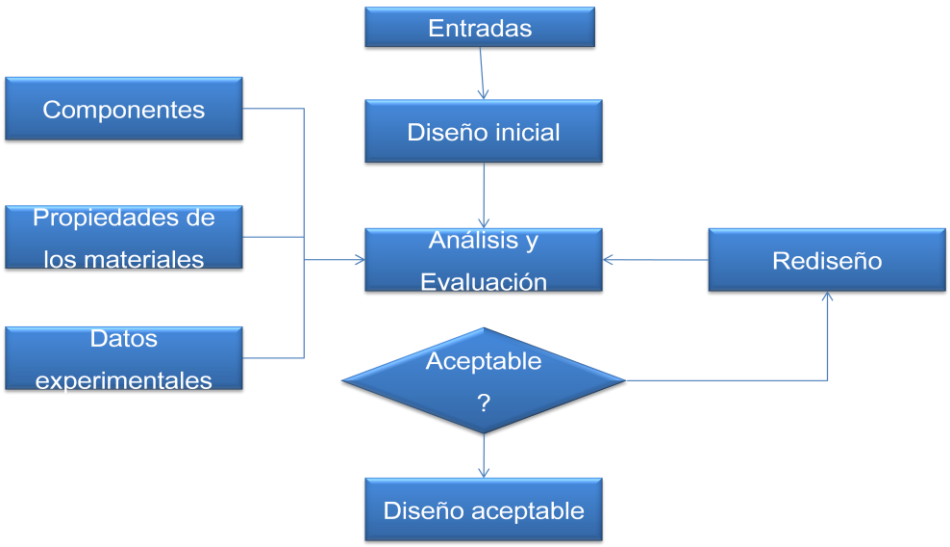
Fuente: web.

15.2.1 Proceso de diseño CVAR. Es de múltiples soluciones, susceptible de optimizar de acuerdo a criterios:

- Energéticos.
- Económicos.
- Ambientales.

15.2.1.1 Proceso de diseño típico.

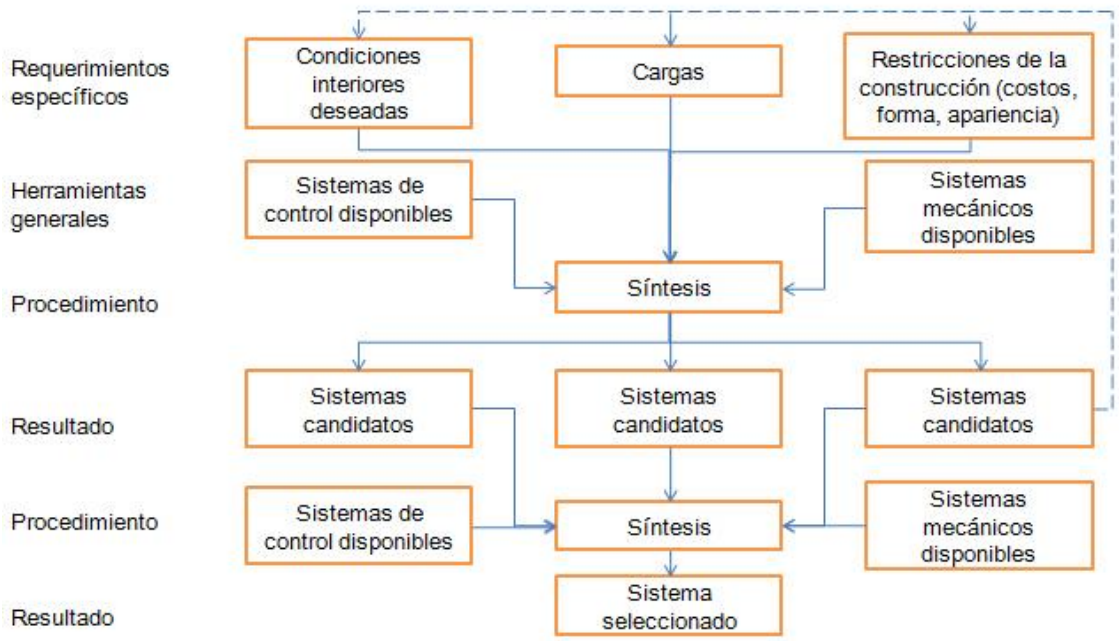
Figura 409. Esquema de un proceso típico de diseño



Fuente: Design and Optimization of thermal systems.

15.2.1.2 Flujo de diseño.

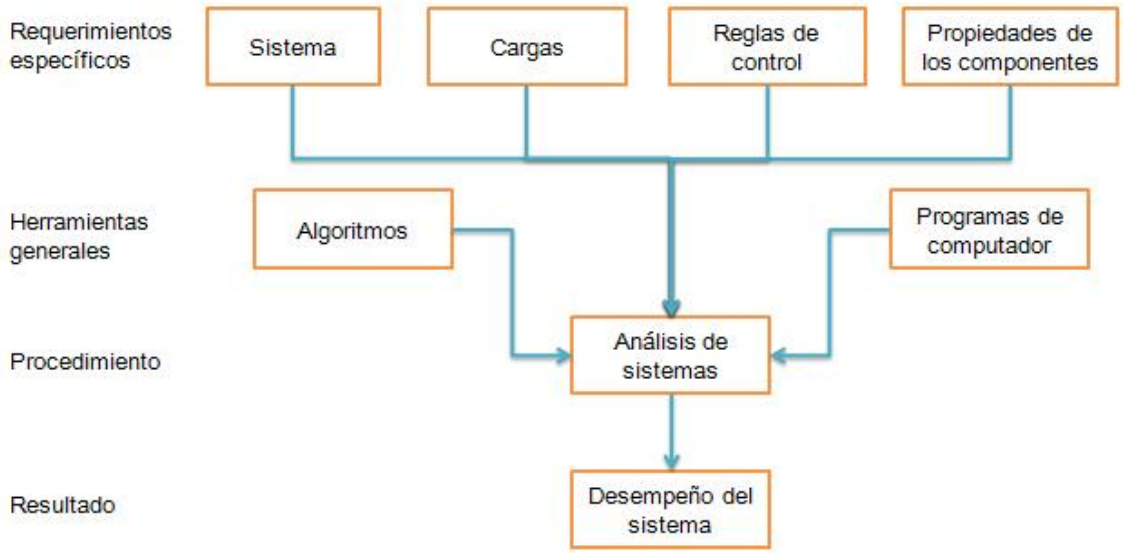
Figura 410. Flujo de diseño.



Fuente: ASHRAE 581-RP Project Team. Air conditioning systems design manual.

15.2.1.3 Flujo de análisis.

Figura 411. Flujo de análisis



Fuente: ASHRAE 581-RP Project Team. Air conditioning systems design manual.

15.2.1.4 Recomendaciones de diseño.

- Considere todos los aspectos de la edificación simultáneamente.
- Decida lo más temprano posible sobre cuáles serán las metas del diseño.
- Planee sobre expansión futura en lugar de sobredimensionar el equipo.

15.2.1.5 Criterios para un sistema CVAR de calidad.

- Ser apropiadamente dimensionada para proveer el flujo correcto de aire, y que coincida con las cargas de enfriamiento y/o calefacción calculadas.

- Ser instalado de modo que la caída de presión estática a través de la unidad manejadora esté dentro de las especificaciones de diseño y del fabricante para tener la capacidad de encontrar las cargas calculadas.

- Tener redes de ductos de suministro selladas que provean apropiadamente el flujo de aire.

- Ser instalados con un sistema de ductos de retorno que provean apropiadamente el flujo del aire del ventilador, y evitar que aire externo entre al sistema CVAR.

- Tener flujos de aire balanceados entre sistemas de suministro y retorno para mantener una presión requerida (neutral, positiva, negativa) en la edificación.

- Minimizar las ganancias o pérdidas de temperatura del aire en los ductos entre la unidad manejadora y los difusores del cuarto, y entre las rejillas de retorno y la unidad manejadora.

- Ser apropiadamente cargado con refrigerante.

Figura 412. Sistema de ductos



Fuente: Web.

15.2.1.6 Análisis de sistemas. La elección de un sistema CVAR es una decisión crítica, porque de ello depende la satisfacción del usuario y su adaptación al edificio que sirve.

Dadas las condiciones externas e internas de diseño el sistema de aire acondicionado debe integrarse dentro del edificio para satisfacer:

- Cargas instantáneas máximas.
- Cargas parciales a medida que se producen

En el análisis se debe considerar:

- Inversión a realizar y objeto del acondicionamiento.
- Característica del edificio considerando los locales a acondicionar, situación, orientación y forma.
- Condiciones externas como temperatura, humedad, efecto solar, vientos, etc.
- Condiciones internas como ocupantes, iluminación y otras fuentes de calor.
- Capacidad de almacenamiento.
- Necesidad de precalentamiento.
- Espacios físicos disponibles en el edificio.
- Funcionamiento a cargas parciales.
- El sistema de control a escoger para que sea un conjunto con el edificio.

15.2.2 Etapas del diseño.

- Proyecto arquitectónico.
- Diseño esquemático.
- Diseño preliminar.
- Diseño final, preparación de especificaciones técnicas.
- Postdiseño (fase de construcción).
- Fase de commissioning.
- Servicios de postocupación.

15.2.2.1 Proyecto arquitectónico. El proyecto arquitectónico es preparado por el cliente y/o consultores.

Incluye:

- Necesidades de espacios.
- Envolventes de la edificación.
- Dibujos conceptuales del tamaño y forma de la edificación requeridos.
- Estrategias y objetivos del uso funcional inicial y futuro de la edificación (uso residencial sencillo /múltiple, comercial, industrial, atlético, salud, etc.).

- Localización geográfica del sitio, accesos principales, normas de zonificación y construcción aplicables.

- Área de la edificación, altura, transporte interno, materiales de techos y paredes, etc.

- Costos de capital y operación del propietario.

- Patrones de ocupación, distribución, número de ocupantes permanentes y visitantes.

- Dibujos arquitectónicos conceptuales.

15.2.2.2 Diseño esquemático. Selección y comparación de sistemas candidatos apropiados al proyecto arquitectónico.

Habilidad para proveer una zonificación térmica adecuada

Para cada sistema candidato apropiado:

- Evaluar los requerimientos de espacio relativo para equipos, sistema de ductos, redes de tubería, etc.

- Requerimientos de almacenamiento térmico, uso de combustible o electricidad.

- Costos iniciales y de operación.

- Requerimientos acústicos.

- Compatibilidad con los planos de arquitectónicos y estructurales.

- Efectos de calidad del aire interior, iluminación, ruido y vibración.

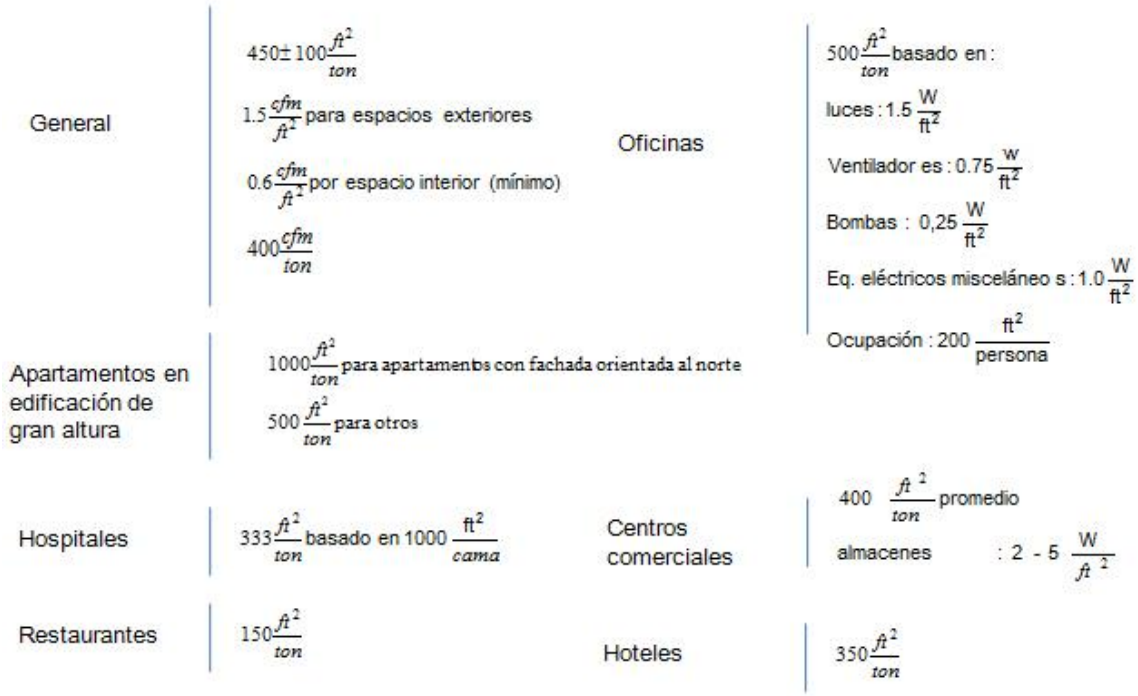
- Normas de uso racional de energía.

15.2.2.3 Diseño preliminar. El diseño preliminar CVAR es usado para coordinar con el diseño arquitectónico y estructural de la edificación, con el fin de resolver posibles conflictos potenciales.

Involucra un grado de integración y cooperación entre los diferentes grupos de ingenieros estructurales, arquitectos, eléctricos, ambiental y demás disciplinas que intervienen en la construcción.

Se debe tener en cuenta códigos de energía y de construcción.

Figura 413. Criterios de diseño preliminar



Fuente: ASHRAE 581-RP Project Team. Air conditioning systems design manual.

15.2.2.4 Diseño final, preparación de especificaciones técnicas.

- Se definen equipos específicos.
- Número de modelo del equipo.
- Tamaño seleccionado y dimensionado (hojas de selección de equipos rateados a condiciones de diseño).
- Se especifican redes de sistemas de ductos, tuberías, sistemas de control.
- Se especifican materiales basado en costos y desempeño de los mismos.
- Se generan dibujos arquitectónicos que muestran espacios requeridos para sistemas mecánicos, eléctricos y estructurales, incluido espacios para correcta operación y mantenimiento de los sistemas.
- Se estiman presupuestos de suministro, instalación y puesta en funcionamiento del sistema CVAR seleccionado.
- Se estiman cálculos de consumo de energía.
- Si es solicitado por el cliente, se realizan estudios de costos de energía de operación, de mantenimiento, etc.

15.2.2.5 Pos diseño (fase de construcción). Esta se realiza durante la etapa de construcción del sistema CVAR, la puede realizar un ingeniero interventor (en pocas ocasiones este papel lo hace el mismo diseñador del sistema) designado por el propietario o ingeniero, arquitecto encargado de dirigir la obra de construcción general.

Se chequean la planimetría de equipos, tubería, ductos y otros sistemas entregados por los fabricantes de equipos y contratistas con el fin de asegurar que todo será instalado conforme a lo planeado y especificado.

Se realiza visitas periódicas a la edificación en construcción para observar y mantener la lógica del proceso de instalación por parte del contratista.

Se conduce o se verifica en desempeño del sistema, tales como flujos volumétricos, temperaturas, eficiencia de los equipos, estrategias de la secuencia del control, calidad de aire interior.

15.2.2.6 Comisionado (Commissioning). Una construcción de un edificio sencillo puede ser ejecutada por un contratista y ser verificado por el propietario con solo un mínimo de instrucciones.

Sin embargo, en una edificación grande y debido a la complejidad de sus sistemas principales y subsistemas requiere un seguimiento y verificación de la obra a construir más exhaustiva, en estos casos se necesita realizar un comisionado.

Es una forma documentada para diagnosticar y verificar el desempeño del sistema de una edificación, y encaminado a mejorar el desempeño en cumplimiento o acuerdo de las especificaciones técnicas y/o del propietario de la edificación.

El proceso de comisionado incluye realización, verificación, pruebas, aceptación, y documentación que el desempeño del sistema mecánico encuentra las condiciones de diseño y las necesidades de los propietarios y dueños de la edificación.

Es desarrollado en orden de mantener un sistema en óptimas condiciones a través de la vida de la edificación incluyendo todas sus fases, las cuales

incluyen prediseño, diseño, elaboración, construcción, operación y fases de ocupación.

El proceso de comisionado envuelve la participación de todas las partes en el ciclo de entrega de la edificación, incluyendo pero no limitado a representantes del propietario, diseñador y contratistas apropiados.

El comisionado es un proceso no es una acción. El proceso es realizado a lo largo del proyecto de construcción total.

- Comisionado inicial.
- Retro-comisionado.
- Re-comisionado.
- Comisionado continuado.

Razones para realizar comisionado.

- Garantizar la operación correcta de los sistemas.
- Ambientales y de energía.
- **Negocios:** Muchas compañías están desarrollando nuevos servicios para diversificar sus actividades en la industria de la construcción de edificaciones y la energía.
- **Tecnológicas:** Los sistemas de automatización de edificios son ahora una norma en las nuevas edificaciones y están siendo instalados en algunas edificaciones existentes. Estos sistemas recopilan datos de operación de la

planta y de la edificación y ofrecen posibilidades de innovación en servicios de comisionado.

- **Comisionado inicial:** Ocurre durante la producción de un nuevo sistema o edificación, y es definido como un proceso sistemático que inicia con la fase de programación y termina con la fase de post-aceptación.

  Se recomienda que el comisionado tenga consistencia con el proceso.

- **Retro–comisionado:** Es un comisionado que se realiza por primera vez en una edificación existente en la cual un comisionado documentado no fue implementado antes.

  Incluye verificación de temas de diseño que han sido equivocados con la situación actual del sistema.

- **Re-comisionado:** Es un comisionado implementado después de un comisionado inicial con el fin de mantener el desempeño del sistema de acuerdo con el diseño o con las necesidades actuales de operación.

  Ocurre cuando el propietario de la edificación desea verificar, mejorar y documentar el desempeño del sistema de la edificación que ya tuvo su comisionado inicial o un retro-comisionado implementado en el pasado.

  Posibles razones para realizarlo:

- Modificación de los requerimientos del usuario.

- Descubrimiento de desempeño bajo del sistema, deseando mejorar las fallas encontradas en el comisionado inicial.

- Re-comisionado asegura que el desempeño original del sistema persista.

- **Comisionado continuado:** Es un comisionado realizado continuamente con el propósito de mantener, mejorar y optimizar el desempeño del sistema después de un commissioning inicial o retro-comisionado y después de que sucedió una alteración o desorden del sistema.

  Se realiza durante niveles de operación y mantenimiento para resolver problemas de operación, mejorar el confort, optimizar el uso de la energía, y recomendar retrofits si es necesario.

  La diferencia entre comisionado continuado y un re-comisionado es que el continuado enfatiza en la optimización del desempeño.

  Plan de comisionamiento: Es un procedimiento que debe ser desarrollado para incluir un mapa de ruta de que debe ser hecho en orden para verificar la instalación de los sistemas apropiadamente. Se realizan planes de comisionado para las diferentes áreas en específico que incluyan la verificación de toda instalación de equipos, componentes, conexiones de interfase entre equipos y sistemas individuales, dibujos de interconexión. El desarrollo de este plan especifica a cada sistema y/o componente y es de utilidad para cualquier programa de mantenimiento. El plan consiste de horarios de cuándo las rutinas de pruebas y aceptación deben ser realizadas, formatos de pruebas a ser utilizados para grabar los registro de las pruebas los cuales son retenidos para comparación con las pruebas previas y subsiguientes, y un listado de los dispositivos de pruebas requeridos. A partir de estos resultados las pruebas del comisionado llegan a ser valores de pruebas de línea base para comparar con las pruebas anteriores y resultados de pruebas de rutina de mantenimiento son compiladas para identificar y trazar la tendencia a la baja en el desempeño del sistema, esto es vital para el programa de mantenimiento para tener registros completos y exactos. Lo extenso del plan de comisionamiento incluyendo sus horarios dependen de varios tópicos incluyendo la importancia y costos de los equipos, consecuencias de fallas, edad de los

equipos, frecuencias pasadas y futuras del servicio, horas de operación, disponibilidad de mantenimiento futuro, condiciones ambientas y requerimientos de seguridad.

Pruebas (test): Determina el desempeño cuantitivamente del equipo.

Balanceo: Proporcionar los flujos dentro del sistema de distribución (ramales subprincipales, ramificaciones y terminales) de acuerdo a las cantidades de diseño especificadas.

Ajustes: Regular la rata de flujo de un fluido y patrones de aire a los equipos terminales (por ejemplo: reducir el flujo de velocidad, ajustar un damper).

Procedimiento: Una aproximación para y ejecución de una secuencia de operaciones de trabajo que lleven a resultados repetibles.

Formatos de reporte: Hojas de datos organizada en un orden lógico para submisión y revisión. Las hojas de datos también deben ser permanentemente grabadas para ser usadas como base para cualquier futuro TAB.

Terminal: Un punto donde el medio controlado (fluido o energía) entra o deja el sistema de distribución. En un sistema de aire estos deben ser las cajas de volumen constantes o vav, registros, rejillas, difusores, louvers, etc. En sistemas de agua, pueden ser los serpentines de transferencia de calor, unidades fan coil, convectores, paneles radiantes, etc.

Pruebas de componentes: La confiabilidad de algún sistema es dependiente de la interconexión de equipos y de los equipos en sí mismos. Los requerimientos del comisionado para los componentes del sistema deben ser proveídos con los objetivos originales para la compra y

contratación de suministro e instalación de los equipos. Los requerimientos previstos por el fabricante del equipo deben ser adheridos a las pruebas recomendadas del plan de comisionado. Ejemplos de procedimientos de pruebas comunes incluyen chequeos de ensamble, chequeos de alineamiento, verificación de tierras, pruebas de resistencias de aislamiento e índice de polarización entre otras. Tiempo suficiente debe ser programado para las inspecciones requeridas, realización de chequeos, y documentar los resultados. Una revisión de los dibujos del sistema mostrarán las piezas principales de los equipos. Procedimientos específicos deben ser desarrollados para cada prueba referenciada a cada equipo, los planos y dibujos deben ser seguidos, y procedimientos paso a paso con las lecturas deben ser registradas en formatos para mostrar los resultados.

Pruebas de comisionado del sistema: El comisionado de sistemas mecánicos sobre nuevos proyectos es crítico para asegurar que un sistema es instalado apropiadamente, es apropiadamente operado y de manera eficiente, y que se mantendrá en servicio por su ciclo de vida proyectado. El comisionado de un sistema abarca las pruebas individuales de los componentes relacionados, la verificación de las interconexiones de componentes en apoyo con planos y dibujos, y las pruebas funcionales del sistema como un todo. Un entendimiento del equipo involucrado y la forma de operación para el sistema es esencial para el desarrollo de plan de comisionado del sistema. Una encuesta del equipamiento del sistema y listar los equipos en orden de importancia y arranque es el primer paso en el desarrollo del plan de comisionado. El horario de las pruebas e inspecciones es dependiente de muchos aspectos del equipo tales como su importancia y costo, la frecuencia de servicio, horas de operación, condiciones ambientales, accesibilidad, y requerimientos de seguridad. El plan de inspección, pruebas y arranque es entonces desarrollado en conjunto con este horario con instrucciones y procedimientos para el plan de pruebas. Pueden presentarse problemas durante las pruebas de los

equipos y los sistemas. En orden de identificar y corregir estos problemas, se deben desarrollar técnicas de resolución de problemas. Chequeo de partes tales como fusibles, luces, interruptores termomagnéticos para continuidad, calibración de equipos y ajustes, e investigación por fallas de equipos o conexiones deben pasos de la resolución de dichos problemas.

Costos del comisionado: Los costos del comisionado para un sistema mecánico son dependientes de muchos factores incluyendo el tamaño del sistema, la complejidad y el nivel de fiabilidad deseado. Nuevas construcciones de edificaciones, renovación de una edificación existente, o la modernización también afectarán el costo del comisionado. La experiencia ha mostrado que el comisionado inicial es más que compensar por aumento la confiabilidad del sistema y reducir costos de operación. Los costos para el comisionado de una nueva edificación pueden estar en el rango de 0,5 a 1,5 % del costo total de la construcción. Ver tabla siguiente. Para una edificación existente el comisionado puede costar entre un 3 a 5% de los costos totales de operación.

Tabla 59. Costos del comisionado en una construcción nueva

Alcance del comisionado	Costos
Comisionado de la edificación completa (CVAR, controles, eléctrico, mecánico)	0,5-1,5% de la construcción total
Comisionado del sistema HVAC y del sistema de control y automatización	1,5-2,5% de costo del sistema mecánico
Comisionado del sistema eléctrico	1,0-1,5% del costo del sistema eléctrico
Comisionado de las mediciones de eficiencia energética	USD0,23-0,28 por pie cuadrado

Fuente: Commissioning mechanical systems. George E. Thomas, PE

Actividades que se desarrollan en un plan de comisionado:

- Desarrollo de un documento base de diseño.

- Establecimiento del grupo de comisionado y sus responsabilidades.

- Listado de los sistemas involucrados.

- Proveer el impacto sobre los costos del proyecto y el horario (programación) resultado de las actividades del comisionado.

- Proveer un plan de pruebas pre-funcional con procedimientos de pruebas para cada sistema.

- Proveer un plan de pruebas de desempeño funcional con procedimientos de pruebas de sistemas incluyendo los procedimientos de pruebas diferidas para cada sistema.

- Proveer un plan de acciones correctivas con prodecimientos.

- Proveer un procedimiento de presentación de documentación del comisionado.

- Proveer un procedimiento de seguimiento del comisionado.

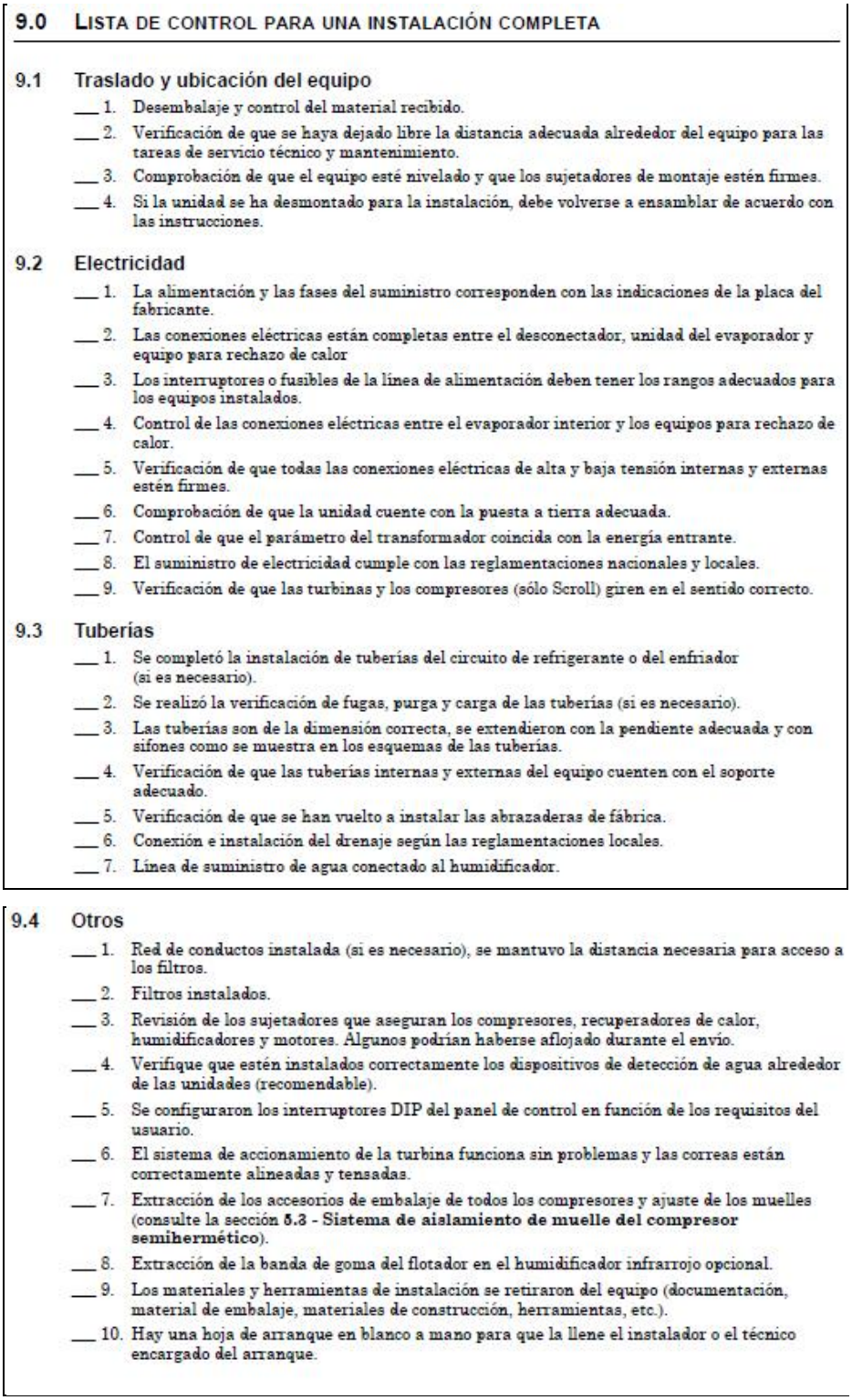
- Proveer módulos de entrenamiento para el personal en la operación y mantenimiento (O&M) de cada sistema.

- Proveer un plan de entrenamiento y procedimientos.

- Proveer un curso para cada sistema mecánico.

- Recomendación de pruebas y calibración de equipos para mantenimiento.

Figura 414. Lista de chequeo para unidad de manejo de aire de un equipo de precisión



9.0 LISTA DE CONTROL PARA UNA INSTALACIÓN COMPLETA

9.1 Traslado y ubicación del equipo

___ 1. Desembalaje y control del material recibido.
___ 2. Verificación de que se haya dejado libre la distancia adecuada alrededor del equipo para las tareas de servicio técnico y mantenimiento.
___ 3. Comprobación de que el equipo esté nivelado y que los sujetadores de montaje estén firmes.
___ 4. Si la unidad se ha desmontado para la instalación, debe volverse a ensamblar de acuerdo con las instrucciones.

9.2 Electricidad

___ 1. La alimentación y las fases del suministro corresponden con las indicaciones de la placa del fabricante.
___ 2. Las conexiones eléctricas están completas entre el desconectador, unidad del evaporador y equipo para rechazo de calor
___ 3. Los interruptores o fusibles de la línea de alimentación deben tener los rangos adecuados para los equipos instalados.
___ 4. Control de las conexiones eléctricas entre el evaporador interior y los equipos para rechazo de calor.
___ 5. Verificación de que todas las conexiones eléctricas de alta y baja tensión internas y externas estén firmes.
___ 6. Comprobación de que la unidad cuente con la puesta a tierra adecuada.
___ 7. Control de que el parámetro del transformador coincida con la energía entrante.
___ 8. El suministro de electricidad cumple con las reglamentaciones nacionales y locales.
___ 9. Verificación de que las turbinas y los compresores (sólo Scroll) giren en el sentido correcto.

9.3 Tuberías

___ 1. Se completó la instalación de tuberías del circuito de refrigerante o del enfriador (si es necesario).
___ 2. Se realizó la verificación de fugas, purga y carga de las tuberías (si es necesario).
___ 3. Las tuberías son de la dimensión correcta, se extendieron con la pendiente adecuada y con sifones como se muestra en los esquemas de las tuberías.
___ 4. Verificación de que las tuberías internas y externas del equipo cuenten con el soporte adecuado.
___ 5. Verificación de que se han vuelto a instalar las abrazaderas de fábrica.
___ 6. Conexión e instalación del drenaje según las reglamentaciones locales.
___ 7. Línea de suministro de agua conectado al humidificador.

9.4 Otros

___ 1. Red de conductos instalada (si es necesario), se mantuvo la distancia necesaria para acceso a los filtros.
___ 2. Filtros instalados.
___ 3. Revisión de los sujetadores que aseguran los compresores, recuperadores de calor, humidificadores y motores. Algunos podrían haberse aflojado durante el envío.
___ 4. Verifique que estén instalados correctamente los dispositivos de detección de agua alrededor de las unidades (recomendable).
___ 5. Se configuraron los interruptores DIP del panel de control en función de los requisitos del usuario.
___ 6. El sistema de accionamiento de la turbina funciona sin problemas y las correas están correctamente alineadas y tensadas.
___ 7. Extracción de los accesorios de embalaje de todos los compresores y ajuste de los muelles (consulte la sección **5.3 - Sistema de aislamiento de muelle del compresor semihermético**).
___ 8. Extracción de la banda de goma del flotador en el humidificador infrarrojo opcional.
___ 9. Los materiales y herramientas de instalación se retiraron del equipo (documentación, material de embalaje, materiales de construcción, herramientas, etc.).
___ 10. Hay una hoja de arranque en blanco a mano para que la llene el instalador o el técnico encargado del arranque.

Fuente: Manual de usuario Liebert DS. Emerson Network Power.

15.2.2.7 Servicio de postocupación. Es un servicio que usualmente no es realizado en las edificaciones.

- Chequeo del uso de energía.
- Costos de operación.
- Reacciones del usuario.
- Desempeño del sistema.

15.2.3 Requerimientos específicos (ejemplo de selección de un sistema). Acondicionar el piso 7 y 8, oficinas comerciales.

Edificio comercial de 8 pisos, centro empresarial y de oficinas.

El edificio cuenta con una red comunal de condensación de agua para los pisos 2 al 8.

Figura 415. Proyecto arquitectónico



Fuente: web

15.2.3.1 Restricciones a tener en cuenta.

Figura 416. Criterios de diseño



Fuente: Autores.

15.2.3.2 Condiciones interiores y exteriores de diseño.

- Interiores:

$T_{bs} = 74F$

$\phi = 50\%$

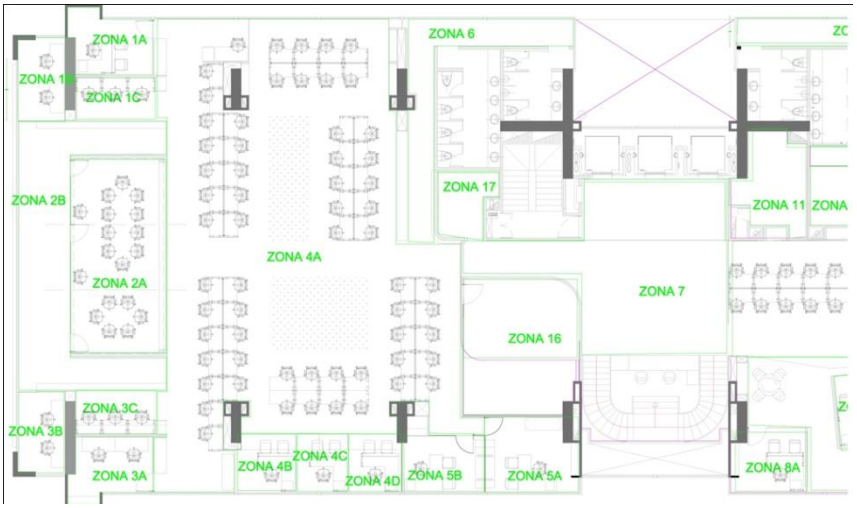
- Exteriores:

$T_{bs} = 88F$

$\phi = 81{,}2\%$

15.2.3.3 Cargas térmicas.

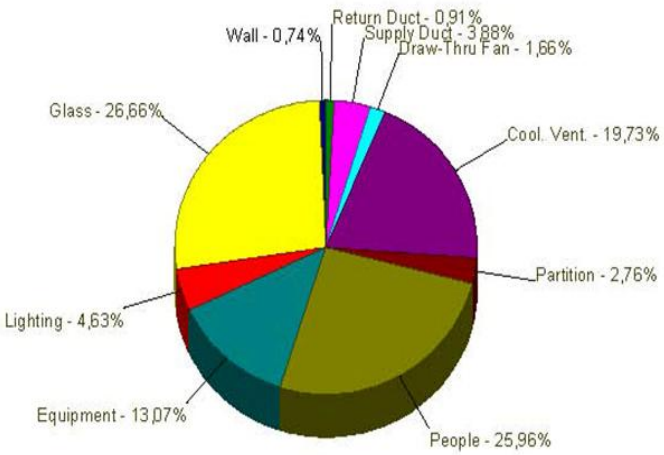
Figura 417. Tipo de divisiones en piso



Fuente: Autores.

Figura 418. Cálculo cargas térmicas.

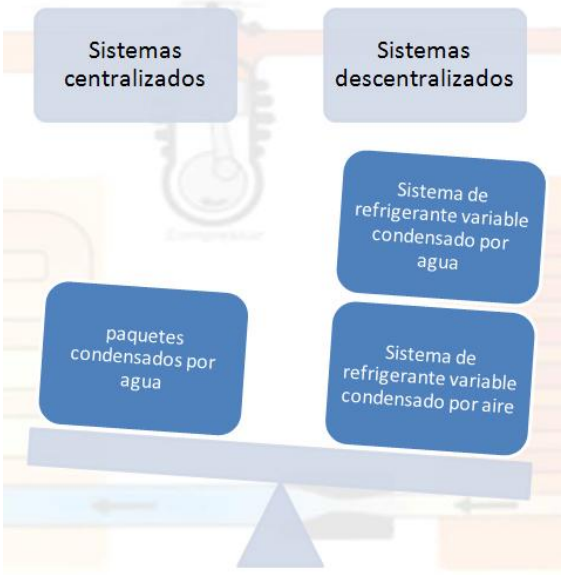
ID	PISO	ZONA	VENTILACION (CFM)	CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO (KW)	CARGA SENSIBLE DE ENFRIAMIENTO (KW)
1	PISO 7	ZONA 1a	10	1,9	1,6
2	PISO 7	ZONA 1b	10	1,7	1,3
3	PISO 7	ZONA 1c	15	1,3	0,9
4	PISO 7	ZONA 2a	90	7,8	5
5	PISO 7	ZONA 2b	20	10,6	10
6	PISO 7	ZONA 3a	10	2,5	2,2
7	PISO 7	ZONA 3b	10	3,1	2,8
8	PISO 7	ZONA 3c	15	1,3	0,9
9	PISO 7	ZONA 4a	305	31,6	22,5
10	PISO 7	ZONA 4b	15	2,5	2
11	PISO 7	ZONA 4c	15	2,3	1,9
12	PISO 7	ZONA 4d	15	2,5	2,1
13	PISO 7	ZONA 5a	15	4	3,5
14	PISO 7	ZONA 5b	15	3,3	2,9
15	PISO 7	ZONA 6	10	3,9	3,6
16	PISO 7	ZONA 7	50	4,5	2,9
17	PISO 7	ZONA 8a	15	3,4	3
33	PISO 7	ZONA 17	15	1,2	0,7



Fuente: Autores.

15.2.3.4 Sistemas mecánicos disponibles.

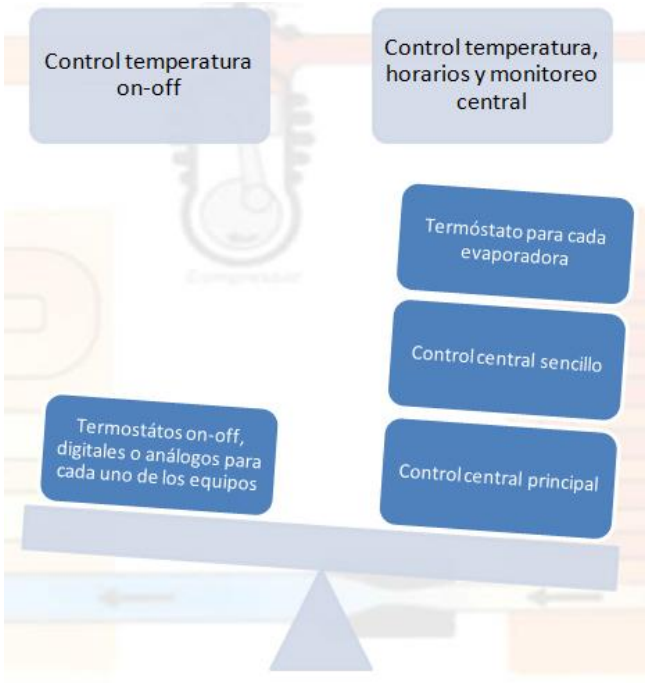
Figura 419. Clasificación de sistemas disponibles



Fuente: Autores.

15.2.3.5 Sistemas de control disponibles.

Figura 420. Control disponible



Fuente: Autores.

15.2.3.6 Estudio energético comparativo.

Tabla 60. Estudio energético de los sistemas estudiados.

SISTEMA	CONSUMO ANUAL DE ENERGÍA	
	(KwH/año)	%
Paquetes condensados por agua	390 243	100%
Refrigerante variable de condensación por agua	194 623 (máximo)	50% (máximo)
Refrigerante variable de condensación por aire	281 553 (máximo)	72% (máximo)

Fuente: Autores.

15.2.3.7 Matriz de selección sistema de aire acondicionado

Tabla 61. Matriz de selección.

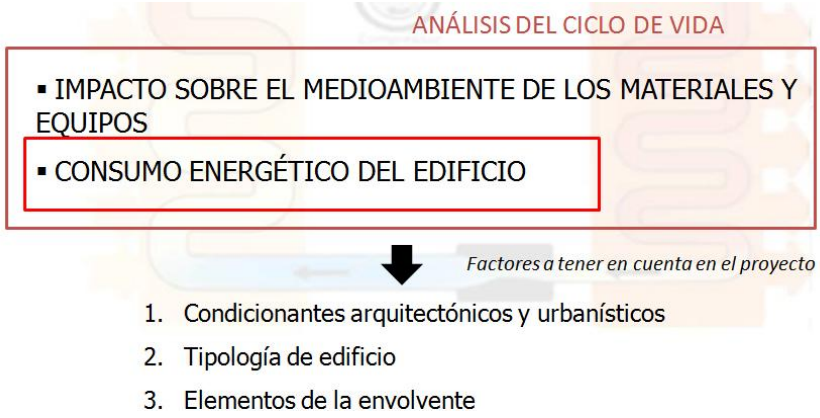
Meta: seleccionar un sistema de aire acondicionado para el piso 7 y 8, aplicación oficinas de una torre de edificio de 8 pisos, que provea condiciones de moderadas de confort, interior: Tbs=74F, 50% humedad relativa, cuyo costo inicial vs costos de operación y mantenimiento sea moderado o que se alcance el punto de equilibrio de la inversión en un tiempo inferior a seis años			
CATEGORÍAS	**SISTEMA 1:** Sistema central, paquetes condensados por agua	**SISTEMA 2:** Sistema de refrigerante variable condensado por agua	**SISTEMA 3:** Sistema de refrigerante variable condensado por aire
1. Criterio de selección: • Cumpla condiciones interiores de diseño • Costo inicial vs costos de operación y mantenimiento • Ciclo de vida del equipo • Eficiencia energética	•Altos consumos de energía. •Suministro permanente de aire frio en posibles zonas no ocupadas. •Requiere de agua de condensación.	•Costo elevado. •Alta eficiencia energética	•Costo moderado. •Requiere la ubicación de las unidades condensadoras sobre la cubierta del edificio.
2. Factores importantes: • Espacio tipo oficina de primera clase • Medición de utilidades individuales • Flexibilidad • Facilidades de mantenimiento	•Bajo costo. •No requiere de espacio en la cubierta del edificio.	•Rápidos retornos de la inversión. •Bajos consumos de energía a cargas parciales. •No requiere de espacio en la cubierta del edificio	•Alta eficiencia energética •Moderados retornos de la inversión. •Bajos consumos de energía a cargas parciales.
3. Otras metas: • Sistema de control • Automatización de edificios con control digital directo • Uso del sistema comunal de agua de condensación	•Requiere de agua de condensación.	•Requiere de agua de condensación.	•No requiere de agua de condensación.

Fuente: Autores.

15.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO Y MEDIOAMBIENTAL DE UN EDIFICIO.

15.3.1 Vida útil de un edificio. Comportamiento del edificio desde su diseño arquitectónico hasta su demolición.

Figura 421. Análisis ciclo de vida de un edificio



Fuente: Web.

Tabla 62. Parámetros a tener en cuenta al analizar un edificio.

UBICACIÓN	
Valor ecológico del solar	*Planes urbanísticos*
Disponibilidad de transporte público	*Infraestructuras*
Vegetación y zonas verdes	*Planes urbanísticos*
Ruido	*Ordenanzas municipales*
Sombras sobre otros edificios y terreno	*Planes urbanísticos*
DISEÑO ARQUITECTONICO	
Situación (condiciones climáticas)	FACTOR A CONSIDERAR
Forma	*Actuación proyectista*
Orientación y distribución interior	*Actuación proyectista*
Aislamiento, soluciones constructivas	*Actuación proyectista*
Ventilación, infiltraciones de aire	*Actuación proyectista*
Disponibilidad de espacios para residuos	*Infraestructuras*
INSTALACIONES	
Calefacción	*Actuación proyectista*
Agua caliente sanitaria (ACS)	*Actuación proyectista*
Iluminación y electrodomésticos	*Comportamiento usuarios*

Fuente: Web.

15.3.2 Cómo disminuir la demanda de un edificio.

- Optimización de la radiación solar.
- Limitar las pérdidas en los puentes térmicos.
- Controlar las infiltraciones.
- Emplear vidrios de alta transmisión y baja emisividad.
- Técnicas constructivas bioclimáticas.
- Garantizar la ventilación natural.
- Favorecer la iluminación natural.

15.3.3 Auditoria energética. Metolodología de una auditoría energética.

- **Primera etapa:** recogida de datos y panificación de la auditoría.
- **Segunda etapa:** medidas experimentales.
- **Tercera etapa:** balances energéticos.
- **Cuarta etapa:** análisis para la mejora del comportamiento energético del edificio.
- **Quinta etapa:** resultados finales.

15.3.3.1 Primera etapa: recogida de datos y planificación de la auditoria.

- Entrevista con los responsables del edificio.
- Recogida de información.
- Planificación de la auditoría energética.
- Inspección visual.
- Cuestionario.
- Simulación.
- Informe preliminar.

15.3.3.2 Segunda etapa: medidas experimentales.

Planificación del proceso de medición:

Debe abarcar:

- La secuencia de operaciones.
- La organización de las medidas.
- El tipo de instrumentos.

El tipo de medidas:

- **Discreta:** Se puede eliminar la parte dinámica de los fenómenos térmicos y su ejecución es de gran sencillez.
- **Continua:** Se llevan a cabo mediante la monitorización durante un tiempo determinado.

  Instrumentación:

✓ Depende del tipo de parámetros que se desee medir.

✓ Temperatura: termómetro.

✓ Presión: manómetro

15.3.3.3 Tercera etapa: balances energéticos. Diagnóstico del balance energético del edificio.

Con toda la información recopilada hasta ahora ya somos capaces de hacer el balance de energía de todas las instalaciones.

Ejemplo:

- Grupos de producción de agua fría. Potencia (kcal/h) = Cp x caudal (m3/h) x (temp.entrada – temp.salida).

- Torres de enfriamiento. Potencia (kcal/h) = caudal (l/h) x (temp.entrada – temp.salida).

- Bombas centrifugas. Pot.util (kW) = caudal (m3/h) x ∆presion (mm.c.a) / 367

Estudio en profundidad: Comparación de los consumos obtenidos a partir de los balances con los provenientes de la simulación y con los que figuren en la facturación energética

15.3.3.4 Cuarta etapa: análisis para la mejora del comportamiento energético del edificio. Análisis para la mejora energética del edificio.

Se propondrán una serie de mejoras a introducir que mejoren el comportamiento energético del edificio:

En el edificio (aislamiento de cubiertas, ventilación de los espacios, vidrios reflectantes, persiana).

- En sistemas de acondicionamiento de aire (optimizar las horas de marcha, minimizar las fugas de aire, reducir la calefacción en zonas no ocupada).

- En regulación y control (instalar equipos de control, sistemas de bombeo de velocidad variable, proteger termostatos y otros sensores para proteger su manipulación).

- En recuperación de energía (instalar recuperadores entálpicos, economizadores, utilización de free-cooling).

- Utilización de energías renovables (geotérmica, solar, biomasa).

Análisis de viabilidad económica de las mejoras:

- Coste de la implantación.

- Ahorros energéticos esperados.

- Tiempo de retorno (dinero ahorrado en energía dividido entre la inversión inicial).

- Mejoras de calidad, eficiencia, inconvenientes y otros.

15.3.3.5 Quinta etapa: resultados finales. Edición del informe de la auditoría compuesto por:

- **Objeto del informe.**

- **Introducción teórica:** breve introducción de los principios básicos relacionados con nuestro estudio.

- **Descripción y valoración del edificio y de sus instalaciones:** Describiremos el edificio y sus instalaciones para tener una idea más precisa de la situación actual.

- **Recogida de medidas:** Se expondrán las variables medidas y como se ha llevado a cabo el proceso de medición.

- **Resumen de los resultados:** resultados de las medidas realizadas así como los balances energéticos de los sistemas del edificio.

- **Conclusiones:** Las conclusiones a las que se han llegado y los problemas que presenta el edificio y sus instalaciones.

- **Recomendaciones:** Las medidas preventivas y correctoras que se consideran necesarias para solucionar los problemas, junto con sus ventajas, su coste económico, su tiempo de amortización y los ahorros energéticos esperados.

- **Declaración de confidencialidad:** Si existe se puede adjuntar.

- **Anexos:** Se puede añadir algún tipo de aclaración de todo lo descrito en el informe como definiciones, normativas, etc.

15.4 CONTRATACIÓN.

15.4.1 Definiciones.

Contrato: Es un acuerdo de voluntades entre dos o más partes que genera unas obligaciones.

La contratación pública, tiene lugar cuando las entidades públicas contratan con personas jurídicas o naturales del sector público o privado, para cumplir con algunas de sus obligaciones. Generalmente se ha asociado a la prestación de servicios públicos, a la construcción de obras, etc.

Partes del Proceso de Contratación:

- **Contratante:** Paga por recibir el bien o servicio que contrata. Para el caso es el Estado.

- **Contratista:** Provee el bien o servicio contratado y recibirá un pago por ello.

15.4.2 Objetivos de las licitaciones públicas.

- **Competencia:** La competencia se favorece cuando no se restringe la participación en las licitaciones.

- **Igualdad en el tratamiento de los licitantes:** Todos los licitantes deben ser tratados con reglas comunes que se aplican de forma pareja.

- **Transparencia en la adjudicación:** No existen dudas respecto de cómo se adjudica y en base a qué criterios, al ser un proceso transparente y comprensible.

- **Responsabilidad administrativa:** La administración es responsable de todo el proceso de licitación y adjudicación.

- **Debido proceso:** Se cumplen todas las formalidades procedimentales.

- **Publicidad:** La licitación es publicitada tanto para conocimiento de los eventuales participantes como para el público en general.

- **Obtención del mejor precio para el Estado:** Se adjudica a aquel que establezca mejores condiciones económicas para el Estado.

15.4.3 Capacidades de la administración y sus efectos sobre la licitación.

15.4.3.1 Personal de calidad y bien remunerado.

Esto es fundamental para lograr eficiencia y minimizar los riesgos de corrupción directa o indirecta. Un personal idóneo, capacitado, especializado, actualizado y bien remunerado permite garantizar mejores procesos, tanto en el diseño de la licitación y del modelo económico, como en la elaboración de los documentos licitatorios. También resulta importante que este perfil de personas sean los que intervengan durante la etapa de evaluación y selección, para que efectivamente y en base a criterios objetivos, técnicos y económicos, se seleccione la mejor oferta. Por otra parte es fundamental que el personal tenga la formación suficiente para que pueda ser contraparte del sector privado tanto en el procedimiento de selección como durante la ejecución del contrato.

15.4.3.2 Sistemas de gestión e informáticos adecuados al proceso.

Desarrollar soportes que aseguren la veracidad de la información y permitan la eficiencia en el manejo de datos es un instrumento muy útil.

15.4.3.3 Metodologías que permitan normar sobre precios y calidades.

La mejor manera para evaluar si un Estado está adquiriendo artículos o servicios que satisfacen el interés público en forma eficiente es por medio del seguimiento de los precios pagados. Por ello los órganos públicos debieran mantener bancos de datos, constantemente actualizados y de acceso al público por Internet. Estos bancos de datos podrían estar interconectados de forma de permitir comparaciones en línea entre diferentes órganos contratantes. Así se logra un control no solo interno sino externo de esta actividad.

15.4.3.4 Mantención de información y puesta a disposición de la misma.

La información sobre documentos, evaluaciones y resultados de las licitaciones en las distintas instituciones, han de estar disponible y al acceso de los

interesados y del público en general. Así se logran mejores prácticas y se minimizan las corrupciones y tráficos de influencia.

15.4.4 Criterios de precalificación.

15.4.4.1 Contratos de obras públicas. Capacidad técnica demostrada en obras de similar naturaleza y monto. Se puede exigir haber construido determinado número de m2, o cierta cantidad de kilómetros, o edificios de determinada envergadura y complejidad, etc.

15.4.4.2 Contratos de consultoría y asesoría. Especialización del personal y del equipo disponible y experiencia. Se pueden exigir determinados grados o títulos académicos, cierto número de años del ejercicio de la profesión, experiencia docente, trabajos en la misma área, publicaciones sobre el tema en cuestión, etc.

15.4.4.3 Contratos de concesión de obra pública y otros. Capacidad económica y financiera de la empresa; disponibilidades financieras de mediano y largo plazo.

15.4.4.4 Contratos de suministros. Disponibilidad de los suministros requeridos, experiencia en dicho tipo de suministros, licencias o autorizaciones específicas si la legislación así lo exige, cobertura.

15.4.4.5 Gestión de servicios. Experiencia en gestión de la misma especie de servicios. Capacidad financiera en función del volumen de servicios requeridos.

15.4.4.6 Anteproyectos de arquitectura o diseños.
Experiencia del equipo profesional, m2 diseñados u otros requisitos relacionados con anteriores anteproyectos efectuados, funcionamiento por

cierto lapso de tiempo de la infraestructura diseñada, integración en el equipo de artistas plásticos, etc.

15.4.5 Ejemplos de documentos de la oferta.

15.4.5.1 Antecedentes generales. Certificado de Inscripción en el Registro o precalificación en el caso de que haya existido previamente.

Este certificado lo emite la administración. Documentos legales que acreditan la posibilidad de ser licitante en caso de que no haya registro o precalificación. Designación de representante ante la administración. Garantía de seriedad. Documentos notariales de constitución de sociedades cuando se requiera. Experiencia.

15.4.5.2 Oferta técnica. Estructura de Financiamiento del contrato. Proyectos o anteproyectos propuestos. Régimen de explotación si se licita la gestión de un servicio público. Presupuesto de inversiones. Carta Gantt.

15.4.5.3 Oferta económica. Condiciones económicas en las que está dispuesto a adjudicarse el contrato o la prestación del servicios.

15.4.6 Etapas de la contratación estatal. La doctrina tiene distintas tendencias, pero todas coinciden en que la contratación tiene actividades previas y posteriores, por lo que comúnmente estas se agrupan en:

- Actividades pre-contractuales.
- Actividades Contractuales.
- Actividades Post-Contractuales.
- PLANEACIÓN.

- PRECONTRACTUAL.
- CONTRACTUAL.
- POSTCONTRACTUAL.
- ETAPAS DE LA CONTRATACION ESTATAL.

15.4.6.1 Planeación del contrato. Es el proceso de diseño y selección de objetivos, metas y acciones acordes a la visión para el logro de resultados. Su producto es un PLAN que contiene políticas, programas, cronogramas, presupuestos. Es una proyección realista y verificable.

Importancia de la planificación:

- Base y soporte fundamental del contrato y del trámite.
- Permite que el contrato se ajuste a las necesidades de la entidad.
- Convierte al Contrato en instrumento para el cumplimiento de la misión de la entidad.

Durante la planificación o planeación se debe hacer:

- Estudios previos. (Conducente, pertinente, conveniente).
- Registro en el Sistema de Información para la vigilancia de la Contratación Estatal, SICE.
- Registro Único de Precios de Referencia, RUPR.

- Establecer los ítems.
- Determinar los permisos, licencias y autorizaciones requeridos (Si hay lugar).
- Determinar el impacto social ambiental (Si hay lugar).
- Consulta sobre impuestos.
- Análisis del mercado.
- Elaboración del presupuesto.
- Determinación del Sistema de Precios.
- Selección de la forma de pago.
- Estimación de los costos por ajustes e imprevistos.
- Determinación y procedimiento de selección del contratista.
- Verificación de la apropiación presupuestal.
- Programación de la contratación.
- Programación del desarrollo del contrato.

15.4.6.2 Etapa precontractual. Relacionada en forma directa y específica con el contrato a celebrar.

Requerimientos:

- Los productos de la planificación

Productos esperados:

- Términos de Referencia o Pliegos de condiciones.
- Selección del Contratista (Trámite correspondiente).
- Suscripción o celebración del Contrato (Acuerdo sobre).

ACTIVIDADES DE LA ETAPA PRECONTRACTUAL
(Comunes)

1. Pliego de condiciones o Términos de referencia:

- Elaboración del proyecto.
- Publicación (Página Web de la Entidad /diarios de amplía circulación/ otros medios).
- Recepción de observaciones y sugerencias.
- Adecuación y elaboración de los pliegos de condiciones o términos de referencia definitivos.

2. Selección del Contratista:

- De acuerdo con la forma y procedimiento de Selección: (Licitación Pública, CD por Convocatoria Pública, CD por Invitación Pública y CD por Orden de Servicios.

15.4.6.3 Etapas de la contratación. Desarrollo del objeto contractual, por parte del Contratista, y de la Contraprestación por parte del Contratante; en las condiciones forma y plazos pactados.

La guía es el texto mismo del contrato, y las normas que están tácitamente* incorporadas.

FIRMA DEL CONTRATO:

- Perfeccionamiento o Legalización.
- Se perfecciona igual el contrato con y sin formalidades.
- **Perfeccionamiento:** Acuerdo sobre obligaciones de las partes plasmado en escrito. (Art. 41 ley 80/93).
- **Legalización:** Aprobación de garantías, registro presupuestal y publicación (pago)+ timbre.
- **Legalizado el Contrato:** Se ejecuta.

15.4.6.4 Ejecución del contrato:

(Preliminares)

- Designación/Contratación de Interventor o Supervisor.
- Acta de Inicio.
- Anticipo (Si hay lugar).
- Diferencia entre ANTICIPO Y PAGO ANTICIPADO.

“El anticipo debe distinguirse del pago anticipado, donde la admón. Entrega al contratista parte de su acreencia. Puede disponer a su antojo de los recursos en el anticipo apenas tiene la administración” (de los recursos)*

CUÁNDO TERMINA LA EJECUCIÓN DEL CONTRATO.

- Cuando vence el plazo.
- Cuando así lo determina la administración.
- Cuando el contratista renuncia a su ejecución.
- Cuando se vence la garantía.
- Cuando sobreviene inhabilidad.

15.4.6.5 Etapa post contractual. Actuaciones posteriores al vencimiento del término establecido en el contrato, o en el acto que lo da por terminado de manera anticipada. Generalmente versan sobre temas accesorios de la contratación misma.

Actividades de la etapa post contractual:

- **Liquidación:** Acto que formaliza la terminación del contrato.
- **Modalidad:** Común Acuerdo o Unilateral.
- **Contenido:** Relación detallada, paz y salvo o compensaciones, revisión y ajuste de garantías.
- **Procede:** Contratos de Tracto sucesivo+ declarados caducidad+terminados unilateralmente+ así pactado+ Ej. Instantánea con mora.

BIBLIOGRAFÍA

ASHRAE handbook 1994. Refrigeration Systems and Applications. Atlanta, ASHRAE Inc, 1994.

ASHRAE handbook 2005, Fundamentals. Atlanta. ASHRAE Inc, 2005.

ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual. ASHRAE GRP 158. New York. ASHRAE. 1979.

BRYANT A.C. Refrigeration Equipment. Oxford, Butterworth Heinemann, 1997. 223 p. ISBN 07506 0007 1.

CENGEL A Yunus. Transferencia de calor y masa. Traducido por José Hernán Pérez castellanos, Javier Enrique Brito. México, D.F. McGraw-Hill, 2007. 901 p. ISBN-13: 978-970-10-6173-2.

GELVEZ Omar. Transferencia de calor. Notas de clases.

GRONDZIK Walter. Air – Conditioning System Design Manual. ASHRAE, Atlanta. 405 p.

HONEYWELL. Engineering Manual of Automatic Control for Commercial Buildings, Heating, Ventilating, Air Conditioning. USA. Honeywell Inc. 1997. 502 p.

KREIDER F Jan. Handbook of Heating Ventilation, and Air Conditioning. USA, CRC Press LLC, 200 p.

MARTINEZ Bautista J.C. Confort Ambiental. España. 51-112 p.

McDOWALL Robert. Fundamentals of HVAC Systems. ASHRAE. Atlanta, GA 30329, USA, 2007. 230 p. ISBN-13: 978-0-12-373998-8.

McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefacción ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. México, D.F. Limusa, S. A., 2003. 622 p. ISBN 968-18-6170-1.

McQUISTON C Faye, SPITLER D Jeffrey. Cooling and heating load calculation manual. ASHRAE. New York. ASHRAE. 1992.

MONTGOMERY Ross, McDOWALL Robert. Fundamentals HVAC Control Systems. ASHRAE, Atlanta, GA 30329, 2008. 348 p. ISBN 978-0-08-055233-0.
Norma ASHRAE 62/2001. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality.

Norma ASHRAE 55/2003. Thermal Enviromental Conditions for Human Occupancy.

PITA G Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Traducido por Virgilio Gonzáles Pozo. México, D.F. Continental, S.A, 1994. 548 p. ISBN 0-13-018151-X.

QUADRI Néstor. Sistemas de acondicionamiento de aire. Buenos Aires. Alsina, 2001. 238 p. ISBN 950-553-088-9.

WANG, Shang Kuo. Handbook of air conditioning and refrigeration, 2 Ed. New York: McGraw-Hill, 2001. 242 p.

-------New York: McGraw-Hill, 2001. 1235 p.

--------. -------- New York: McGraw-Hill, 2001. 1236 p.

ANEXOS

ANEXO A

TABLAS PARA VENTILACIÓN POR ZONA

Tabla A1: Mínima rata de ventilación por zona.

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values			Air Class
						Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s·person	cfm/ft^2	L/s·m^2		#/1000 ft^2 or #/100 m^2	cfm/person	L/s·person	
Office Buildings									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Miscellaneous Spaces									
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1
Electrical equipment rooms	–	–	0.06	0.3	B	–			1
Elevator machine rooms	–	–	0.12	0.6	B	–			1
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Shipping/receiving	–	–	0.12	0.6	B	–			1
Telephone closets	–	–	0.00	0.0		–			1
Transportation waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Warehouses	–	–	0.06	0.3	B	–			2
Public Assembly Spaces									
Auditorium seating area	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Places of religious worship	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Courtrooms	5	2.5	0.06	0.3		70	6	2.9	1
Legislative chambers	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Libraries	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1

Fuente: ASHRAE STANDARD Ventilation For Acceptable Indoor Air Quality. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007. cap 6. p 14.

Tabla A1: Mínima rata de ventilación por zona

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values			Air Class
						Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s·person	cfm/ft^2	L/s·m^2		#/1000 ft^2 or #/100 m^2	cfm/person	L/s·person	
Sports and Entertainment									
Sports arena (play area)	–	–	0.30	1.5	E	–			1
Gym, stadium (play area)	–	–	0.30	1.5		30			2
Spectator areas	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Swimming (pool & deck)	–	–	0.48	2.4	C	–			2
Disco/dance floors	20	10	0.06	0.3		100	21	10.3	1
Health club/aerobics room	20	10	0.06	0.3		40	22	10.8	2
Health club/weight rooms	20	10	0.06	0.3		10	26	13.0	2
Bowling alley (seating)	10	5	0.12	0.6		40	13	6.5	1
Gambling casinos	7.5	3.8	0.18	0.9		120	9	4.6	1
Game arcades	7.5	3.8	0.18	0.9		20	17	8.3	1
Stages, studios	10	5	0.06	0.3	D	70	11	5.4	1

Fuente: ASHRAE STANDARD Ventilation For Acceptable Indoor Air Quality. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007. cap 6. p 14.

Tabla A2: Eficiencia de la distribución de aire en la zona.

Air Distribution Configuration	E_z
Ceiling supply of cool air.	1.0
Ceiling supply of warm air and floor return.	1.0
Ceiling supply of warm air 15°F (8°C) or more above space temperature and ceiling return.	0.8
Ceiling supply of warm air less than 15°F (8°C) above space temperature and ceiling return provided that the 150 fpm (0.8 m/s) supply air jet reaches to within 4.5 ft (1.4 m) of floor level. ***Note:*** For lower velocity supply air, $E_z = 0.8$.	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return provided that the 150 fpm (0.8 m/s) supply jet reaches 4.5 ft (1.4 m) or more above the floor. ***Note:*** Most underfloor air distribution systems comply with this proviso.	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return, provided low-velocity displacement ventilation achieves unidirectional flow and thermal stratification.	1.2
Floor supply of warm air and floor return.	1.0
Floor supply of warm air and ceiling return.	0.7
Makeup supply drawn in on the opposite side of the room from the exhaust and/or return.	0.8
Makeup supply drawn in near to the exhaust and/or return location.	0.5

Fuente: ASHRAE STANDARD Ventilation For Acceptable Indoor Air Quality. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007. cap 6. p 16.

Tabla A3: Concentración de contaminantes.

	Enforceable and/or Regulatory Levels			Non-Enforced Guidelines and Reference Levels			
	NAAQS/EPA (Ref. B-4)	OSHA (Ref. B-5)	MAK (Ref. B-2)	Canadian (Ref. B-8)	WHO/Europe (Ref. B-11)	NIOSH (Ref. B-13)	ACGIH (Ref. B-1)
Carbon dioxide		5000 ppm	5000 ppm 10,000 ppm [1 h]	3500 ppm [L]		5000 ppm 30,000 ppm [15 min]	5000 ppm 30,000 ppm [15 min]
Carbon monoxide[c]	9 ppm[g] 35 ppm [1 h][g]	50 ppm	30 ppm 60 ppm [30 min]	11 ppm [8 h] 25 ppm [1 h]	90 ppm [15 min] 50 ppm [30 min] 25 ppm [1 h] 10 ppm [8 h]	35 ppm 200 ppm [C]	25 ppm
Formaldehyde[h]		0.75 ppm 2 ppm [15 min]	0.3 ppm 1 ppm[i]	0.1 ppm [L] 0.05 ppm [L][b]	0.1 mg/m^3 (0.081 ppm) [30 min][p]	0.016 ppm 0.1 ppm [15 min]	0.3 ppm [C]
Lead	1.5 µg/m^3 [3 months]	0.05 mg/m^3	0.1 mg/m^3 1 mg/m^3 [30 min]	Minimize exposure	0.5 µg/m^3 [1 yr]	0.050 mg/m^3	0.05 mg/m^3
Nitrogen dioxide	0.05 ppm [1 yr]	5 ppm [C]	5 ppm 10 ppm [5 min]	0.05 ppm 0.25 ppm [1 h]	0.1 ppm[1 h] 0.02 ppm [1 yr]	1 ppm [15 min]	3 ppm 5 ppm [15 min]
Ozone	0.12 ppm [1 h][g] 0.08 ppm	0.1 ppm	j	0.12 ppm [1 h]	0.064 ppm (120 µg/m^3) [8 h]	0.1 ppm [C]	0.05 ppm[k] 0.08 ppm[l] 0.1 ppm[m] 0.2 ppm[n]
Particles[e] <2.5 µm MMAD[d]	15 µg/m^3[1 yr][o] 65 µg/m^3 [24 h][o]	5 mg/m^3	1.5 mg/m^3 for <4 µm	0.1 mg/m^3 [1 h] 0.040 mg/m^3 [L]			3 mg/m^3 [C]
Particles[e] <10 µm MMAD[d]	50 µg/m^3[1 yr][o] 150 µg/m^3 [24 h][o]		4 mg/m^3				10 mg/m^3 [C]
Radon				800 Bq/m^3 [1 yr]			
Sulfur dioxide	0.03 ppm [1 yr] 0.14 ppm [24 h][g]	5 ppm	0.5 ppm 1 ppm[i]	0.38 ppm [5 min] 0.019 ppm	0.048 ppm [24 h] 0.012 ppm [1 yr]	2 ppm 5 ppm [15 min]	2 ppm 5 ppm [15 min]
Total Particles[e]		15 mg/m^3					

Fuente: ASHRAE STANDARD Ventilation For Acceptable Indoor Air Quality. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007. Apéndice B. p 26.

ANEXO A

TABLAS FORMULAS CLTD

Tabla B1: propiedades térmicas y código numero de layers para paredes y techos

Table 8.5 Thermal Properties and Code Numbers of Layers for Walls and Roofs

Code Number	Description	Thickness and Thermal Properties L	k	ρ	c_p	R	Mass
A0	Outside surface resistance	0.0	0.0	0.0	0.0	0.33	0.0
A1	1 in. Stucco	0.0833	0.4	116.0	0.20	0.21	9.7
A2	4 in. Face brick	0.333	0.77	125.0	0.22	0.43	41.7
A3	Steel siding	0.005	26.0	480.0	0.10	0.00	2.4
A4	1/2 in. Slag	0.0417	0.11	70.0	0.40	0.38	2.2
A5	Outside surface resistance	0.0	0.0	0.0	0.0	0.33	0.0
A6	Finish	0.0417	0.24	78.0	0.26	0.17	3.3
A7	4 in. Face brick	0.333	0.77	125.0	0.22	0.43	41.7
B1	Airspace resistance	0.0	0.0	0.0	0.0	0.91	0.0
B2	1 in. Insulation	0.083	0.025	2.0	0.2	3.33	0.2
B3	2 in. Insulation	0.167	0.025	2.0	0.2	6.67	0.3
B4	3 in. Insulation	0.25	0.025	2.0	0.2	10.00	0.5
B5	1 in. Insulation	0.0833	0.025	5.7	0.2	3.33	0.5
B6	2 in. Insulation	0.167	0.025	5.7	0.2	6.67	1.0
B7	1 in. Wood	0.0833	0.07	37.0	0.6	10.00	3.1
B8	2.5 in. Wood	0.2083	0.07	37.0	0.6	2.98	7.7
B9	4 in. Wood	0.333	0.07	37.0	0.6	4.76	12.3
B10	2 in. Wood	0.167	0.07	37.0	0.6	2.39	6.2
B11	3 in. Wood	0.25	0.07	37.0	0.6	3.57	9.3
B12	3 in. Insulation	0.25	0.025	5.7	0.2	10.00	1.4
B13	4 in. Insulation	0.333	0.025	5.7	0.2	13.33	1.9
B14	5 in. Insulation	0.417	0.025	5.7	0.2	16.67	2.4
B15	6 in. Insulation	0.500	0.025	5.7	0.2	20.00	2.9
B16	0.15 in. Insulation	0.0126	0.025	5.7	0.2	0.50	0.1
B17	0.3 in. Insulation	0.0252	0.025	5.7	0.2	1.00	0.1
B18	0.45 in. Insulation	0.0379	0.025	5.7	0.2	1.50	0.2
B19	0.61 in. Insulation	0.0505	0.025	5.7	0.2	2.00	0.3
B20	0.76 in. Insulation	0.0631	0.025	5.7	0.2	2.50	0.4
B21	1.36 in. Insulation	0.1136	0.025	5.7	0.2	4.50	0.6
B22	1.67 in. Insulation	0.1388	0.025	5.7	0.2	5.50	0.8
B23	2.42 in. Insulation	0.2019	0.025	5.7	0.2	8.00	1.2
B24	2.73 in. Insulation	0.2272	0.025	5.7	0.2	9.00	1.3
B25	3.33 in. Insulation	0.2777	0.025	5.7	0.2	11.00	1.6
B26	3.64 in. Insulation	0.3029	0.025	5.7	0.2	12.00	1.7
B27	4.54 in. Insulation	0.3786	0.025	5.7	0.2	15.00	2.2
C1	4 in. Clay tile	0.333	0.33	70.0	0.2	1.01	23.3
C2	4 in. Lightweight concrete block	0.333	0.22	38.0	0.2	1.51	12.7
C3	4 in. Heavyweight concrete block	0.333	0.47	61.0	0.2	0.71	20.3
C4	4 in. Common brick	0.333	0.42	120.0	0.2	0.79	40.0
C5	4 in. Heavyweight concrete	0.333	1.0	140.0	0.2	0.33	46.7
C6	8 in. Clay tile	0.667	0.33	70.0	0.2	2.00	46.7
C7	8 in. Lightweight concrete block	0.667	0.33	38.0	0.2	2.00	25.3
C8	8 in. Heavyweight concrete block	0.667	0.6	61.0	0.2	1.11	40.7
C9	8 in. Common brick	0.667	0.42	120.0	0.2	1.59	80.0
C10	8 in. Heavyweight concrete	0.667	1.0	140.0	0.2	0.67	93.4
C11	12 in. Heavyweight concrete	1.0	1.0	140.0	0.2	1.00	140.0
C12	2 in. Heavyweight concrete	0.167	1.0	140.0	0.2	0.17	23.3
C13	6 in. Heavyweight concrete	0.5	1.0	140.0	0.2	0.50	70.0
C14	4 in. Lightweight concrete	0.333	0.1	40.0	0.2	3.33	13.3
C15	6 in. Lightweight concrete	0.5	0.1	40.0	0.2	5.00	20.0
C16	8 in. Lightweight concrete	0.667	0.1	40.0	0.2	6.67	26.7
C17	8 in. Lightweight conc. block (filled)	0.667	0.08	18.0	0.2	8.34	12.0
C18	8 in. Heavyweight conc. block (filled)	0.667	0.34	53.0	0.2	1.96	35.4
C19	12 in. Lightweight conc. block (filled)	1.000	0.08	19.0	0.2	12.50	19.0
C20	12 in. Heavyweight conc. block (filled)	1.000	0.39	56.0	0.2	2.56	56.0
E0	Inside surface resistance	0.0	0.0	0.0	0.0	0.69	0.0
E1	3/4 in. Plaster or gypsum	0.0625	0.42	100.0	0.2	0.15	6.3
E2	1/2 in. Slag or stone	0.0417	0.83	55.0	0.40	0.05	2.3
E3	3/8 in. Felt and membrane	0.0313	0.11	70.0	0.40	0.29	2.2
E4	Ceiling air space	0.0	0.0	0.0	0.0	1.00	0.0
E5	Acoustic tile	0.0625	0.035	30.0	0.2	1.79	1.9

L = thickness, ft; k = thermal conductivity, Btu/h · ft² · °F; ρ = density, lb/ft³; c_p = specific heat, Btu/lb · °F; R = thermal resistance, °F · ft² · h/Btu; Mass = unit mass, lb/ft²

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Tabla B2: Materiales principales para paredes

Tabla 2.6b Materiales Principales para Paredes		
Numero de material	**Código Layer**	**Descripción**
1	A1,A3,A6 O E1	1in. Estuco, revestimiento de acero, acabado en yeso.
2	A2 a A7	4in. Ladrillo a la vista
3	B7	1in. Madera
4	B10	2in. Madera
5	B9	4in. Madera
6	C1	4in. Azulejo
7	C2	4in. Bloque de concreto ligero
8	C3	4in. Bloque de concreto pesado
9	C4	4in. Ladrillo común
10	C5	4in. Concreto pesado
11	C6	8in. Azulejo
12	C7	8in Bloque de concreto ligero
13	C8	8in. Bloque de concreto pesado
14	C9	8in. Ladrillo común
15	C10	8in. Concreto pesado
16	C11	12in. Concreto pesado
17	C12	2in. Concreto pesado
18	C13	6in. Concreto pesado
19	C14	4in. Concreto ligero
20	C15	6in. Concreto ligero
21	C16	8in. Concreto ligero
22	C17	8in. Bloque de concreto ligero (macizo)
23	C18	8in. Bloque de concreto pesado (macizo)
24	C19	12in. Bloque de concreto ligero (macizo).
25	C20	12in. Bloque de concreto pesado (macizo).

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 2.

Tabla B3: Tipos de paredes, localización de la masa con respecto al material principal

Table 8.6A Wall Types, Mass Located Inside Insulation, for Use with Table 8.3

Secondary Material	R-Factor, $ft^2 \cdot °F/Btu$	Principle Wall Material**														
		A1	A2	B7	B10	B9	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C17	C18
Stucco and/or plaster	0.0 to 2.0	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	2.0 to 2.5	*	5	*	*	*	*	*	*	*	5	*	*	*	*	*
	2.5 to 3.0	*	5	*	*	*	3	*	2	5	6	*	*	5	*	*
	3.0 to 3.5	*	5	*	*	*	4	2	2	5	6	*	*	6	*	*
	3.5 to 4.0	*	5	*	*	*	4	2	3	6	6	10	4	6	*	5
	4.0 to 4.75	*	6	*	*	*	5	2	4	6	6	11	5	10	*	10
	4.75 to 5.5	*	6	*	*	*	5	2	4	6	6	11	5	10	*	10
	5.5 to 6.5	*	6	*	*	*	5	2	5	10	7	12	5	11	*	10
	6.5 to 7.75	*	6	*	*	*	5	4	5	11	7	16	10	11	*	11
	7.75 to 9.0	*	6	*	*	*	5	4	5	11	7	*	10	11	*	11
	9.0 to 10.75	*	6	*	*	*	5	4	5	11	7	*	10	11	4	11
	10.75 to 12.75	*	6	*	*	*	5	4	5	11	11	*	10	11	4	11
	12.75 to 15.0	*	10	*	*	*	10	4	5	11	11	*	10	11	9	12
	15.0 to 17.5	*	10	*	*	*	10	5	5	11	11	*	11	12	10	16
	17.5 to 20.0	*	11	*	*	*	10	5	9	11	11	*	15	16	10	16
	20.0 to 23.0	*	11	*	*	*	10	9	9	16	11	*	15	16	10	16
	23.0 to 27.0	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	16	*	15	*
Steel or other light-weight siding	0.0 to 2.0	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	2.0 to 2.5	*	3	*	*	*	*	*	2	3	5	*	*	*	*	*
	2.5 to 3.0	*	5	*	*	*	2	*	2	5	3	*	*	5	*	*
	3.0 to 3.5	*	5	*	*	*	3	1	2	5	5	*	*	5	*	*
	3.5 to 4.0	*	5	*	*	*	3	2	2	5	5	6	3	5	*	5
	4.0 to 4.75	*	6	*	*	*	4	2	2	5	5	10	4	6	*	5
	4.75 to 5.5	*	6	*	*	*	5	2	2	6	6	11	5	6	*	6
	5.5 to 6.5	*	6	*	*	*	5	2	3	6	6	11	5	6	*	6
	6.5 to 7.75	*	6	*	*	*	5	2	3	6	6	11	5	6	*	10
	7.75 to 9.0	*	6	*	*	*	5	2	3	6	6	12	5	6	*	11
	9.0 to 10.75	*	6	*	*	*	5	2	3	6	6	12	5	6	4	11
	10.75 to 12.75	*	6	*	*	*	5	2	3	6	7	12	6	11	4	11
	12.75 to 15.0	*	6	*	*	*	5	2	4	6	7	12	10	11	5	11
	15.0 to 17.5	*	10	*	*	*	6	4	4	10	7	*	10	11	9	11
	17.5 to 20.0	*	10	*	*	*	10	4	4	10	11	*	10	11	10	11
	20.0 to 23.0	*	11	*	*	*	10	4	5	11	11	*	10	11	10	16
	23.0 to 27.0	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	10	*	11	16
Face brick	0.0 to 2.0	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	2.0 to 2.5	3	*	*	*	*	*	*	*	*	11	*	*	*	*	*
	2.5 to 3.0	5	11	*	*	*	*	*	6	11	12	*	*	*	*	*
	3.0 to 3.5	5	12	5	*	*	11	*	11	12	12	*	*	12	*	*
	3.5 to 4.0	5	12	6	*	*	12	6	12	12	13	*	*	12	*	*
	4.0 to 4.75	6	13	6	10	*	13	10	12	12	13	*	11	*	*	16
	4.75 to 5.5	6	13	6	11	*	*	11	12	13	13	*	16	*	*	*
	5.5 to 6.5	6	13	6	11	*	*	11	12	13	13	*	*	*	*	*
	6.5 to 7.75	6	13	6	11	*	*	11	13	*	13	*	*	*	*	*
	7.75 to 9.0	6	13	10	16	*	*	11	13	*	13	*	*	*	*	*
	9.0 to 10.75	6	14	10	16	*	*	11	13	*	14	*	*	*	16	*
	10.75 to 12.75	6	14	10	16	*	*	11	13	*	14	*	*	*	16	*
	12.75 to 15.0	6	*	11	16	*	*	12	13	*	*	*	*	*	*	*
	15.0 to 17.5	10	*	11	*	*	*	12	13	*	*	*	*	*	*	*
	17.5 to 20.0	10	*	11	*	*	*	16	*	*	*	*	*	*	*	*
	20.0 to 23.0	11	*	15	*	*	*	16	*	*	*	*	*	*	*	*
	23.0 to 27.0	*	*	*	*	*	*	16	*	*	*	*	*	*	*	*

*Denotes a wall that is not possible with the chosen set of parameters.
**See Table 8.5 for definition of Code letters.

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Nota: Para más ubicaciones del material principal con respecto al aislamiento remítase al manual de la ASHRAE, MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed.

Tabla B4: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (CLTD) para calcular cargas debidas a paredes.

Table 8.3A Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls—24° North Latitude, July (*Concluded*)

Wall	Wall No. 14												Solar Time, h											
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	17	16	15	14	13	12	11	11	10	10	11	11	12	12	13	14	15	16	17	18	18	18	18	17
NE	20	19	18	17	16	15	14	13	14	15	17	19	21	22	22	23	24	24	24	24	24	23	22	21
E	22	21	20	19	17	16	15	15	15	17	19	21	23	25	26	26	27	27	27	27	26	25	24	23
SE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	16	18	19	20	21	21	22	22	22	22	22	21	20
S	14	13	12	12	11	10	9	9	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	15	15	15	15	15	15
SW	22	21	20	18	17	16	15	14	13	12	12	12	13	13	14	16	18	20	22	24	25	24	24	23
W	27	26	24	23	21	20	19	17	16	16	15	15	15	15	16	18	21	24	27	29	30	30	30	29
NW	24	23	22	21	19	18	17	16	15	14	14	14	14	14	15	17	19	21	24	26	27	27	27	26

Wall	Wall No. 15												Solar Time, h											
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	21	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	8	9	11	13	15	17	19	21	22	23	23	22
NE	22	20	18	16	14	11	10	8	7	8	11	14	18	22	24	26	28	29	29	29	29	28	26	24
E	24	22	19	17	14	12	10	9	8	9	12	16	21	25	29	31	32	33	33	33	32	30	29	26
SE	22	20	17	15	13	11	9	8	7	7	8	11	14	17	20	23	25	26	27	27	27	26	25	24
S	17	16	14	13	11	9	8	6	5	4	4	4	5	6	8	10	13	15	17	19	19	20	20	19
SW	29	26	24	21	18	15	13	11	9	7	6	6	6	7	9	11	15	19	23	27	31	32	32	31
W	37	33	30	26	23	20	16	14	11	9	8	8	8	9	10	12	16	21	26	32	37	40	40	39
NW	33	30	27	24	21	18	15	12	10	8	7	7	7	8	9	12	15	19	23	28	33	35	36	35

Wall	Wall No. 16												Solar Time, h											
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	20	18	17	15	14	12	11	9	8	8	8	8	9	10	11	13	14	16	17	19	20	21	21	21
NE	22	21	19	17	15	13	12	10	10	10	12	15	18	21	23	24	26	27	27	27	27	26	25	24
E	24	22	20	18	16	14	12	11	10	11	13	17	20	24	26	28	30	30	31	31	30	29	28	26
SE	21	20	18	16	14	13	11	10	9	9	10	12	14	17	19	21	23	24	25	25	25	25	24	23
S	17	16	14	13	12	10	9	8	6	6	5	5	6	7	8	10	12	14	16	17	18	18	18	17
SW	27	25	23	21	19	17	15	13	11	10	9	8	8	9	10	12	15	18	22	25	28	29	29	28
W	34	32	29	26	24	21	18	16	14	12	11	10	10	11	11	13	16	20	25	30	33	36	36	35
NW	30	28	26	24	21	19	17	14	12	11	10	9	9	10	11	12	15	18	22	26	30	32	32	32

Notes: 1. Direct application of data
- Dark surface
- Indoor temperature of 78°F
- Outdoor maximum temperature of 95°F with mean temperature of 85°F and daily range of 21°F
- Solar radiation typical of clear day on 21st day of month
- Outside surface film resistance of 0.333 (h · ft² · °F)/Btu
- Inside surface resistance of 0.685 (h · ft² · °F)/Btu

2. Adjustments to table data
- Design temperatures:
  Corr. CLTD = CLTD + (78 − t_r) + (t_m − 85)

where
t_r = inside temperature
t_m = mean outdoor temperature
t_m = maximum outdoor temperature − (daily range)/2
- No adjustment recommended for color
- Latitudes other than 24, 36, and 48 north
  - Linear interpolation is acceptable or a table for a specific latitude may be generated. See text.
- Months other than July
  - For design purposed the data will suffice for about 2 weeks from the 21st day of given month.
  - Tables may be generated for a specific month. See text.

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Notas:

- Para otro tipo de paredes y latitudes remítase al manual de la ASHRAE, MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed.
- Tener en cuenta las notas debajo de esta tabla.

Tabla B5: corrección de la CLTD por latitud y mes, para aplicar a paredes y techos, latitudes norte, ºF.

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-4	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-5	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-6	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	0	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	1	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.23

Tabla B6: Factor de ajuste del CLTD por color

Descripción del color y ubicación	K
Techo de color o claro en una área industrial	1
Techo de color claro en área rural	0.5
Pared de color oscuro o claro en una área industrial	1
Pared permanece a medio color en área rural	0.83
Pared permanece con color claro en área rural	0.65

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3.

Tabla B7: Código de construcción para techos

Tabla 3.7 Código de construcción para techos		
No de techo	**Material Principal**	**Numero de código del Layer**
1	Recubrimiento de acero con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,A3,EO
2	1in De madera con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,B7,EO
3	4in De concreto ligero	AO,E2,E3,C14,EO
4	2in De concreto pesado con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,C12,EO
5	1in De madera con 2in de aislamiento	AO,E2,E3,B6,B7,EO
6	6in De concreto ligero	AO,E2,E3,C15,EO
7	2.5in De madera con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,B8,EO
8	8in De concreto ligero	AO,E2,C16,EO
9	4in De concreto pesado con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,C5,EO
10	2.5in De madera con 2in de aislamiento	AO,E2,E3,B6,B8,EO
11	Sistema techo terraza	AO,C12,B1,B6,E2,E3,C5,E0
12	6in Concreto pesado con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,C13,EO
13	4in De madera con 1in de aislamiento	AO,E2,E3,B5,B9,EO

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3.

Tabla B8: Valores de (CLTD) para techos planos sin cielo raso. (°F)

No TECHO	DESCRIPCIÓN DE CONSTRUCCIÓN	U(BTU/(h*ft²·°F))	PESO (Lb/ft2)	Hora solar																			
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	LÁMINA DE ACERO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,213	7	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2	1 PULGADA DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0,170	8	6	3	0	-1	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	
3	4 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0,213	18	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	
4	2 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,206	29	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	
5	1 PULGADA DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,109	19	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	18	11	7		
6	6 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0,158	24	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	
7	2,5 PULGADAS DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0,130	13	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	
8	8 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0,126	31	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	
9	4 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,200	52	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30	
10	2,5 PULGADAS DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,093	13	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	26	41	46	49	51	50	47	43	39	35	
11	SISTEMA DE TERRAZAS DE TECHO	0,106	75	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	45	45	46	45	43	40	37	
12	6 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,192	75	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	
13	4 PULGADAS DE MADERA CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,106	17	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating Load Calculation Manual ASHRAE 158. New York, U.S.A. ASRHAE, 1979. Cap. 3. p.3.19

CLTDcorr= (CLTD+LM)*K+(78-T_R)+(To-85).

Donde:

LM.es la corrección por latitud-mes.

K: Corrección por color

T_R=Corrección por temperatura de diseño.

To=Corrección por temperatura exterior.

Tabla B8: Valores de (CLTD) para techos planos con cielo raso. (°F)

No TECHO	DESCRIPCIÓN DE CONSTRUCCIÓN	U(BTU/(h*ft^2*F))	PESO (Lb/ft2)	Hora solar																			
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	LÁMINA DE ACERO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,213	7	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2	1 PULGADA DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0,170	8	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3	4 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0,213	18	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4	2 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,206	29	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5	1 PULGADA DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,109	19	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	57	48	37	18	11	7
6	6 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0,158	24	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7	2,5 PULGADAS DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0,130	13	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8	8 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0,126	31	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9	4 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,200	52	25	22	18	15	12	9	8	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	52	48	43	38	34	30
10	2,5 PULGADAS DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,093	13	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	26	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11	SISTEMA DE TERRAZAS DE TECHO	0,106	75	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12	6 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0,192	75	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13	4 PULGADAS DE MADERA CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLMIENTO	0,106	17	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating Load Calculation Manual ASHRAE 158. New York, U.S.A. ASRHAE, 1979. Cap. 3.

CLTDcorr= (CLTD+LM)*K+(78-T_R)+(To-85).

Donde:

LM.es la corrección por latitud-mes.

K: Corrección por color

T_R=Corrección por temperatura de diseño.

To=Corrección por temperatura exterior.

Tabla B9: Corrección debido a ventilación del cielo raso

TIPO DE VENTILACION	f
VENTILADORES DE ENTREPISO	0.75
EN LOS DEMAS CASOS USAR:	1.0

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3.

Tabla B10: Corrección del valor de U de acuerdo a la velocidad del viento

Valor de U para cristales; conversión de 15 mph del viento a 7.5 mph del viento y aire en reposo					
Velocidad del viento, mph			Velocidad del viento, mph		
15	7.5	0	15	7.5	0
Valor de U, Btu/h*ft²*°F			Valor de U, Btu/h*ft²*°F		
0.10	0.10	0.10	0.80	0.74	0.69
0.20	0.20	0.19	0.90	0.83	0.78
0.30	0.29	0.28	1.00	0.92	0.86
0.40	0.38	0.37	1.10	1.01	0.94
0.50	0.47	0.45	1.20	1.10	1.02
0.60	0.56	0.53	1.30	1.19	1.10
0.70	0.65	0.61			

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "*Cooling and Heating Load Calculation Manual*". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 4.

Tabla B11: Determinación del valor de U vidrios

Parte A: Valores de U para instalación vertical; Btu/h*ft²*°F								
	Solo vidrio		Marco de aluminio sin barrera térmica (Uf=1.9) Tipo de producto.		Marco de aluminio con barrera térmica (Uf=1.0) Tipo de producto.		Marco de madera o vinilo (Uf=0.4) Tipo de producto.	
Tipo de acristalamiento	Centro del vidrio	Borde del vidrio	R	C	R	C	R	C
Acristalamiento simple								
Vidrio	1.11	n/a	1.31	1.23	1.09	1.10	0.90	0.98
1/8 in. Acrílico.	1.03	n/a	1.26	1.16	1.02	1.03	0.84	0.92
Doble vidrio								
¼ in. Espacio de aire.	0.57	0.66	0.92	0.78	0.70	0.65	0.54	0.55
3/8 in. Espacio de aire.	0.52	0.62	0.88	0.74	0.66	0.60	0.50	0.51
½ in. Y mayor espacio de aire.	0.49	0.59	0.87	0.72	0.64	0.59	0.49	0.49
Doble vidrio, e=0.40 en superficie 2 o 3								
¼ in. Espacio de aire.	0.50	0.60	0.87	0.73	0.65	0.59	0.49	0.50
3/8 in. Espacio de aire.	0.43	0.55	0.83	0.67	0.60	0.54	0.45	0.45
½ in. Y mayor espacio de aire.	0.41	0.54	0.81	0.65	0.58	0.52	0.43	0.42
Doble vidrio, e=0.15 en superficie 2 o 3								
¼ in. Espacio de aire.	0.45	0.56	0.84	0.68	0.61	0.55	0.46	0.46
3/8 in. Espacio de aire.	0.36	0.51	0.78	0.62	0.56	0.48	0.41	0.39
½ in. Espacio de aire.	0.34	0.50	0.76	0.60	0.54	0.46	0.39	0.37
Doble vidrio								
¼ in. Espacio de argón.	0.52	0.62	0.88	0.74	0.66	0.61	0.50	0.51
3/8 in. Espacio de argón.	0.48	0.59	0.86	0.71	0.63	0.57	0.48	0.48
½ in. Y mayor espacio de argón.	0.46	0.57	0.82	0.69	0.62	0.56	0.47	0.47
Doble vidrio, e=0.40 en superficie 2 o 3								
¼ in. Espacio de argón.	0.43	0.55	0.83	0.67	0.60	0.54	0.45	0.45
3/8 in. Espacio de argón.	0.38	0.52	0.79	0.63	0.57	0.49	042	0.40
½ in. Y mayor espacio de argón.	0.36	0.51	0.78	0.62	0.56	0.48	0.41	0.39

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 4.

Nota: Para otros valores, consultar manual de la ASHRAE MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed.

Tabla B12: Diferencias de carga de enfriamiento (CLTD) para conducción a través vidrios y puertas.

Tiempo solar (h)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CLTD (F)	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	4	7	9	12	13	14	14	13	12	10	8	6	4	3	2

Condiciones:

- Temperatura interior de 78º F.

- Temperatura exterior máxima de 95 º F. con un rango de variación diario de 21 º F.

Nota: Si la temperatura del aire del cuarto es diferente de 78º F, y/o la temperatura promedio exterior es diferente de 85º F, se hace necesario corregir el CLTD.

Tabla B13: Determinación del tipo de zona

Table 8.8C Zone Types for Use with SCL and CLF Tables, First Floor of Multistory Building

Zone Parameters*						Zone Type			Error Band	
No. Walls	Mid-Floor Type	Ceiling Type	Floor Covering	Partition Type	Inside Shade	Glass Solar	People and Equipment	Lights	Plus	Minus
1 or 2	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Gypsum	Full	A	C	B	7	1
	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Gypsum	Half to None	B	C	B	9	2
	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Concrete block	Full	B	D	C	9	2
	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Concrete block	Half to None	C	D	C	0	0
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Gypsum	Full	C	D	D	19	0
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	D	D	26	0
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Concrete block	Full	D	D	D	6	3
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Concrete block	Half to None	D	D	D	16	3
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Gypsum	**	B	C	B	9	2
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Concrete block	Full	C	D	C	19	0
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Concrete block	Half to None	C	D	C	16	0
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Gypsum	Full	C	D	D	19	6
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Gypsum	Half to None	D	D	D	6	6
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Concrete block	Full	C	D	D	16	0
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Concrete block	Half to None	D	D	D	6	3
	1 in. Wood	**	Carpet	Gypsum	Full	A	A	B	2	−2
	1 in. Wood	**	Carpet	Gypsum	Half to None	B	A	B	6	6
	1 in. Wood	**	Carpet	Concrete block	Full	B	B	C	6	6
	1 in. Wood	**	Carpet	Concrete block	Half to None	C	B	C	7	3
	1 in. Wood	**	Vinyl	Gypsum	Full	B	B	B	18	6
	1 in. Wood	**	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	B	B	14	3
	1 in. Wood	**	Vinyl	Concrete block	Full	C	C	D	14	3
	1 in. Wood	**	Vinyl	Concrete block	Half to None	D	C	D	2	4
3	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Gypsum	Full	A	C	B	7	1
	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Gypsum	Half to None	B	C	B	9	2
	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Concrete block	**	B	C	B	9	2
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Gypsum	Full	C	D	C	19	0
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	**	Half to None	C	D	C	26	0
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Concrete block	Full	C	D	C	19	0
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Gypsum	**	B	C	B	9	2
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Concrete block	Full	B	C	B	9	2
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Concrete block	Half to None	C	C	B	0	0
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Gypsum	Full	C	D	C	19	6
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	**	Half to None	C	D	C	26	0
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Concrete block	Full	C	D	C	19	0
	1 in. Wood	**	Carpet	Gypsum	Full	A	A	B	2	−2
	1 in. Wood	**	Carpet	Gypsum	Half to None	B	A	B	6	6
	1 in. Wood	**	Carpet	Concrete block	**	B	B	B	6	6
	1 in. Wood	**	Vinyl	Gypsum	Full	B	B	C	18	6
	1 in. Wood	**	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	B	C	14	3
	1 in. Wood	**	Vinyl	Concrete block	Full	C	B	C	7	3
	1 in. Wood	**	Vinyl	Concrete block	Half to None	C	B	C	14	3
4	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Gypsum	Full	A	B	B	4	−4
	2.5 in. Concrete	With	Carpet	Gypsum	Half to None	B	B	B	18	6
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	Gypsum	**	C	C	C	19	3
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	Gypsum	**	B	C	C	7	6
	2.5 in. Concrete	Without	Vinyl	Gypsum	**	B	C	C	31	6
	1 in. Wood	**	Carpet	Gypsum	Full	A	B	A	0	0
	1 in. Wood	**	Carpet	Gypsum	Half to None	A	B	A	12	0
	1 in. Wood	**	Vinyl	Gypsum	Full	B	B	B	16	8
	1 in. Wood	**	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	B	B	20	6

*A total of 14 zone parameters is fully defined in Chapter 2. Those not shown in this table were selected to achieve the minimum error band shown in the right-hand column for Solar Cooling Load (SCL). The error band for Lights and People and Equipment is approximately 10%.

**The effect of this parameter is negligible in this case.

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Nota: Para determinar otro tipo de zona que no esté en la tabla anterior remítase al manual de la ASHRAE MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed.

Tabla B14: Determinación del valor del SCL

Table 8.9A Solar Cooling Load For Sunlit Glass—24° North Latitude, July

Glass	Zone type A	Solar Time, h																					
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0	0	0	0	0	19	35	36	36	38	40	42	42	40	38	39	43	32	11	6	3	1	1	0
NE	0	0	0	0	0	54	124	150	144	115	78	58	49	44	38	32	25	14	6	3	1	1	0	0
E	0	0	0	0	0	57	139	177	180	154	107	68	54	46	40	33	25	14	6	3	1	1	0	0
SE	0	0	0	0	0	26	74	104	114	106	83	59	50	44	38	32	25	14	6	3	1	1	0	0
S	0	0	0	0	0	5	15	23	30	35	40	43	43	40	37	32	24	14	6	3	1	1	0	0
SW	0	0	0	0	0	5	15	23	30	35	39	42	61	88	110	118	105	62	24	12	6	3	1	1
W	1	0	0	0	0	5	15	23	30	35	39	41	67	116	160	186	184	118	44	21	11	5	3	1
NW	1	0	0	0	0	5	15	23	30	35	39	41	51	83	122	151	158	106	39	19	9	5	2	1
hor	0	0	0	0	0	10	55	113	170	218	253	271	273	258	225	176	115	54	24	12	6	3	1	1

Glass	Zone type B	Solar Time, h																					
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	2	2	1	1	1	16	30	32	32	35	37	39	40	39	37	39	42	33	16	10	7	5	4	3
NE	2	1	1	1	1	47	105	128	126	106	78	62	55	50	44	38	31	20	12	9	6	5	3	3
E	2	2	1	1	1	49	118	151	158	141	105	74	63	55	48	41	33	22	13	10	7	5	4	3
SE	2	1	1	1	1	23	63	89	100	95	78	60	53	48	43	37	30	20	12	8	6	4	3	2
S	1	1	1	1	0	5	13	20	26	31	36	39	40	38	36	32	26	17	10	7	5	4	3	2
SW	5	3	3	2	1	5	13	20	26	31	35	38	55	79	98	106	98	63	33	22	15	11	8	6
W	7	6	4	3	2	6	14	21	27	32	35	38	61	102	141	165	167	115	56	37	26	18	13	10
NW	6	5	4	3	2	6	14	21	27	32	35	38	47	75	108	134	142	102	48	32	22	16	11	8
hor	8	6	4	3	3	11	48	97	146	190	224	244	251	243	219	181	130	78	50	35	25	19	14	10

Glass	Zone type C	Solar Time, h																					
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	5	5	4	4	4	19	31	31	30	32	35	36	36	35	34	36	39	31	14	11	9	8	7	6
NE	8	7	6	6	5	50	104	120	114	92	65	53	50	47	43	38	32	23	16	14	12	11	10	9
E	9	8	7	7	6	53	117	143	143	123	88	62	56	51	47	42	35	26	19	16	14	13	11	10
SE	7	6	6	5	4	26	64	85	92	85	68	51	47	44	40	36	30	21	15	12	11	10	9	8
S	4	4	3	3	3	7	14	20	25	29	33	36	36	34	32	29	24	15	10	8	7	6	5	5
SW	10	9	8	7	7	10	17	23	28	32	34	37	53	75	92	97	87	53	26	20	17	14	13	11
W	15	14	12	11	10	13	20	25	30	34	36	38	60	99	132	152	150	97	43	31	26	22	19	17
NW	13	12	10	9	8	12	19	24	29	33	35	37	45	72	103	125	129	87	36	27	22	19	16	14
hor	24	21	19	17	15	22	57	102	145	181	208	223	226	217	194	160	115	71	51	43	38	33	30	27

Glass	Zone type D	Solar Time, h																					
Facing	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	8	8	7	6	6	17	27	27	27	29	31	33	33	33	33	34	37	30	17	15	13	12	10	9
NE	12	11	10	9	8	43	86	100	97	82	63	54	52	49	46	42	37	29	23	21	18	16	15	13
E	14	13	11	10	9	46	97	118	121	108	83	64	59	56	52	47	41	33	27	24	21	19	17	16
SE	11	10	9	8	7	24	53	71	77	74	62	50	47	45	42	38	33	26	21	18	16	15	13	12
S	6	6	5	5	4	7	13	18	22	25	29	32	32	31	30	28	24	18	13	11	10	9	8	7
SW	15	14	12	11	10	12	18	22	26	29	31	34	47	64	79	84	78	53	32	27	24	21	19	17
W	23	21	19	17	15	17	22	26	29	32	34	36	53	84	112	130	130	91	50	42	36	32	29	26
NW	20	18	16	14	13	15	20	24	28	31	33	34	41	63	88	106	111	80	43	35	30	27	24	22
hor	36	33	30	27	24	29	55	90	124	154	178	193	199	196	181	156	122	88	71	62	56	50	45	40

Notes: 1. Direct application of data
- Standard double-strength glass with no inside shade
- Clear sky, 21st day of month

2. Adjustments to table data
- Latitudes other than 24, 36, and 48° north
  - Linear interpolation is acceptable or a table for a specific latitude may be generated. See text.
- Months other than July
  - For design purposes, the data will suffice for about 2 weeks from the 21st day of given month.
  - Tables may be generated for a specific month. See text.
- Other types of glass and internal shade
  - Use shading coefficients as multiplier. See text.
- Externally shaded glass
  - Use north orientation. See text.

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Nota: Para determinar el valor del SCL para otras latitudes de acuerdo al tipo de zona remítase al manual ASHRAE, MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed.

Tabla B15: Determinación del SC

Table 8.10 Shading Coefficients for Glass without or with Interior Shading by Venetian Blinds or Roller Shades

Type of Glass	Nominal Thickness Each Light[a]	Solar Transmittance[b]	No Interior Shading		Type of Interior Shading: Venetian Blinds		Roller Shades: Opaque		Roller Shades: Translucent
			h_o = 4.0	h_o = 3.0	Medium	Light	Dark	Light	Light
SINGLE GLASS									
Single									
Clear	3/32 to 1/4	0.87 to 0.80	1.00	1.00					
Clear	1/4 to 1/2	0.80 to 0.71	0.94	0.95					
Clear	3/8	0.72	0.90	0.92	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Clear	1/2	0.67	0.87	0.88					
Clear pattern	1/8 to 9/32	0.87 to 0.79	0.83	0.85					
Heat absorbing pattern	1/8		0.83	0.85					
Heat absorbing[c]	3/16 to 1/4	0.46	0.69	0.73					
Heat absorbing pattern	3/16 to 1/4		0.69	0.73	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
Tinted	1/8 to 7/32	0.59 to 0.45	0.69	0.73					
Heat absorbing or pattern		0.44 to 0.30	0.60	0.64	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
Heat absorbing[c]	3/8	0.34	0.60	0.64					
Heat absorbing or pattern	1/2	0.44 to 0.30 0.24	0.53	0.58	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
Reflective coated glass			0.30		0.25	0.23			
			0.40		0.33	0.29			
			0.50		0.42	0.38			
			0.60		0.50	0.44			
INSULATING GLASS									
Double[d]									
Clear out Clear in	3/22, 1/8	0.71[a]	0.88	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Clear out Clear in	1/4	0.61[a]	0.81	0.82					
Heat absorbing out Clear in	1/4	0.36[a]	0.55	0.58	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
Reflective coated glass			0.20		0.19	0.18			
			0.30		0.27	0.26			
			0.40		0.34	0.33			
Triple									
Clear	1/4		0.71						
Clear	1/8		0.80						

[a]Refer to manufacturer's literature for values.
[b]For vertical blinds with opaque white and beige louvers in the tightly closed position. SC is 0.25 and 0.29 when used with glass of 0.71 to 0.80 transmittance.
[c]Refers to gray, bronze, and green tinted heat-absorbing glass.
[d]Refers to factory-fabricated units with 3/16, 1/4, or 1/2 in. air space or to prime windows plus storm windows.

Table 8.11 Shading Coefficients for Double Glazing with Between-Glass Shading

Type of Glass	Nominal Each Pane, in.	Solar Transmittance[a]: Outer Pane	Solar Transmittance[a]: Inner Pane	Description of Air Space	Type of Shading: Venetian Blinds: Light	Type of Shading: Venetian Blinds: Medium	Type of Shading: Louvered Sunscreen
Clear out Clear in	3/32, 1/8	0.87	0.87	Shade in contact with glass or shade separated from glass by air space.	0.33	0.36	0.43
Clear out Clear in	1/4	0.80	0.80	Shade in contact with glass-voids filled with plastic.	—	—	0.49
Heat-absorbing[b] out				Shade in contact with glass or shade separated from glass by air space.	0.28	0.30	0.37
Clear in	1/4	0.46	0.80	Shade in contact with glass-voids filled with plastic.	—	—	0.41

[a]Refer to manufacturer's literature for values.
[b]Refers to grey, bronze, and green tinted heat-absorbing glass.

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Tabla B16: Determinación del ancho y longitud de la sombra

Table 8.16A Shadow Lengths and Widths for Building Exterior Projections, July 21st

Horizontal Projection—24° North Latitude Shadow Length, Foot per Foot Projection, S_h/P									Vertical Projection—24° North Latitude Shadow Width, Foot per Foot Projection, S_w/P_v								
Solar Time	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Solar Time	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
5:	*	*	*	*	*	*	*	*	5:	2.2	0.4	0.5	2.7	*	*	*	*
6:	0.4	0.2	0.2	0.3	*	*	*	*	6:	2.9	0.5	0.3	2.0	*	*	*	*
7:	1.6	0.5	0.4	0.8	*	*	*	*	7:	4.1	0.6	0.2	1.7	*	*	*	*
8:	4.4	0.9	0.7	1.2	*	*	*	*	8:	6.2	0.7	0.2	1.4	*	*	*	*
9:	14.3	1.5	1.1	1.7	*	*	*	*	9:	12.7	0.9	0.1	1.2	*	*	*	*
10:	*	2.7	1.9	2.6	*	*	*	*	10:	*	1.0	0.0	1.0	56.4	*	*	*
11:	*	7.0	4.0	4.7	20.9	*	*	*	11:	*	1.5	0.2	0.7	5.2	*	*	*
12:	*	*	*	23.9	16.8	23.7	*	*	12:	*	*	*	1.0	0.0	1.0	*	*
13:	*	*	*	*	20.9	4.7	4.0	7.0	13:	*	*	*	*	5.2	0.7	0.2	1.5
14:	*	*	*	*	*	2.6	1.9	2.7	14:	*	*	*	*	56.4	1.0	0.0	1.0
15:	14.3	*	*	*	*	1.7	1.1	1.5	15:	12.7	*	*	*	*	1.2	0.1	0.9
16:	4.4	*	*	*	*	1.2	0.7	0.9	16:	6.2	*	*	*	*	1.4	0.2	0.7
17:	1.6	*	*	*	*	0.8	0.4	0.5	17:	4.1	*	*	*	*	1.7	0.2	0.6
18:	0.4	*	*	*	*	0.3	0.2	0.2	18:	2.9	*	*	*	*	2.0	0.3	0.5
19:	*	*	*	*	*	*	*	*	19:	2.2	*	*	*	*	2.7	0.5	0.4

* Denotes full shade

Table 8.16B Shadow Lengths and Widths for Building Exterior Projections, July 21st

Horizontal Projection—36° North Latitude Shadow Length, Foot per Foot Projection, S_h/P									Vertical Projection—36° North Latitude Shadow Width, Foot per Foot Projection, S_w/P_v								
Solar Time	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Solar Time	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
5:	0.0	0.0	0.0	0.0	*	*	*	*	5:	2.1	0.4	0.5	2.8	*	*	*	*
6:	0.7	0.2	0.2	0.4	*	*	*	*	6:	3.3	0.5	0.3	1.9	*	*	*	*
7:	2.8	0.5	0.4	0.7	*	*	*	*	7:	6.4	0.7	0.2	1.4	*	*	*	*
8:	61.3	1.0	0.7	1.0	*	*	*	*	8:	84.9	1.0	0.0	1.0	*	*	*	*
9:	*	1.9	1.1	1.4	7.1	*	*	*	9:	*	1.4	0.2	0.7	6.3	*	*	*
10:	*	4.4	1.8	1.8	4.5	*	*	*	10:	*	2.4	0.4	0.4	2.4	*	*	*
11:	*	*	3.9	2.7	3.8	*	*	*	11:	*	*	1.0	0.0	1.0	*	*	*
12:	*	*	*	5.1	3.6	5.1	*	*	12:	*	*	*	1.0	0.0	1.0	*	*
13:	*	*	*	*	3.8	2.7	3.9	*	13:	*	*	*	*	1.0	0.0	1.0	*
14:	*	*	*	*	4.5	1.8	1.8	4.4	14:	*	*	*	*	2.4	0.4	0.4	2.4
15:	*	*	*	*	7.1	1.4	1.1	1.9	15:	*	*	*	*	6.3	0.7	0.2	1.4
16:	61.3	*	*	*	*	1.0	0.7	1.0	16:	84.9	*	*	*	*	1.0	0.0	1.0
17:	2.8	*	*	*	*	0.7	0.4	0.5	17:	6.4	*	*	*	*	1.4	0.2	0.7
18:	0.7	*	*	*	*	0.4	0.2	0.2	18:	3.3	*	*	*	*	1.9	0.3	0.5
19:	0.0	*	*	*	*	0.0	0.0	0.0	19:	2.1	*	*	*	*	2.8	0.5	0.4

*Denotes full shade

Table 8.16C Shadow Lengths and Widths for Building Exterior Projections, July 21st

Horizontal Projection—48° North Latitude Shadow Length, Foot per Foot Projection, S_h/P									Vertical Projection—48° North Latitude Shadow Width, Foot per Foot Projection, S_w/P_v								
Solar Time	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Solar Time	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
5:	0.2	0.1	0.1	0.3	*	*	*	*	5:	2.2	0.4	0.5	2.7	*	*	*	*
6:	1.1	0.3	0.3	0.5	*	*	*	*	6:	4.0	0.6	0.3	1.7	*	*	*	*
7:	7.6	0.6	0.5	0.7	*	*	*	*	7:	16.3	0.9	0.1	1.1	*	*	*	*
8:	*	1.2	0.7	0.9	5.1	*	*	*	8:	*	1.3	0.1	0.8	7.2	*	*	*
9:	*	2.5	1.1	1.1	2.7	*	*	*	9:	*	2.3	0.4	0.4	2.6	*	*	*
10:	*	11.3	1.7	1.4	2.2	*	*	*	10:	*	8.3	0.8	0.1	1.3	*	*	*
11:	*	*	3.6	1.8	2.0	6.3	*	*	11:	*	*	1.8	0.3	0.6	3.5	*	*
12:	*	*	*	2.7	1.9	2.7	*	*	12:	*	*	*	1.0	0.0	1.0	*	*
13:	*	*	*	6.3	2.0	1.8	3.6	*	13:	*	*	*	3.5	0.6	0.3	1.8	*
14:	*	*	*	*	2.2	1.4	1.7	11.3	14:	*	*	*	*	1.3	0.1	0.8	8.3
15:	*	*	*	*	2.7	1.1	1.1	2.5	15:	*	*	*	*	2.6	0.4	0.4	2.3
16:	*	*	*	*	5.1	0.9	0.7	1.2	16:	*	*	*	*	7.2	0.8	0.1	1.3
17:	7.6	*	*	*	*	0.7	0.5	0.6	17:	16.3	*	*	*	*	1.1	0.1	0.9
18:	1.1	*	*	*	*	0.5	0.3	0.3	18:	4.0	*	*	*	*	1.7	0.3	0.6
19:	0.2	*	*	*	*	0.3	0.1	0.1	19:	2.2	*	*	*	*	2.7	0.5	0.4

*Denotes full shade

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Tabla B17: Valores de Factor de Balastra para luces fluorescentes

Watts de la lámpara	Número de lámparas o portalámparas	Fu
35	1	1.30
40	1	1.30
35	2	1.20
40	2	1.20
60	1	1.30
75	1	1.30
60	2	1.20
75	2	1.20
110	1	1.25
110	2	1.07
160	1	1.15
160	2	1.08
185	1	1.08
215	1	1.08
185	2	1.06
215	2	1.06

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4.

Tabla B18: clasificación para la luces tipo "a" según su disposición con respecto a la ventilación.

Clasificación ''a''	Luces del cuarto y disposición de la ventilación
0.45	Luces empotradas no venteadas. Para bajo flujo aire, menos de 0.5 cfm/ft2 piso rejillas de suministro y retorno bajo el cielo raso.
0.55	Luces empotradas no venteadas. Para flujo medio a alto de aire, mas de 0.5 cfm/ft2. Rejillas de suministro y retorno bajo el cielo raso.
0.65	Portalámparas con luces venteadas Para flujo medio a alto de aire, mas de 0.5 cfm/ft2. Retorno del aire a través de los portalámparas.
0.75	Luces venteadas y colgantes.

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4.

Tabla B19: Clasificación de las luces según el flujo de aire y material del piso.

	CONSTRUCCION DEL PISO,PESO EN LIBRAS POR PIE CUADRADO DE AREA DEL PISO				
CIRCULACION DEL AIRE EN LA SALA Y TIPO DE	2 in de piso de madera	3 in piso de concreto 40	6 in. Piso de	8 in de piso en	12 in de piso en
Flujo medio o bajo requerido para manejar la carga de enfriamiento. Suministro a traves de	B	B	C	D	D
flujo medio de ventilacion suministrado a traves de pisos, ventanas o difusores de cielorasos.	A	B	C	D	D
Alto flujo de aire inducido por aire primario por unidad de inducion o por	A	B	C	C	D
Gran circulacion de aire usado para minimizar los gradientes de temperatura de la sala.	A	A	B	C	D

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4.

Tabla B20: Factor de carga de enfriamiento para luces encendidas por 8 horas

"a" Clasificació	"b" Clasificación	Número de horas despues de encendidas las luces																					
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0,45	A	0.02	0.46	0.57	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0,04	0.03	0.03	0.02
	B	0.07	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	C	0.11	0.55	0.58	0.60	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.28	0.26	0.15	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12
	D	0.14	0.58	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15
0,55	A	0.01	0.56	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	C	0.09	0.63	0.66	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10
	D	0.11	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12
0,65	A	0.01	0.66	0.73	0,78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.29	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01
	B	0.04	0.69	0.72	0,75	'0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.22	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.72	0.73	0.75	0.76	0,78	0.79	0.80	0.82	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.09	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09
0,75	A	0.01	0.76	0.80	0,84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.21	0.17	0,13	0,11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0,03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
	B	0.03	0,78	0.80	0.82	0,84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.15	0.14	0.13	0,11	0,1	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0,04	0.04
	C	0.05	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05
	D	0.06	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4.

Nota: Para encontrar otros factores de carga de enfriamiento para luces encendida por 10, 12, 14,16 remítase al manual de la ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4.

Tabla B21: Tasas de ganancias de calor debido a las personas del local.

Actividad	Aplicaciones Típicas	Calor Total por Adulto Masculino		Calor Total Ajustado		Calor Sensible Ajustado		Calor Latente Ajustado	
		Watts	Btuh	Watts	Btuh	Watts	Btuh	Watts	Btuh
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurantes	150	520	130	580	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo libro trabajo con maquinas pesadas	Fábricas	305	1040	260	1040	260	100	345	90	205	695	170
Boliche		350	1200	300	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	1800	450	185	635	160	340	1165	290

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4.

Tabla B22: Determinación del valor de CLF

Table 8.19 Cooling Load Factors for People and Unhooded Equipment

Hours in Space	Number of Hours after Entry into Space or Equipment Turned On																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Zone Type A																								
2	0.75	0.88	0.18	0.08	0.04	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.75	0.88	0.93	0.95	0.22	0.10	0.05	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.75	0.88	0.93	0.95	0.97	0.97	0.33	0.11	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
8	0.75	0.88	0.93	0.95	0.97	0.97	0.98	0.98	0.24	0.11	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00
10	0.75	0.88	0.93	0.95	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.24	0.12	0.07	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00
12	0.75	0.88	0.93	0.96	0.97	0.98	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.25	0.12	0.07	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
14	0.76	0.88	0.93	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	0.25	0.12	0.07	0.05	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01
16	0.76	0.89	0.94	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	0.25	0.12	0.07	0.05	0.03	0.03	0.02	0.02
18	0.77	0.89	0.94	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.25	0.12	0.07	0.05	0.03	0.03
Zone Type B																								
2	0.65	0.74	0.16	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.65	0.75	0.81	0.85	0.24	0.17	0.13	0.10	0.07	0.06	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.29	0.20	0.15	0.12	0.09	0.07	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00
8	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.93	0.95	0.31	0.22	0.17	0.13	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
10	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.93	0.95	0.96	0.97	0.33	0.24	0.18	0.14	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01
12	0.66	0.76	0.81	0.86	0.89	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.34	0.24	0.19	0.14	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
14	0.67	0.76	0.82	0.86	0.89	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.35	0.25	0.19	0.15	0.11	0.09	0.07	0.05	0.04	0.03
16	0.69	0.78	0.83	0.87	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.35	0.25	0.19	0.15	0.11	0.09	0.07	0.05
18	0.71	0.80	0.85	0.88	0.91	0.93	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	0.35	0.25	0.19	0.15	0.11	0.09
Zone Type C																								
2	0.60	0.68	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.60	0.68	0.74	0.79	0.23	0.18	0.14	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
6	0.61	0.69	0.74	0.79	0.83	0.86	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01
8	0.61	0.69	0.75	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.32	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02
10	0.62	0.70	0.75	0.80	0.83	0.86	0.89	0.91	0.92	0.94	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
12	0.63	0.71	0.76	0.81	0.84	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
14	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.38	0.30	0.25	0.20	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.06
16	0.68	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.98	0.98	0.98	0.39	0.31	0.25	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09
18	0.72	0.78	0.82	0.85	0.88	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.39	0.31	0.26	0.21	0.17	0.14
Zone Type D																								
2	0.59	0.67	0.13	0.09	0.08	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00
4	0.60	0.67	0.72	0.76	0.20	0.16	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01
6	0.61	0.68	0.73	0.77	0.80	0.83	0.26	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02
8	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.30	0.24	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03
10	0.63	0.70	0.75	0.78	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.33	0.27	0.22	0.19	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05
12	0.65	0.71	0.76	0.79	0.82	0.84	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.35	0.29	0.24	0.21	0.18	0.16	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07
14	0.67	0.73	0.78	0.81	0.83	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.37	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09
16	0.70	0.76	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.97	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13
18	0.74	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.97	0.97	0.97	0.98	0.98	0.39	0.32	0.27	0.23	0.20	0.17

*See Table 8.8 for zone type. Data based on a radiative/convective fraction of 0.70/0.30.
Adjustment for other radiative/convective fractions is discussed in Appendix C.

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Tabla B23: Recomendaciones para equipos de restaurante

Table 5.5 Recommended Rate of Heat Gain from Restaurant Equipment Located in Conditioned Area[a]

Appliance Type	Size	Maximum Input Rating Watts	Maximum Input Rating Btu/h	Standby Input Rating Watts	Standby Input Rating Btu/h	Recommended Rate of Heat Gain, Btu/h: Without Hood Sensible	Without Hood Latent	Without Hood Total	With Hood Sensible
Electric, no hood required									
Barbeque (pit), per 5 lbs of food capacity	80 to 300 lbs	200	680			440	240	680	210
Barbeque (pressurized), per 5 lbs of food capacity	45 lbs	470	1,600			550	270	820	260
Blender, per gallon of capacity	0.25 to 1.0 gals	1,800	6,140			4,060	2,080	6,140	1,980
Braising pan, per gallon of capacity	27 to 35 gals	400	1,360			720	380	1,090	510
Cabinet (large hot holding)	16.3 to 17.3 ft^3	2,080	7,100			610	340	960	290
Cabinet (large hot serving)	37.6 to 40.5 ft^3	2,000	6,820			610	310	920	280
Cabinet (large proofing)	16.0 to 17.0 ft^3	2,030	6,930			610	310	920	280
Cabinet (small hot holding)	3.3 to 6.5 ft^3	900	3,070			270	140	410	130
Cabinet (very hot holding)	17.3 ft^3	6,150	20,980			1,880	960	2,830	850
Can opener		170	580			580		580	0
Coffee brewer	12 cups/2 burners	1,660	5,660			3,750	1,910	5,660	1,810
Coffee heater, per boiling burner	1 to 2 burners	670	2,290			1,500	790	2,290	720
Coffee heater, per warming burner	1 to 2 burners	100	340			230	110	340	110
Coffee/hot-water holding urn, per gallon of capacity	3.0 gal	460	1,570			580	200	780	260
Coffee urn (large), per gallon of capacity	6.0 to 10.0 gal	2,500	8,530			2,830	1,430	4,270	1,360
Coffee urn (small), per gallon of capacity	3.0 gal	1,580	5,390			1,770	920	2,700	850
Cutter (large)	18 in. bowl	750	2,560			2,560		2,560	820
Cutter (small)	14 in. bowl	370	1,260			1,260		1,260	410
Cutter and mixer (large)	7.5 to 11.3 gal	3,730	12,730			12,730		2,730	4,060
Dishwasher (hood type chemical sanitizing), per 100 dishes/h	950 to 2,000 dishes/h	380	1,300			170	370	540	170
Dishwasher (hood type water sanitizing), per 100 dishes/h	950 to 2,000 dishes/h	380	1,300			190	420	610	190
Dishwasher (conveyor type chemical sanitizing) per 100 dishes/h	5,000 to 9,000 dishes/h	340	1,160			140	330	470	150
Dishwasher (conveyor type water sanitizing), per 100 dishes/h	5,000 to 9,000 dishes/h	340	1,160			150	370	520	170
Display case (refrigerated), per ft^3 of interior	6.0 to 70.1 ft^3	45	150			51	27	78	24
Dough roller (large)	2 rollers	1,610	5,490			5,490		5,490	1,770
Dough roller (small)	1 roller	460	1,570			140		140	510
Egg cooker	12 eggs	1,800	6,140			2,900	1,940	4,850	1,570
Freezer (large)	72.9 ft^3	1,340	4,570			1,840		1,840	0
Freezer (small)	17.9 ft^3	810	2,760			1,090		1,090	0
Food processor	0.6 gal	520	1,770			1,770		1770	0
Food warmer (infrared bulb), per lamp	1 to 6 bulbs	250	850			850		850	270
Food warmer (shelf type), per ft^2 of surface	3.0 to 9.0 ft^2	83	280			230	58	280	85
Food warmer (infrared tube), per ft of length	2.0 to 6.0 ft	330	1,130			1,130		1,130	380
Food warmer (well-type), per ft^3 of well	0.8 to 2.5 ft^3	1,060	3,620			1,190	610	1,810	580
Griddle/grill (large), per ft^2 of cooking surface	4.6 to 12.0 ft^2	2,690	9,180			610	340	960	340
Griddle/grill (small), per ft^2 of cooling surface	2.2 to 4.5 ft^2	2,430	8,290			550	310	850	300
Hot dog broiler	48 to 56 hot dogs	1,160	3,960			340	170	510	160
Hot plate (double burner, high speed)		4,900	16,720			7,810	5,430	13,240	6,240
Hot plate (double-burner stockpot)		4,000	13,650			6,380	4,440	10,820	5,080
Hot plate (single burner, high speed)		2,800	9,550			4,470	3,110	7,580	3,550
Hot-water urn (large), per gallon of capacity	14.0 gal	500	1,710			650	200	850	270
Hot-water urn (small), per gallon of capacity	2.0 gal	880	3,000			1,130	380	1,500	480

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 5.

Nota: Para más recomendaciones para otros equips remítase al manual de la MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 8.

Tabla B24: Recomendaciones para equipos de oficina

Table 5.7 Recommended Rate of Heat Gain from Office Equipment Located in Conditioned Area[a]

Appliance Type	Size	Maximum Input Rating Watts	Maximum Input Rating Btu/h	Standby Input Rating Watts	Standby Input Rating Btu/h	Recommended Rate of Heat Gain, Btu/h
Check processing workstation	12 pockets	4,800	16,380	2,460	8,410	8,410
Computer devices						
Card puncher		800 to 1,800	2,730 to 6,142	645 to 1,406	2,200 to 4,800	2,200 to 4,800
Card reader		2,200	7,506	1,523	5,200	5,200
Communication/Transmission		1,800 to 4,600	6,140 to 15,700	1,640 to 2,812	5,600 to 9,600	5,600 to 9,600
Disk drives/Mass storage		1,000 to 10,000	3,412 to 34,120	1,000 to 6,570	3,412 to 22,420	3,412 to 22,420
Magnetic ink reader		960 to 4,700	3,275 to 16,036	762 to 4,219	2,600 to 14,400	2,600 to 14,400
Microcomputer	16 to 256[a] bytes	100 to 600	341 to 2,047	88 to 528	300 to 1,800	300 to 1,800
Minicomputer		2,200 to 6,600	7,500 to 15,000	2,200 to 6,600	7,500 to 15,000	7,500 to 15,000
Optical reader		3,000 to 6,000	10,240 to 20,470	2,344 to 4,980	8,000 to 17,000	8,000 to 17,000
Paper tape puncher		200	680	160	550	550
Power tape reader		50 to 400	1,701 to 1,365	44 to 220	150 to 750	150 to 750
Plotters		75	256	37	128	214
Printers						
Letter quality	30 to 45 char/min	350	1,194	175	597	997
Line, high speed	5,000 or more lines/min	1,000 to 5,300	4,312 to 18,084	500 to 2,550	2,156 to 9,042	2,500 to 13,000
Line, low speed	300 to 600 ines/min	450	1,535	225	768	1,282
Tape drives		1,200 to 6,500	4,090 to 22,180	1,000 to 4,700	3,500 to 15,000	3,500 to 15,000
Terminal		90 to 200	307 to 682	79 to 176	270 to 600	270 to 600
Copiers/Duplicators						
Blueprint		1,150 to 12,500	3,925 to 42,662	500 to 5,000	1,710 to 17,100	3,925 to 42,662
Copiers (large)	30 to 67[a] copies/min	1,700 to 6,600	5,802 to 22,526	900	3,070	5,802 to 22,526
Copiers (small)	6 to 39[a] copies/min	460 to 1,700	1,570 to 5,802	300 to 900	1,020 to 3,070	1,570 to 5,802
Feeder		30	102			102
Microfilm printer		450	1,536			1,536
Sorter/Collator		60 to 600	205 to 2,048			205 to 2,048
Electronic equipment						
Cassette recorders/players		60	200			200
Receiver/Tuner		100	340			340
Signal analyzer		25 to 650	90 to 2,220			90 to 2,220
Mail processing						
Folding machine		125	430			270
Inserting machine	3,600 to 6,800 pieces/h	600 to 3,300	2,050 to 11,260			1,330 to 7,340
Labeling machine	1,500 to 30,000 pieces/h	600 to 6,600	2,050 to 22,520			1,330 to 14,670
Postage meter		230	780			510
Typewriters/Wordprocessors						
Letter-quality printer	30 to 45 char/min	350	1,194	175	597	997
Phototypesetter		1,725	5,890			5,180
Typewriter		80	270			230
Vending machines						
Cigarette		72	250	15 to 25	51 to 85	250
Cold food/beverage		1,150 to 1,920	3,924 to 6,551			1,962 to 3,276
Hot beverage		1,725	5,890			2,940
Snack		240 to 275	818 to 938			818 to 938
Miscellaneous						
Bar code printer		440	1,500			1,260

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 5.

Tabla B25: Recomendaciones para equipo hospitalario y de laboratorio

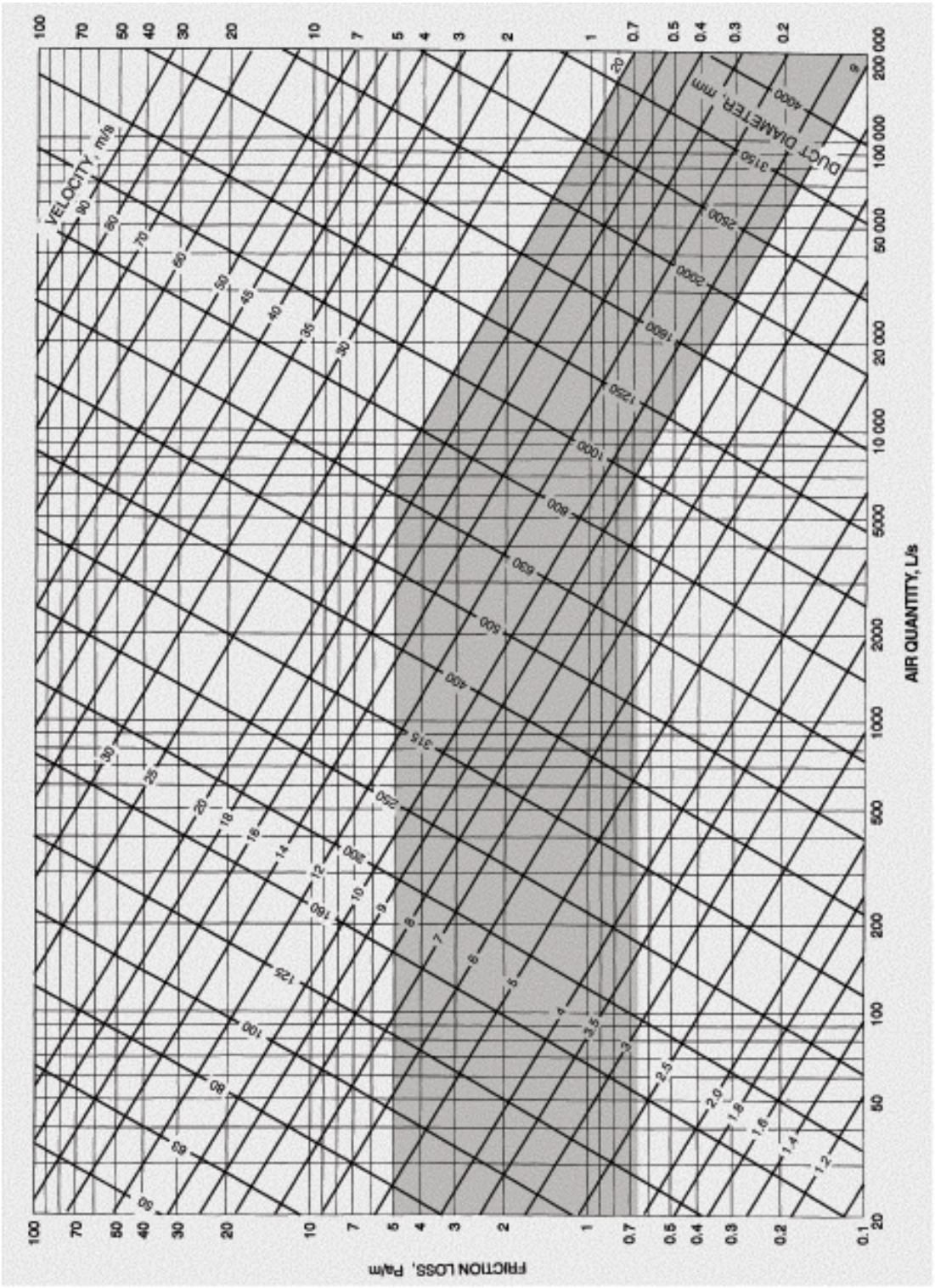
Table 5.6 Recommended Rate of Heat Gain from Hospital Equipment Located in Conditioned Area[a]

Appliance Type	Size	Maximum Input Rating Watts	Maximum Input Rating Btu/h	Recommende Rate of Heat Gain, Btu/h	
Autoclave (bench)	0.8 ft³	1,250	4,270		480
Baths					
Blood thawing	7.7 gal 52 to 140°F	1,320	4,500	sensible latent	750 1,500
Chilled	−85 to −122°F 1.1 gal	1,600	5,460		2,730
Chilled	−58 to 104°F 5.0 gal	2,800	9,550		4,780
Cyroprecipitate	39°F 16.9 gal	1,490	5,080		2,560
Ductility	8.5 ft³ 32 to −122°F	2,400	8,190	sensible latent	1,400 2,700
Ductility	5.7 ft³ 81 to 140°F	420	1,430	sensible latent	240 480
Hot	3.4 to 6.8 gal up to 302°F	1,050	3,580	sensible latent	610 1,190
Hot	1.7 to 5.5 gal up to 158°F	560	1,910	sensible latent	340 610
Hot or cold circulating—large	50 gal −20 to 158°F	4,840	16,520	sensible latent	2,800 5,460
Hot or cold circulating—small	1.0 to 9.7 gal −22 to 212°F	750 to 1,800	2,560 to 6,140	sensible latent	440 to 1,060 3,140
Hot or cold—medium temperature circulating	15 gal bath 5 to 302°F	2,790	9,520	sensible latent	1,980 3,140
Oil	5 gal up to 221°F	1,000	3,410		1,130
Paraffin	22 lbs paraffin	600	2,050		680
Paraffin	80 lbs paraffin	1,200	4,090		1,360
Blood analyzer	120 samples/h	735	2,510		2,510
Blood analyzer	60 samples/h	400	1,360		1,360
Blood analyzer with CRT screen	115 samples/h	1,500	5,120		5,120
Blood counter/sorter	50 samples/h	600	2,050		2,050
Carbon hydrogen analyzer		750	2,560		2,560
Cardio fitness testing treadmill		3,300	11,260		11,260
Centrifuge (large)	8 to 24 places	1,100	3,750		3,580
Centrifuge (small)	4 to 12 places	150	510		480
Chiller (immersion, high cooling capacity)	−58 to 104°F	430	1,470		1,430
Chiller (immersion, low cooling capacity)	−22 to 212°F	220	750		380
Chromatograph		2,000	6,820		6,820
Clinical chemical analyzer (automatic)	46 tests/h	690	2,350		2,350
Clinical chemical analyzer (automatic)	90 tests/h	1,840	6,280		6,280
Cloud and pour test console	21 samples −29 to 30°F	920	3,140		1,570
Cloud and pour test console (large)	28 to 35 samples −90 to 30°F	1,730 to 2,300	5,900 to 7,850		2,970 to 3,920
Cloud and pour test console (small)	7 samples −90 to 30°F	920	3,140		1,570
Cytometer (cell sorter/analyzer)	1,000 cells/s	21,460	73,230		73,230
Diathermy machine		360	1,230		
Digital translator		500	1,710		1,710
Diurnal growth chamber	18.8 ft³ 39 to 131°F	1,380	4,710		2,350

Fuente: MCQUISTON-SPITLER. "Cooling and Heating Load Calculation Manual". 2 ed. D.F: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Inc. Cap 5.

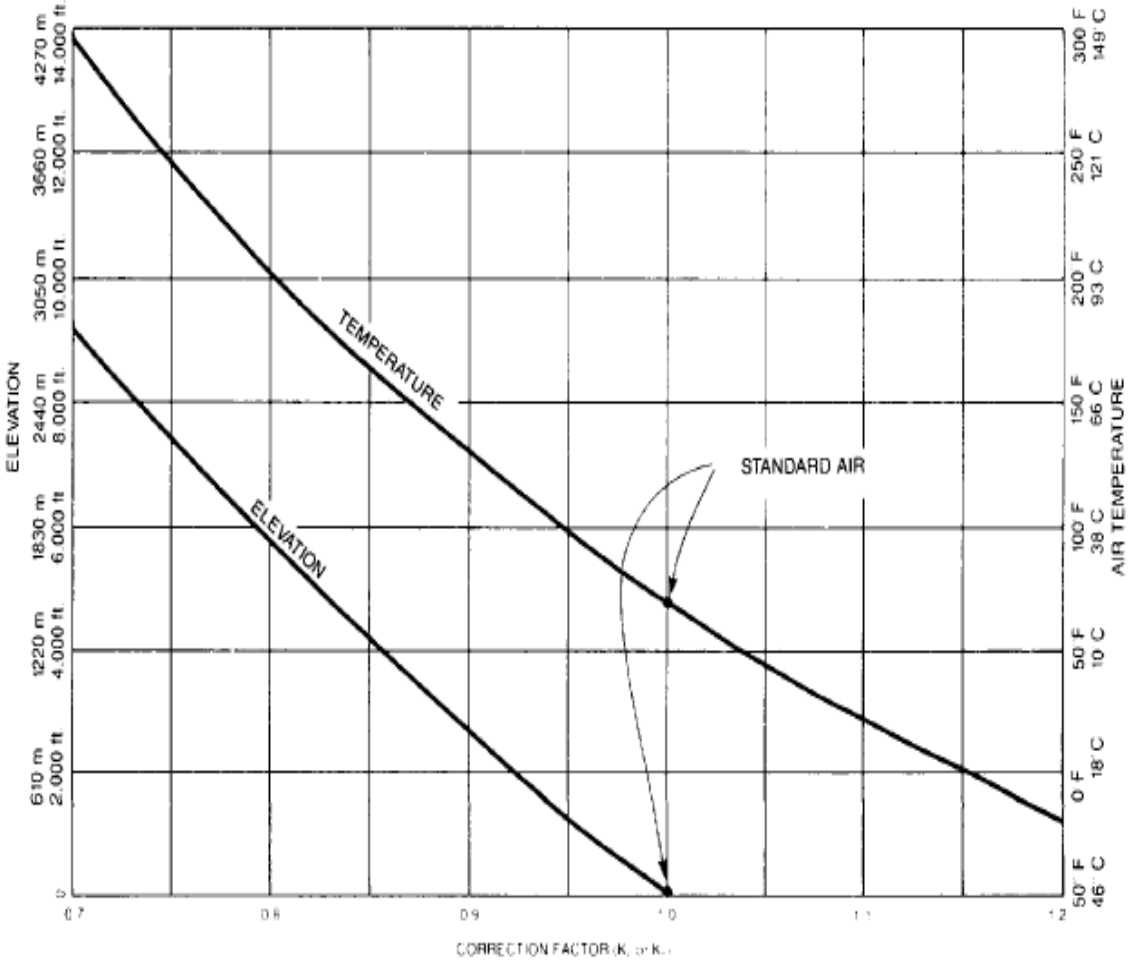
ANEXO C
SISTEMAS AUXILIARES

Figura C1: Pérdidas de fricción por unidad de longitud en ductos redondos



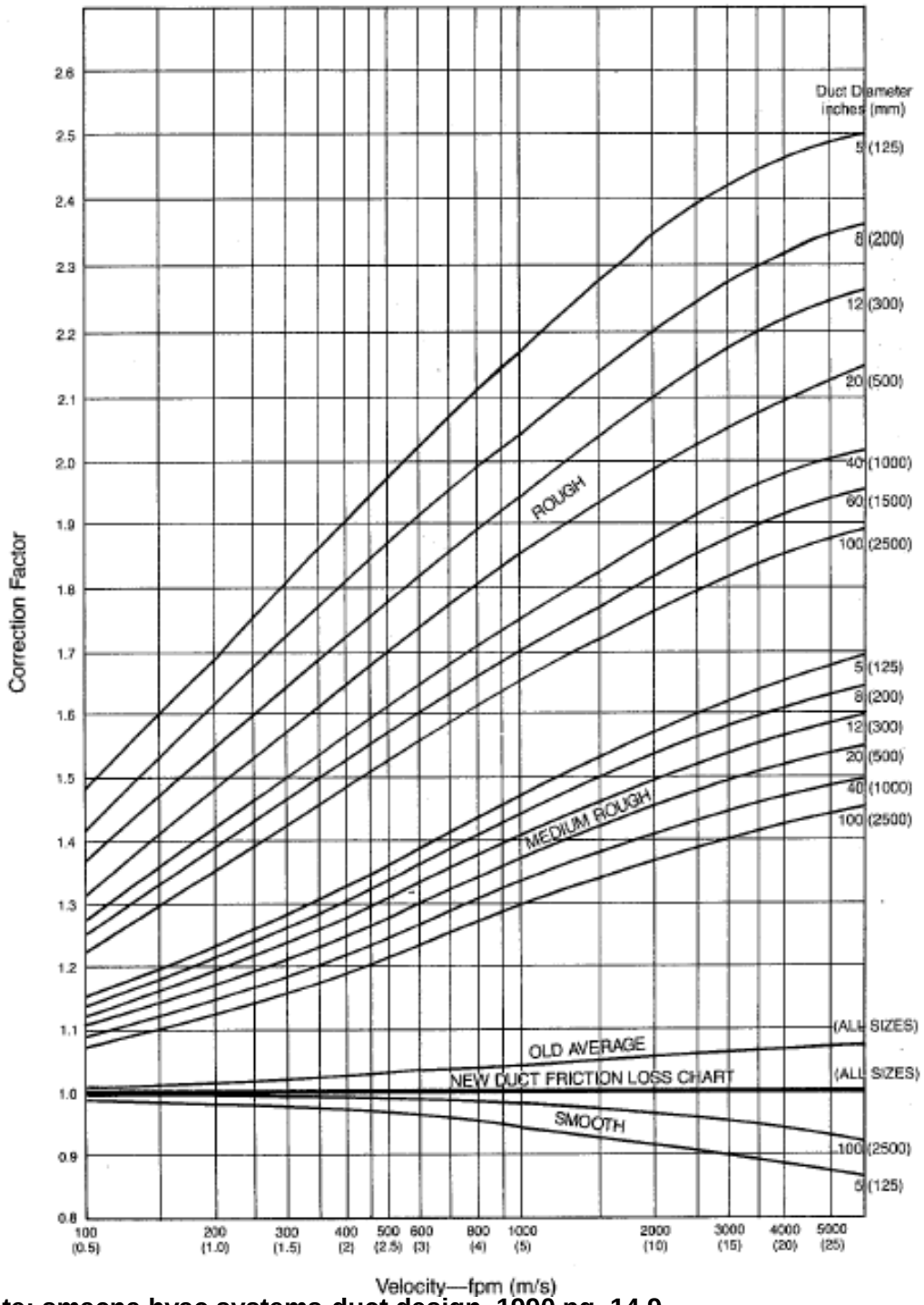
Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals (SI), 2009. Pg. 21.8

Figura C2: Factor de corrección por densidad para la caga de perdidas por fricción.



Fuente: smacna hvac systems-duct design. 1990. pg. 14.18.

Figura C2: Factor de corrección por rugosidad



Fuente: smacna hvac systems-duct design. 1990 pg. 14.9

Tabla C1: Rugosidad absoluta de los materiales empleados en la construcción de ductos

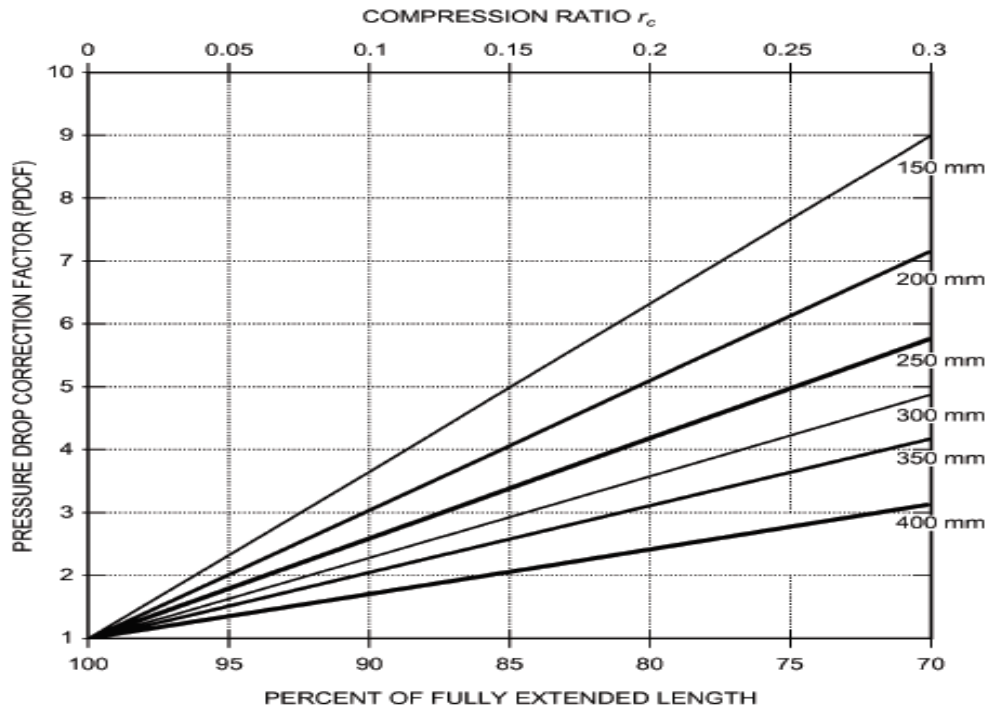
through applications. Pressure drop correction factors should be

Table 1 Duct Roughness Factors

Duct Material	Roughness Category	Absolute Roughness ε, ft
Uncoated carbon steel, clean (Moody 1944) (0.05 mm)	Smooth	0.03
PVC plastic pipe (Swim 1982) (0.01 to 0.05 mm)		
Aluminum (Hutchinson 1953) 0.04 to 0.06 mm)		
Galvanized steel, longitudinal seams, 200 mm joints (Griggs et al. 1987) (0.05 to 0.10 mm)	Medium-smooth	0.09
Galvanized steel, continuously rolled, spiral seams, 3000 mm joints (Jones 1979) (0.06 to 0.12 mm)		
Galvanized steel, spiral seam with 1, 2, and 3 ribs, 3600 mm joints (Griggs et al. 1987) (0.09 to 0.12 mm)		
Galvanized steel, longitudinal seams, 760 mm joints (Wright 1945) (0.15 mm)	Average	0.15
Galvanized steel, spiral, corrugated, 3600 mm joints (Kulkarni et al. 2009) (0.74 mm)	Medium-rough	0.9
Fibrous glass duct, rigid		
Fibrous glass duct liner, air side with facing material (Swim 1978) (1.5 mm)		
Flexible duct, fabric and wire, fully extended		
Fibrous glass duct liner, air side spray coated (Swim 1978) (4.6 mm)	Rough	3.0
Flexible duct, metallic (1.2 to 2.1 mm when fully extended)		
Concrete (Moody 1944) (1.3 to 3.0 mm)		

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. 21.6

Figura C3: Factor de corrección de forma para ductos flexibles



Fuente: ASHRAE Handbook, fundamenta. Pg. 21.7

Tabla C2: Diámetro equivalente para ductos ovalados

Table 3 Equivalent Flat Oval Duct Dimensions

Circular Duct Diameter, mm	Minor Axis a, mm																
	70	100	125	150	175	200	250	275	300	325	350	375	400	450	500	550	600
	Major Axis A, mm																
125	205																
140	265	180															
160	360	235	190														
180	475	300	235	200													
200		380	290	245	215												
224		490	375	305	—	240											
250			475	385	325	290											
280				485	410	360	—	285									
315				635	525	—	—	345	325								
355				840	—	580	460	425	395	375							
400				1115	—	760	—	530	490	460	435						
450				1490	—	995	—	675	—	570	535	505					
500						1275	—	845	—	700	655	615	580				
560						1680	—	1085	—	890	820	765	720				
630								1425	—	1150	1050	970	905	810			
710										1505	1370	1260	1165	1025			
800											1800	1645	1515	1315	1170	1065	
900												2165	1985	1705	1500	1350	
1000														2170	1895	1690	
1120															2455	2170	1950
1250																2795	2495

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009. Pg. 21.11

Tabla C3: Diámetro equivalente para ductos rectangulares

Table 2 Circular Equivalents of Rectangular Duct for Equal Friction and Capacity[a]

	Length of One Side of Rectangular Duct *a*, mm																			
Lgth Adj.[b]	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
	Circular Duct Diameter, mm																			
100	109																			
125	122	137																		
150	133	150	164																	
175	143	161	177	191																
200	152	172	189	204	219															
225	161	181	200	216	232	246														
250	169	190	210	228	244	259	273													
275	176	199	220	238	256	272	287	301												
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383										
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437									
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	492								
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	547							
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477	511	543	573	601						
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656					
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711				
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765			
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820		
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371
1900	387	444	496	544	590	663	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438
2100	402	461	516	566	614	659	702	743	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470
2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501
2300	417	478	534	587	636	683	728	771	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1589
2600	437	501	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644
2800	450	516	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670
2900	456	523	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 21.7.

Tabla C4: Códigos para accesorios en los ductos

CODIGOS PARA ACCESORIOS DE DUCTOS		
Función	geometría	Categoría
S: Suministro	D: Circular	1. Campanas de entradas
		2. Campanas de salidas
E:Extracción-retorno	R: rectangular	3. Codos
		4. Transiciones
C:común (suministro y retorno)	F: Ovalado	5. Uniones
		6. Filtros
		7. Ventiladores
		9. Dampers

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 21.11

Figura C4. Coeficientes de pérdidas en accesorios

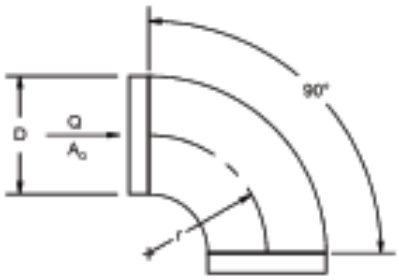
FITTING LOSS COEFFICIENTS

Fittings to support Examples 6 and 7 and some of the more common fittings are reprinted here.
For the complete fitting database see the *ASHRAE Duct Fitting Database* (ASHRAE 2009).

ROUND FITTINGS

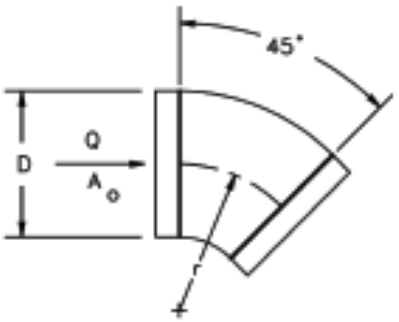
CD3-1 Elbow, Die Stamped, 90 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	100	125	150	180	200	230	250
C_o	0.30	0.21	0.16	0.14	0.12	0.11	0.11	0.11



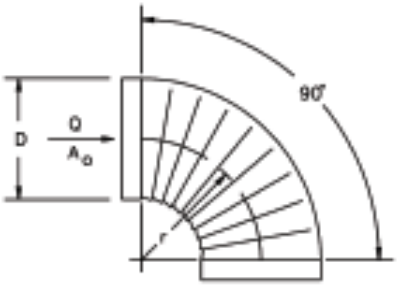
CD3-3 Elbow, Die Stamped, 45 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	100	125	150	180	200	230	250
C_o	0.11	0.13	0.10	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07



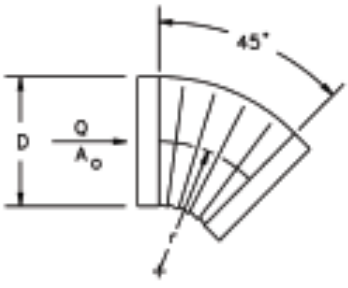
CD3-5 Elbow, Pleated, 90 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	100	150	200	250	300	350	400
C_o	0.57	0.43	0.34	0.28	0.26	0.25	0.25



CD3-7 Elbow, Pleated, 45 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	100	150	200	250	300	350	400
C_o	0.34	0.26	0.21	0.17	0.16	0.15	0.15

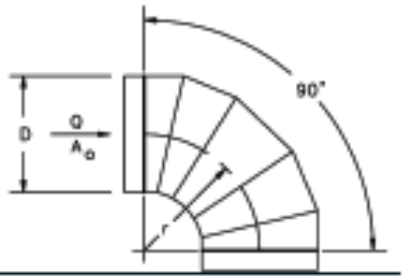


Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 21.26.

Figura C5: Coeficientes de pérdidas en accesorios

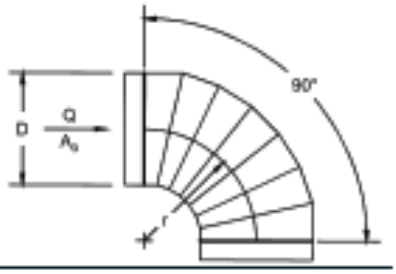
CD3-9 Elbow, 5 Gore, 90 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	150	230	300	380	450	530	600	690	750	1500
C_o	0.51	0.28	0.21	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.12



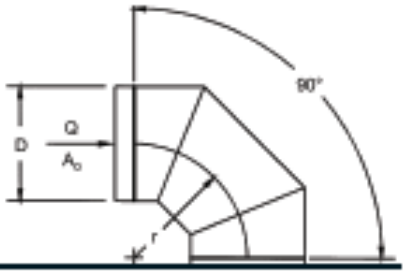
CD3-10 Elbow, 7 Gore, 90 Degree, $r/D = 2.5$

D, mm	75	150	230	300	380	450	690	1500
C_o	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.03



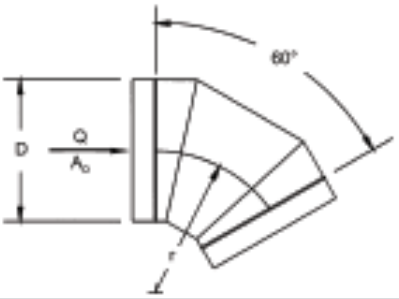
CD3-12 Elbow, 3 Gore, 90 Degree, $r/D = 0.75$ to 2.0

r/D	0.75	1.00	1.50	2.00
C_o	0.54	0.42	0.34	0.33



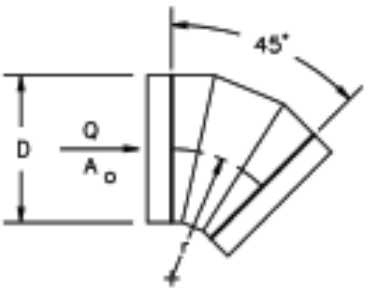
CD3-13 Elbow, 3 Gore, 60 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	150	230	300	380	450	530	600	690	750	1500
C_o	0.40	0.21	0.16	0.14	0.12	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09



CD3-14 Elbow, 3 Gore, 45 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	150	230	300	380	450	530	600	690	750	1500
C_o	0.31	0.17	0.13	0.11	0.11	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07

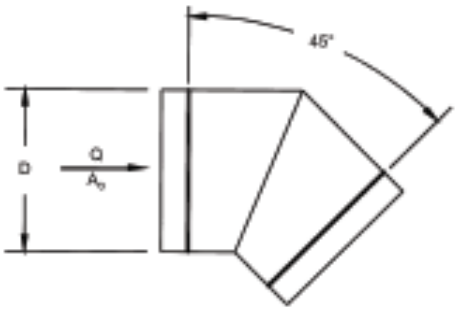


Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 21.27

Figura C 6: Coeficientes de pérdidas en accesorios

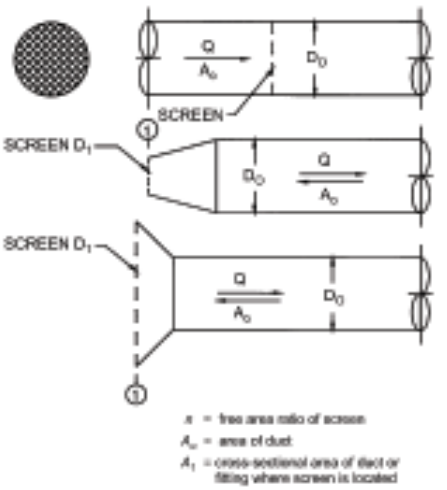
CD3-17 Elbow, Mitered, 45 Degree

D, mm	75	150	230	300	380	450	530	600	690	1500
C_o	0.87	0.79	0.74	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68	0.68	0.67



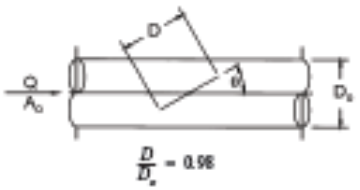
CD6-1 Screen (Only)

	C_o Values												
	n												
A_1/A_o	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.90	1.00
0.2	155.00	102.50	75.00	55.00	41.25	31.50	24.25	18.75	14.50	11.00	8.00	3.50	0.0
0.3	68.89	45.56	33.33	24.44	18.33	14.00	10.78	8.33	6.44	4.89	3.56	1.56	0.0
0.4	38.75	25.63	18.75	13.75	10.31	7.88	6.06	4.69	3.63	2.75	2.00	0.88	0.0
0.5	24.80	16.40	12.00	8.80	6.60	5.04	3.88	3.00	2.32	1.76	1.28	0.56	0.0
0.6	17.22	11.39	8.33	6.11	4.58	3.50	2.69	2.08	1.61	1.22	0.89	0.39	0.0
0.7	12.65	8.37	6.12	4.49	3.37	2.57	1.98	1.53	1.18	0.90	0.65	0.29	0.0
0.8	9.69	6.40	4.69	3.44	2.58	1.97	1.52	1.17	0.91	0.69	0.50	0.22	0.0
0.9	7.65	5.06	3.70	2.72	2.04	1.56	1.20	0.93	0.72	0.54	0.40	0.17	0.0
1.0	6.20	4.10	3.00	2.20	1.65	1.26	0.97	0.75	0.58	0.44	0.32	0.14	0.0
1.2	4.31	2.85	2.08	1.53	1.15	0.88	0.67	0.52	0.40	0.31	0.22	0.10	0.0
1.4	3.16	2.09	1.53	1.12	0.84	0.64	0.49	0.38	0.30	0.22	0.16	0.07	0.0
1.6	2.42	1.60	1.17	0.86	0.64	0.49	0.38	0.29	0.23	0.17	0.13	0.05	0.0
1.8	1.91	1.27	0.93	0.68	0.51	0.39	0.30	0.23	0.18	0.14	0.10	0.04	0.0
2.0	1.55	1.03	0.75	0.55	0.41	0.32	0.24	0.19	0.15	0.11	0.08	0.04	0.0
2.5	0.99	0.66	0.48	0.35	0.26	0.20	0.16	0.12	0.09	0.07	0.05	0.02	0.0
3.0	0.69	0.46	0.33	0.24	0.18	0.14	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.02	0.0
4.0	0.39	0.26	0.19	0.14	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01	0.0
6.0	0.17	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.00	0.0



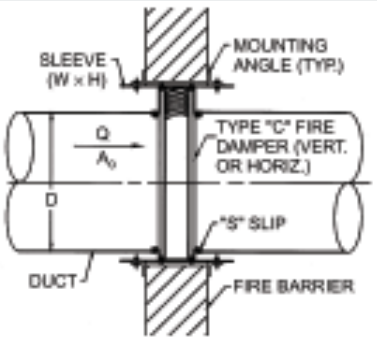
CD9-1 Damper, Butterfly

θ	0	10	20	30	40	50	60	70	75	90
C_o	0.60	0.85	1.70	4.0	9.4	24	67	215	400	9999



CD9-3 Fire Damper, Curtain Type, Type C, Horizontal Duct

$C_o = 0.12$

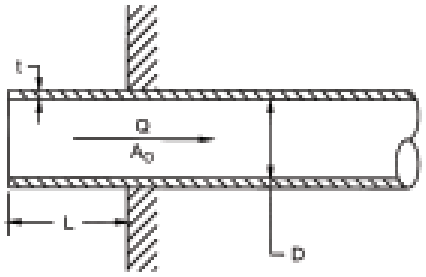


Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 27.28

Figura C 7: Coeficientes de pérdidas en accesorios

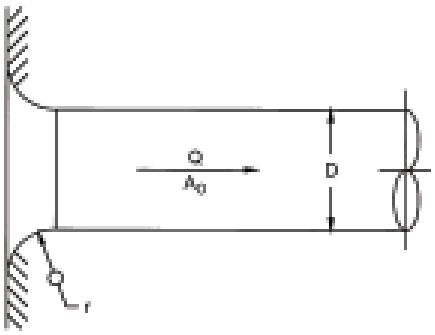
ED1-1 Duct Mounted in Wall

	C_o Values								
	L/D								
r/D	0.0	0.002	0.01	0.05	0.10	0.20	0.30	0.50	1.00
0.00	0.50	0.57	0.68	0.80	0.86	0.92	0.97	1.00	1.00
0.02	0.50	0.51	0.52	0.55	0.60	0.66	0.69	0.72	0.72
0.05	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
10.00	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50



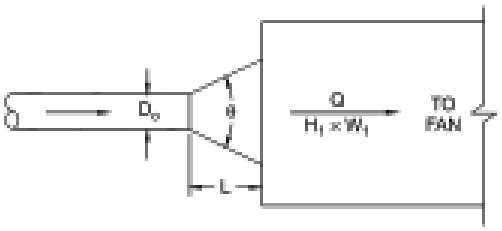
ED1-3 Bellmouth, with Wall

r/D	0.0	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.20	10.0
C_o	0.50	0.44	0.37	0.31	0.26	0.22	0.20	0.15	0.12	0.09	0.06	0.03	0.00



ED2-1 Conical Diffuser, Round to Plenum, Exhaust/Return Systems

	C_o Values										
	L/D_o										
A_1/A_o	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0
1.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1.5	0.03	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13
2.0	0.08	0.06	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
2.5	0.13	0.09	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.07	0.08	0.09
3.0	0.17	0.12	0.09	0.07	0.07	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08
4.0	0.23	0.17	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
6.0	0.30	0.22	0.16	0.13	0.12	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08
8.0	0.34	0.26	0.18	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09
10.0	0.36	0.28	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09
14.0	0.39	0.30	0.22	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.10	0.10
20.0	0.41	0.32	0.24	0.20	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10
1000.0	0.41	0.32	0.24	0.20	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10
	Optimum Angle θ, degrees										
A_1/A_o	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0
1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	17	10	6.5	4.5	3.5	2.8	2.2	1.7	1.2	1.0	0.8
2.0	21	14	8.5	6.2	5.0	4.3	3.8	3.0	2.3	2.0	1.6
2.5	25	16	10	7.4	6.0	5.4	4.8	4.0	3.5	3.0	2.5
3.0	27	17	11	8.5	7.0	6.1	5.6	4.8	4.2	3.8	3.2
4.0	29	20	13	9.8	8.0	7.2	6.6	5.8	5.2	4.8	4.4
6.0	31	21	14	11	9.4	8.2	7.4	6.2	5.6	5.2	4.7
8.0	32	22	15	12	10	8.8	8.0	6.6	5.8	5.4	5.0
33	33	23	15	12	11	9.4	8.4	7.0	6.2	5.5	5.2
14.0	33	24	16	13	11	9.6	8.7	7.3	6.3	5.6	5.4
20.0	34	24	16	13	11	9.8	9.0	7.5	6.5	6.0	5.6
1000.0	34	24	16	13	11	9.8	9.0	7.5	6.5	6.0	5.6

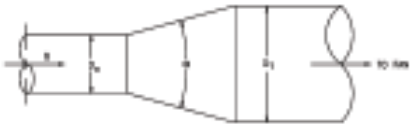


Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 27.29

Figura C 8: Coeficientes de pérdidas en accesorios

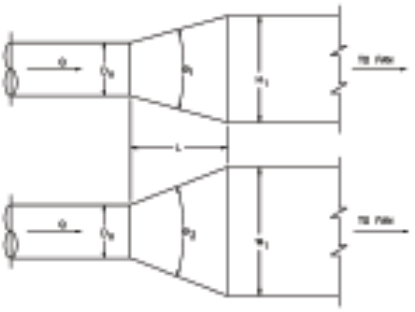
ED4-1 Transition, Round to Round, Exhaust/Return Systems

	C_s Values												
	θ												
A_s/A_1	0	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0.063	0.0	0.18	0.18	0.20	0.29	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
0.10	0.0	0.20	0.18	0.20	0.27	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83	0.83
0.167	0.0	0.18	0.17	0.18	0.25	0.33	0.48	0.66	0.77	0.74	0.73	0.73	0.72
0.25	0.0	0.20	0.17	0.16	0.21	0.30	0.46	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62	0.62
0.50	0.0	0.15	0.13	0.11	0.13	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30	0.30
1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.0	0.30	0.26	0.21	0.19	0.19	0.19	0.23	0.27	0.51	0.73	0.90	0.95
4.00	0.0	1.60	1.14	0.75	0.70	0.70	0.70	0.90	1.09	2.78	4.29	5.63	6.53
6.00	0.0	3.89	3.02	1.73	1.58	1.58	1.58	2.12	2.66	6.62	10.01	13.03	15.12
10.00	0.0	11.80	9.30	5.30	5.00	5.00	5.00	6.45	7.90	19.00	28.50	36.70	42.70

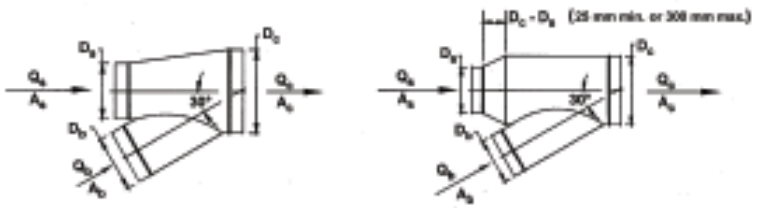


ED4-2 Transition, Round to Rectangular, Exhaust/Return Systems

	C_s Values												
	θ												
A_s/A_1	0	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0.063	0.0	0.17	0.19	0.30	0.46	0.53	0.64	0.77	0.88	0.95	0.95	0.94	0.93
0.10	0.0	0.17	0.19	0.30	0.45	0.53	0.64	0.75	0.84	0.89	0.89	0.89	0.88
0.167	0.0	0.18	0.19	0.30	0.44	0.53	0.63	0.72	0.78	0.79	0.79	0.79	0.79
0.25	0.0	0.16	0.18	0.25	0.36	0.45	0.52	0.58	0.62	0.64	0.64	0.64	0.64
0.50	0.0	0.14	0.14	0.15	0.22	0.25	0.30	0.33	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.0	0.30	0.27	0.26	0.28	0.25	0.19	0.23	0.27	0.52	0.75	0.91	0.95
4.00	0.0	1.60	1.14	0.84	0.85	0.86	0.76	0.90	1.09	2.78	4.30	5.65	6.55
6.00	0.0	3.89	3.04	1.84	1.77	1.78	1.73	2.18	2.67	6.67	10.07	13.09	15.18
10.00	0.0	11.80	9.31	5.40	5.18	5.15	5.05	6.44	7.94	19.06	28.55	36.75	42.75



ED5-1 Wye, 30 Degree, Converging



		C_s Values								
		Q_b/Q_c								
A_c/A_c	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.1	−13.25	−1.80	0.01	0.55	0.75	0.84	0.88	0.91	0.93
	0.2	−56.10	−10.12	−2.80	−0.63	0.19	0.53	0.69	0.75	0.78
	0.3	−127.28	−23.81	−7.31	−2.44	−0.59	0.19	0.52	0.66	0.70
	0.4	−226.84	−42.88	−13.55	−4.89	−1.61	−0.22	0.38	0.62	0.68
	0.5	−354.79	−67.34	−21.52	−7.98	−2.86	−0.69	0.24	0.61	0.70
	0.6	−511.13	−97.21	−31.22	−11.73	−4.35	−1.23	0.11	0.64	0.77
	0.7	−695.87	−132.47	−42.66	−16.13	−6.08	−1.84	0.00	0.71	0.89
	0.8	−909.01	−173.14	−55.83	−21.17	−8.05	−2.51	−0.12	0.82	1.05
	0.9	−1151.	−219.20	−70.73	−26.87	−10.27	−3.25	−0.22	0.97	1.26
	1.0	−1420.	−270.66	−87.36	−33.21	−12.72	−4.05	−0.31	1.15	1.51

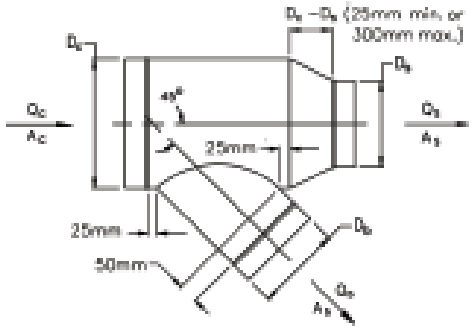
Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009. Pg. 21.30.

Figura C 9: Coeficientes de pérdidas en accesorios

SD5-1 Wye, 45 Degree, Diverging

	C_s Value								
	Q_s/Q_c								
A_s/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.38	0.38	0.48	0.45	0.40	0.36	0.32	0.29	0.26
0.2	2.25	0.38	0.31	0.38	0.47	0.48	0.47	0.45	0.42
0.3	6.29	1.02	0.38	0.30	0.33	0.38	0.45	0.48	0.48
0.4	12.41	2.25	0.74	0.38	0.30	0.31	0.35	0.38	0.44
0.5	20.58	4.01	1.37	0.62	0.38	0.30	0.30	0.32	0.36
0.6	30.78	6.29	2.25	1.02	0.56	0.38	0.31	0.30	0.31
0.7	43.02	9.10	3.36	1.57	0.85	0.52	0.38	0.31	0.30
0.8	57.29	12.41	4.71	2.25	1.22	0.74	0.50	0.38	0.32
0.9	73.59	16.24	6.29	3.06	1.69	1.02	0.67	0.48	0.38
1.0	91.92	20.58	8.11	4.01	2.25	1.37	0.90	0.62	0.47

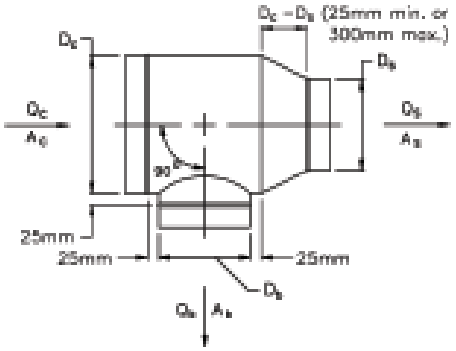
	C_c Value								
	Q_s/Q_c								
A_s/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.13	0.24	0.57	0.74	0.74	0.70	0.65	0.60	0.56
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28	0.57	0.69	0.74	0.75
0.3	0.90	0.14	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20	0.42	0.57
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.34
0.5	6.25	0.38	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.14	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.7	18.62	1.72	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15	0.14
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13
1.0	45.00	6.25	1.44	0.38	0.20	0.17	0.12	0.13	0.14



SD5-9 Tee, Diverging

	C_s Value								
	Q_s/Q_c								
A_s/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	1.20	0.62	0.80	1.28	1.99	2.92	4.07	5.44	7.02
0.2	4.10	1.20	0.72	0.62	0.66	0.80	1.01	1.28	1.60
0.3	8.99	2.40	1.20	0.81	0.66	0.62	0.64	0.70	0.80
0.4	15.89	4.10	1.94	1.20	0.88	0.72	0.64	0.62	0.63
0.5	24.80	6.29	2.91	1.74	1.20	0.92	0.77	0.68	0.63
0.6	35.73	8.99	4.10	2.40	1.62	1.20	0.96	0.81	0.72
0.7	48.67	12.19	5.51	3.19	2.12	1.55	1.20	0.99	0.85
0.8	63.63	15.89	7.14	4.10	2.70	1.94	1.49	1.20	1.01
0.9	80.60	20.10	8.99	5.13	3.36	2.40	1.83	1.46	1.20
1.0	99.60	24.80	11.07	6.29	4.10	2.91	2.20	1.74	1.43

	C_c Value								
	Q_s/Q_c								
A_s/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.13	0.24	0.57	0.74	0.74	0.70	0.65	0.60	0.56
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28	0.57	0.69	0.74	0.75
0.3	0.90	0.14	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20	0.42	0.57
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.34
0.5	6.25	0.38	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.14	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.7	18.62	1.72	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15	0.14
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13
1.0	45.00	6.25	1.44	0.38	0.20	0.17	0.12	0.13	0.14



Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009. Pg. 21.49.

Tabla C 5 Velocidades recomendadas paras sistemas de baja velocidad

	Velocidades recomendadas (ft/min)			Velocidades máximas (ft/min)		
Ubicación	Residencial	Comercial	Industrial	Residencial	Comercial	Industrial
Entrada de aire exterior	300	300	300	300	300	300
Serpentines	450	500	600	450	500	600
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Salida del ventilador	1000-1600	1300-2000	1600-2400	1700	1500-2200	1700-2800
Ducto principal	700-900	1000-1300	1200-1800	800-1200	1100-1600	1300-2200
Ductos del ramal	600	600-900	800-1000	700-1000	800-1300	1000-1800
Filtros	250	300	350	300	500	500

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009. Pg. 21.15

Tabla C 6. Clasificación de fugas en los ductos

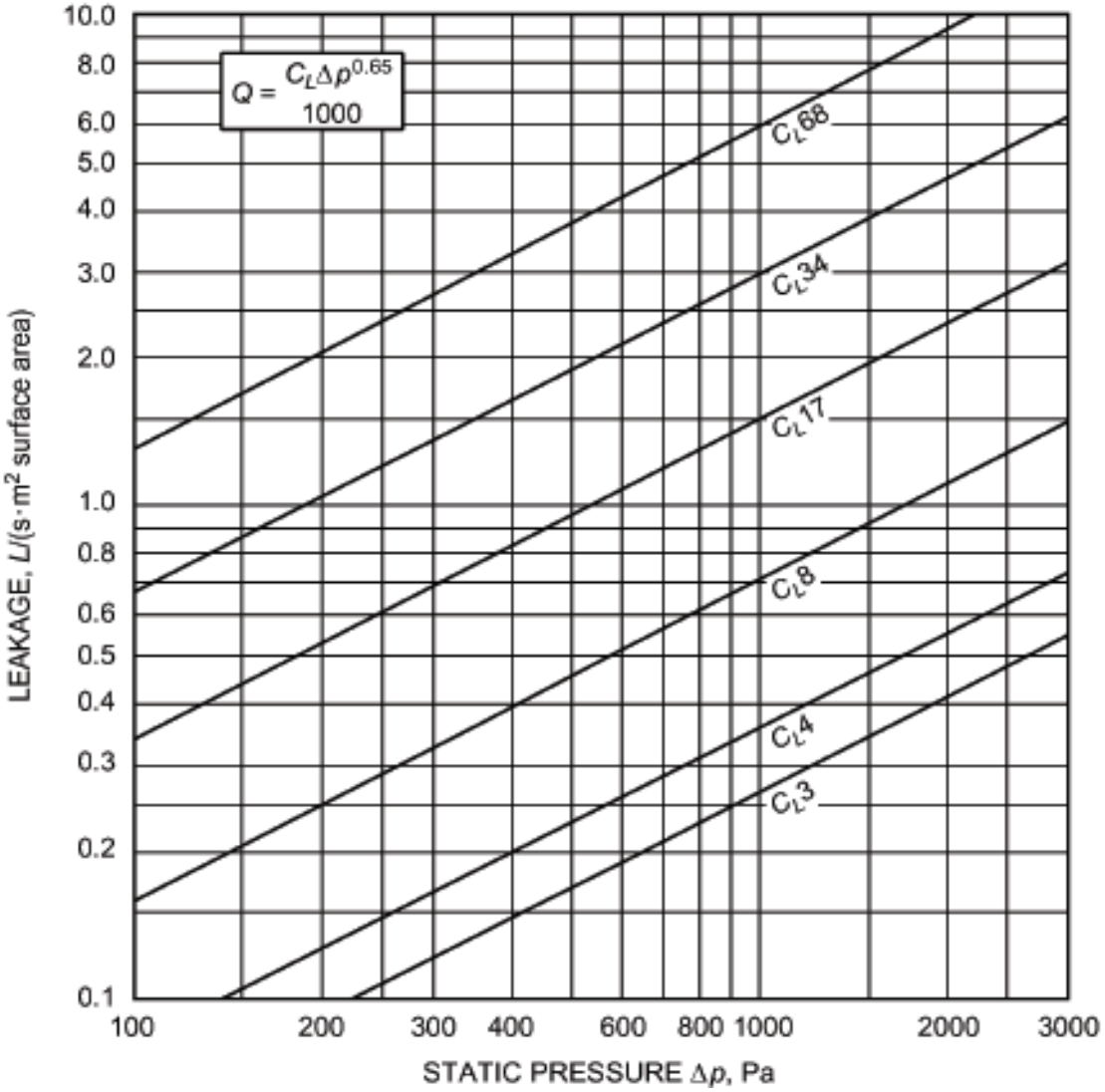
Table 6 Duct Leakage Classification[a]

Duct Type	Sealed[b,c] Predicted Leakage Class C_L	Sealed[b,c] Leakage Rate, L/(s·m²) at 250 Pa	Unsealed[c] Predicted Leakage Class C_L	Unsealed[c] Leakage Rate, L/(s·m²) at 250 Pa
Metal (flexible excluded)				
Round and flat oval	4	0.14	42 (8 to 99)	1.5 (0.3 to 3.6)
Rectangular	17	0.62	68 (17 to 155)	2.5 (0.6 to 5.6)
Flexible				
Metal, aluminum	11	0.40	42 (17 to 76)	1.5 (0.6 to 2.8)
Nonmetal	17	0.62	30 (6 to 76)	1.5 (0.2 to 2.8)
Fibrous glass				
Round	4	0.14	NA	NA
Rectangular	8	0.29	NA	NA

[a]Leakage classes here are averages based on tests conducted by AISI/SMACNA (1972), ASHRAE/SMACNA/TIMA (1985), and Swim and Griggs (1995).
[b]"Sealed" leakage classes assume that, for metal ducts, all transverse joints, seams, and openings in duct wall are sealed.
[c]Leakage classes anticipate about 0.82 joints per metre of duct. For systems with a high fitting-to-straight-duct ratio, greater leakage occurs in both sealed and unsealed conditions.

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009 .Pg. 21.14

Tabla C 7 Clasificación de fugas en los ductos



Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009 pg. 21.14

Tabla C 8: Pérdidas de presión aceptables para diferentes zonas

Table 5-4. Sample Pressure Loss Calculations

Supply Air Fan	
Item	**Pressure Drop, in. of Water [Pa]**
Outdoor air louver	0.05 [12.4]
Mixed-air damper plenum	0.05 [12.4]
Preheat coil	0.13 [32.3]
Filters (dirty)	0.75 [186.6]
Cooling coil (wet)	1.30 [323.4]
Heating coil	0.13 [32.3]
Fan inlet	0.50 [124.4]
VAV inlet vanes	0.75 [186.6]
Fan outlet	0.50 [124.4]
Primary ductwork	2.00 [497.6] (from calculations)
Terminal box	0.20 [49.8] (from calculations)
Air diffuser	0.10 [24.9]
Total	6.66 [1607.1]

Return Air Fan	
Item	**Pressure Drop, in. of Water [Pa]**
Room/plenum/ceiling	0.04 [9.9]
Plenum drop	0.05 [12.4]
Duct inlet	0.03 [7.5]
Fan inlet	0.30 [74.6]
Ductwork	0.50 [124.4] (from calculations)
Fan inlet vanes	0.50 [124.4]
Fan outlet	0.10 [24.9]
Total	1.52 [378.1]

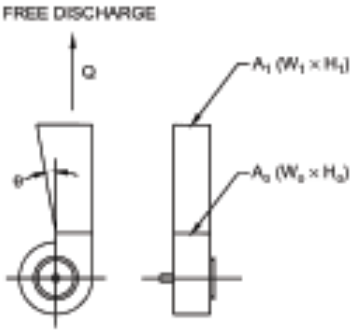
Exhaust Air Fan	
Item	**Pressure Drop, in. of Water [Pa]**
Exhaust register	0.10 [24.9]
Fire damper	0.04 [9.9]
Ductwork	0.50 [124.4] (from calculations)
Total	0.64 [159.2]

Fuente: GRONDZIK Walter. Air conditioning system design manual. 2 ed. Pg. 113

Figura C 10: Coeficientes de pérdidas en los ventiladores

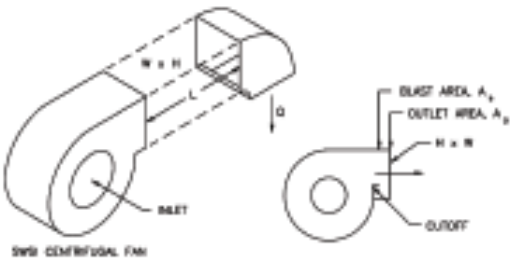
SR7-2 Plane Asymmetric Diffuser at Centrifugal Fan Outlet, Free Discharge

	C_o Values					
	A_2/A_o					
θ	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
10	0.51	0.34	0.25	0.21	0.18	0.17
15	0.54	0.36	0.27	0.24	0.22	0.20
20	0.55	0.38	0.31	0.27	0.25	0.24
25	0.59	0.43	0.37	0.35	0.33	0.33
30	0.63	0.50	0.46	0.44	0.43	0.42
35	0.65	0.56	0.53	0.52	0.51	0.50



SR7-5 Fan Outlet, Centrifugal, SWSI, with Elbow (Position A)

	C_o Values					
	L/L_e					
A_2/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	3.20	2.50	1.80	0.80	0.0	0.0
0.5	2.20	1.80	1.20	0.53	0.0	0.0
0.6	1.60	1.40	0.80	0.40	0.0	0.0
0.7	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0
0.8	0.80	0.67	0.47	0.18	0.0	0.0
0.9	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0
1.0	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0



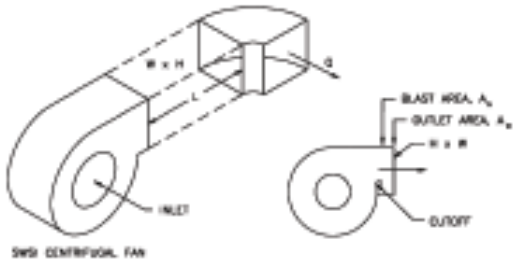
$$V_o > 13 \text{ m/s: } L_e = \frac{V_o\sqrt{A_o}}{4500}$$

$$V_o \leq 13 \text{ m/s: } L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{350}$$

where:
V_o = duct velocity, m/s
L_e = effective duct length, m
A_o = duct area, mm^2

SR7-6 Fan Outlet, Centrifugal, SWSI, with Elbow (Position B)

	C_o Values					
	L/L_e					
A_2/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.5	2.90	2.20	1.60	0.67	0.0	0.0
0.6	2.00	1.60	1.20	0.53	0.0	0.0
0.7	1.40	1.00	0.67	0.33	0.0	0.0
0.8	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0
0.9	0.80	0.67	0.47	0.18	0.0	0.0
1.0	0.67	0.53	0.40	0.18	0.0	0.0



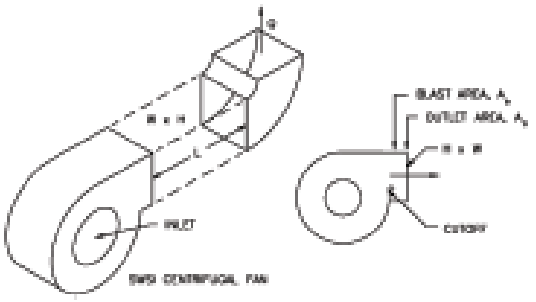
To calculate L_e, see Fitting SR7-5.

Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009 Pg. 21.65

Figura C 11: Coeficientes de pérdidas en los ventiladores

SR7-7 Fan Outlet, Centrifugal, SWSI, with Elbow (Position C)

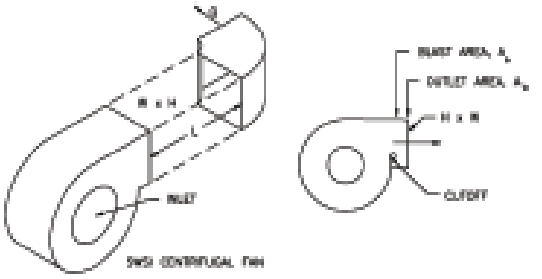
	C_o Values					
	L/L_o					
A_o/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	5.50	4.50	3.20	1.60	0.0	0.0
0.5	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.6	2.90	2.50	1.60	0.80	0.0	0.0
0.7	2.00	1.60	1.00	0.53	0.0	0.0
0.8	1.40	1.20	0.80	0.33	0.0	0.0
0.9	1.20	0.80	0.67	0.26	0.0	0.0
1.0	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0



To calculate L_o, use Fitting SR7-5.

SR7-8 Fan Outlet, Centrifugal, SWSI, with Elbow (Position D)

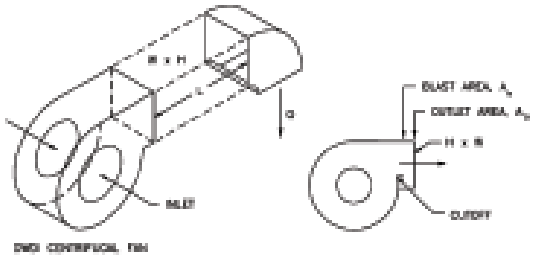
	C_o Values					
	L/L_o					
A_o/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	5.50	4.50	3.20	1.60	0.0	0.0
0.5	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.6	2.90	2.50	1.60	0.80	0.0	0.0
0.7	2.00	1.60	1.00	0.53	0.0	0.0
0.8	1.40	1.20	0.80	0.33	0.0	0.0
0.9	1.20	0.80	0.67	0.26	0.0	0.0
1.0	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0



To calculate L_o, use Fitting SR7-5.

SR7-9 Fan Outlet, Centrifugal, DWDI, with Elbow (Position A)

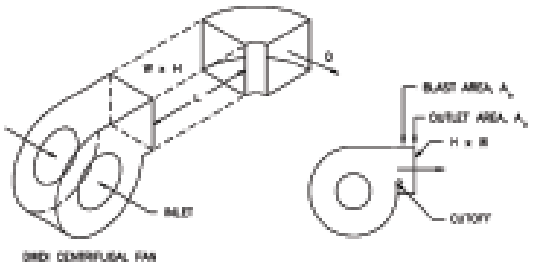
	C_o Values					
	L/L_o					
A_o/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	3.20	2.50	1.80	0.80	0.0	0.0
0.5	2.20	1.80	1.20	0.53	0.0	0.0
0.6	1.60	1.40	0.80	0.40	0.0	0.0
0.7	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0
0.8	0.80	0.67	0.47	0.18	0.0	0.0
0.9	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0
1.0	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0



To calculate L_o, use Fitting SR7-5.

SR7-10 Fan Outlet, Centrifugal, DWDI, with Elbow (Position B)

	C_o Values					
	L/L_o					
A_o/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	4.80	4.00	2.90	1.30	0.0	0.0
0.5	3.60	2.90	2.00	0.84	0.0	0.0
0.6	2.50	2.00	1.50	0.66	0.0	0.0
0.7	1.80	1.30	0.84	0.41	0.0	0.0
0.8	1.25	1.00	0.66	0.33	0.0	0.0
0.9	1.00	0.84	0.59	0.23	0.0	0.0
1.0	0.84	0.66	0.50	0.23	0.0	0.0



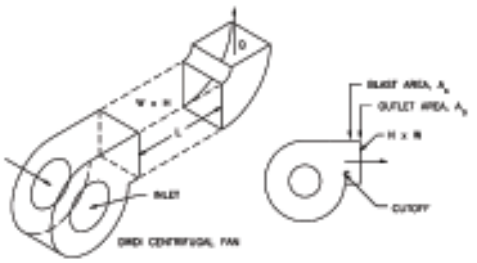
To calculate L_o, use Fitting SR7-5.

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009 Pg. 21.66

Figura C 13: Coeficientes de pérdidas en los ventiladores

SR7-11 Fan Outlet, Centrifugal, DWDI, with Elbow (Position C)

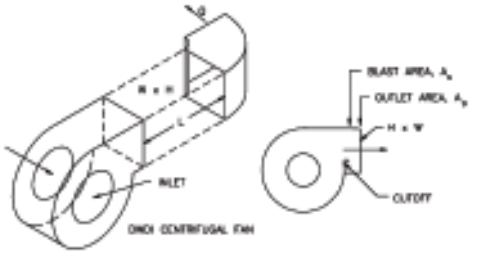
	C_o Values L/L_o					
A_o/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	5.50	4.50	3.20	1.60	0.0	0.0
0.5	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.6	2.90	2.50	1.60	0.80	0.0	0.0
0.7	2.00	1.60	1.00	0.53	0.0	0.0
0.8	1.40	1.20	0.80	0.33	0.0	0.0
0.9	1.20	0.80	0.67	0.26	0.0	0.0
1.0	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0



To calculate L_o, see Fitting SR7-5.

SR7-12 Fan Outlet, Centrifugal, DWDI, with Elbow (Position D)

	C_o Values L/L_o					
A_o/A_o	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	4.70	3.80	2.70	1.40	0.0	0.0
0.5	3.20	2.70	1.90	0.85	0.0	0.0
0.6	2.50	2.10	1.40	0.68	0.0	0.0
0.7	1.70	1.40	0.85	0.45	0.0	0.0
0.8	1.20	1.00	0.68	0.26	0.0	0.0
0.9	1.00	0.68	0.57	0.22	0.0	0.0
1.0	0.85	0.68	0.45	0.22	0.0	0.0

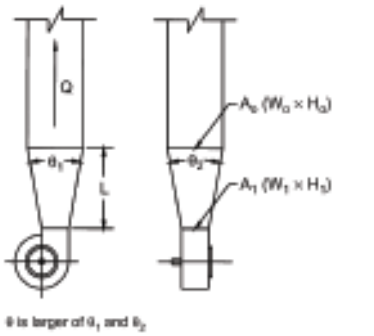


To calculate L_o, see Fitting SR7-5.

SR7-17 Pyramidal Diffuser at Centrifugal Fan Outlet with Ductwork

	C_1 Values A_2/A_1						
θ	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	0.00	0.10	0.18	0.21	0.23	0.24	0.25
15	0.00	0.23	0.33	0.38	0.40	0.42	0.44
20	0.00	0.31	0.43	0.48	0.53	0.56	0.58
25	0.00	0.36	0.49	0.55	0.58	0.62	0.64
30	0.00	0.42	0.53	0.59	0.64	0.67	0.69

$$C_o = C_1\left(\frac{A_o}{A_1}\right)^2$$



θ is larger of θ_1 and θ_2

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009 pg. 21.66

Figura C 14: Diagrama de Moody

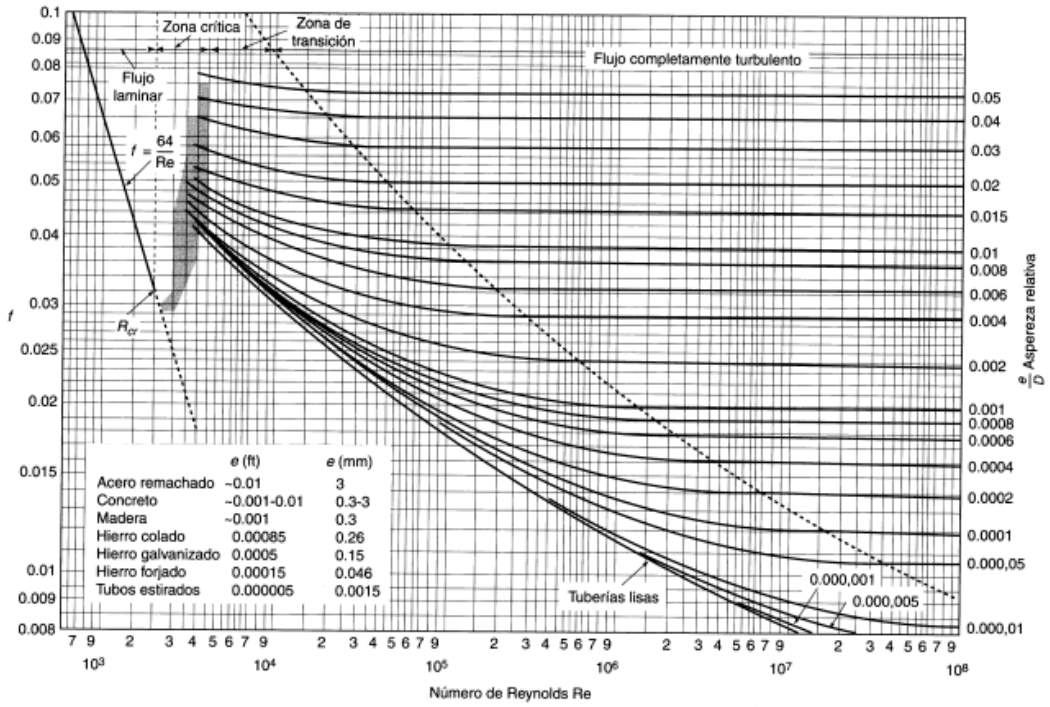


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)

Fuente: ASHRAE e-learning library. Pipes, Valves and Pumps. Reading assignment

Figura C 15: Pérdidas de carga para tuberías de acero Sch 40 transportando agua

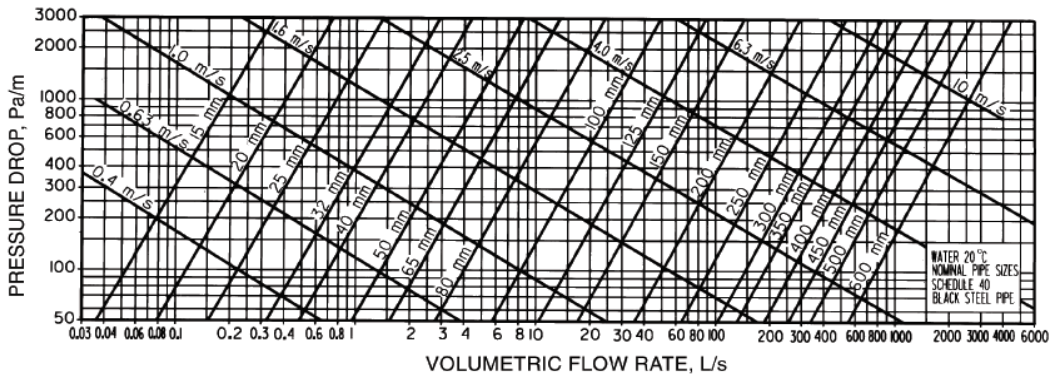


Fig. 4 Friction Loss for Water in Commercial Steel Pipe (Schedule 40)

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals SI, 2009

Figura C 16: Pérdidas de carga para tuberías de cobre tipo K, L, M transportando agua

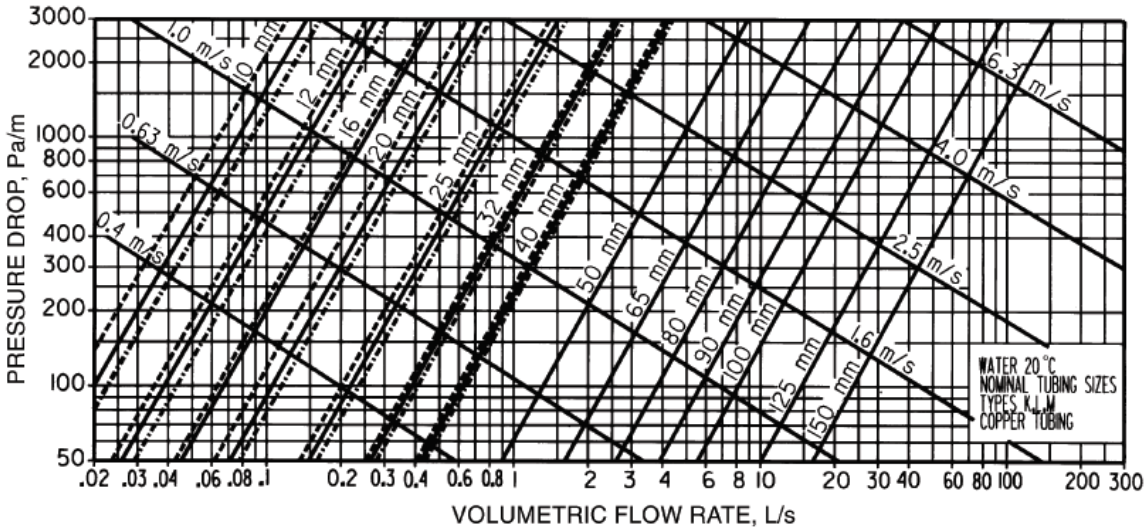
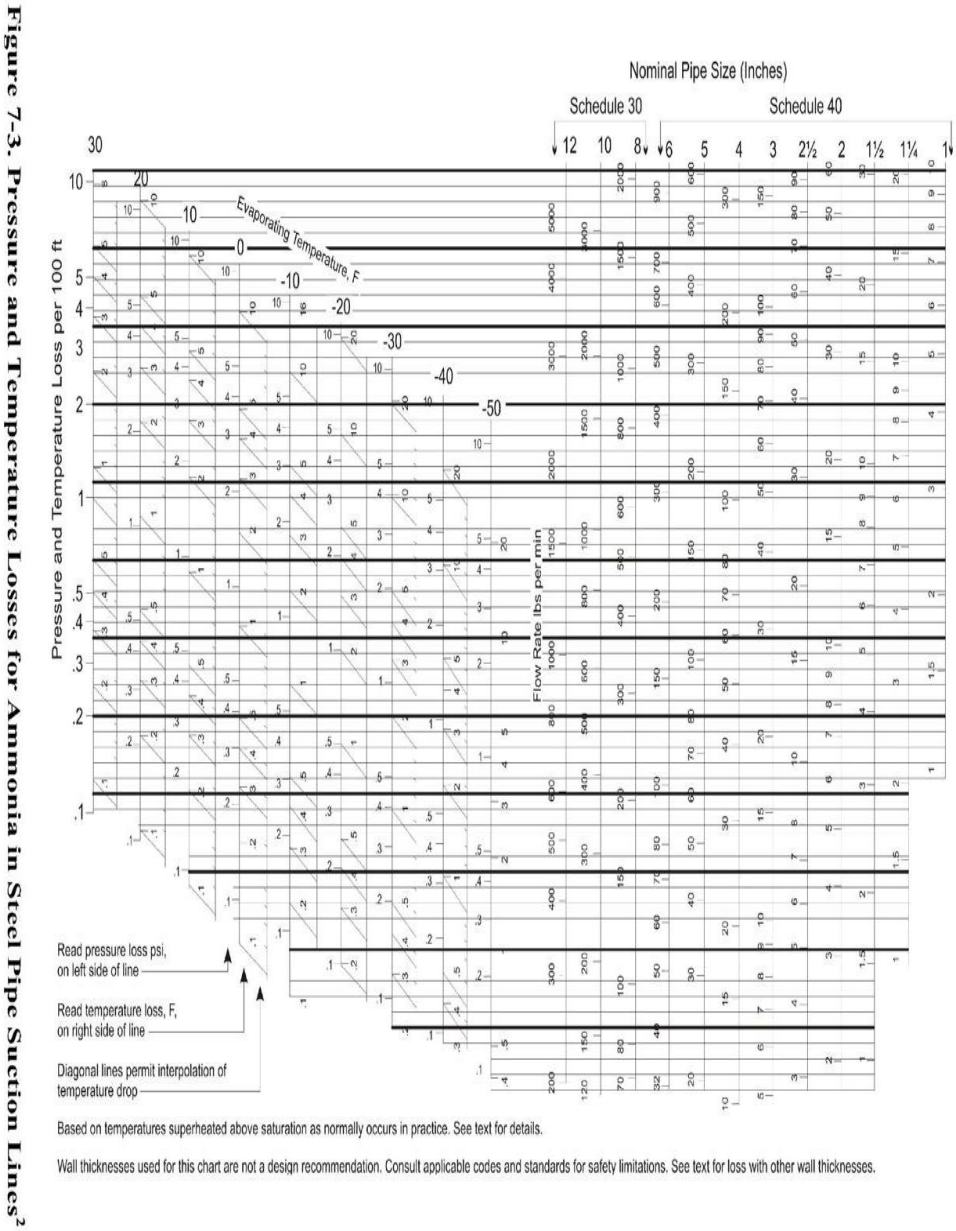


Fig. 5 Friction Loss for Water in Copper Tubing (Types K, L, M)

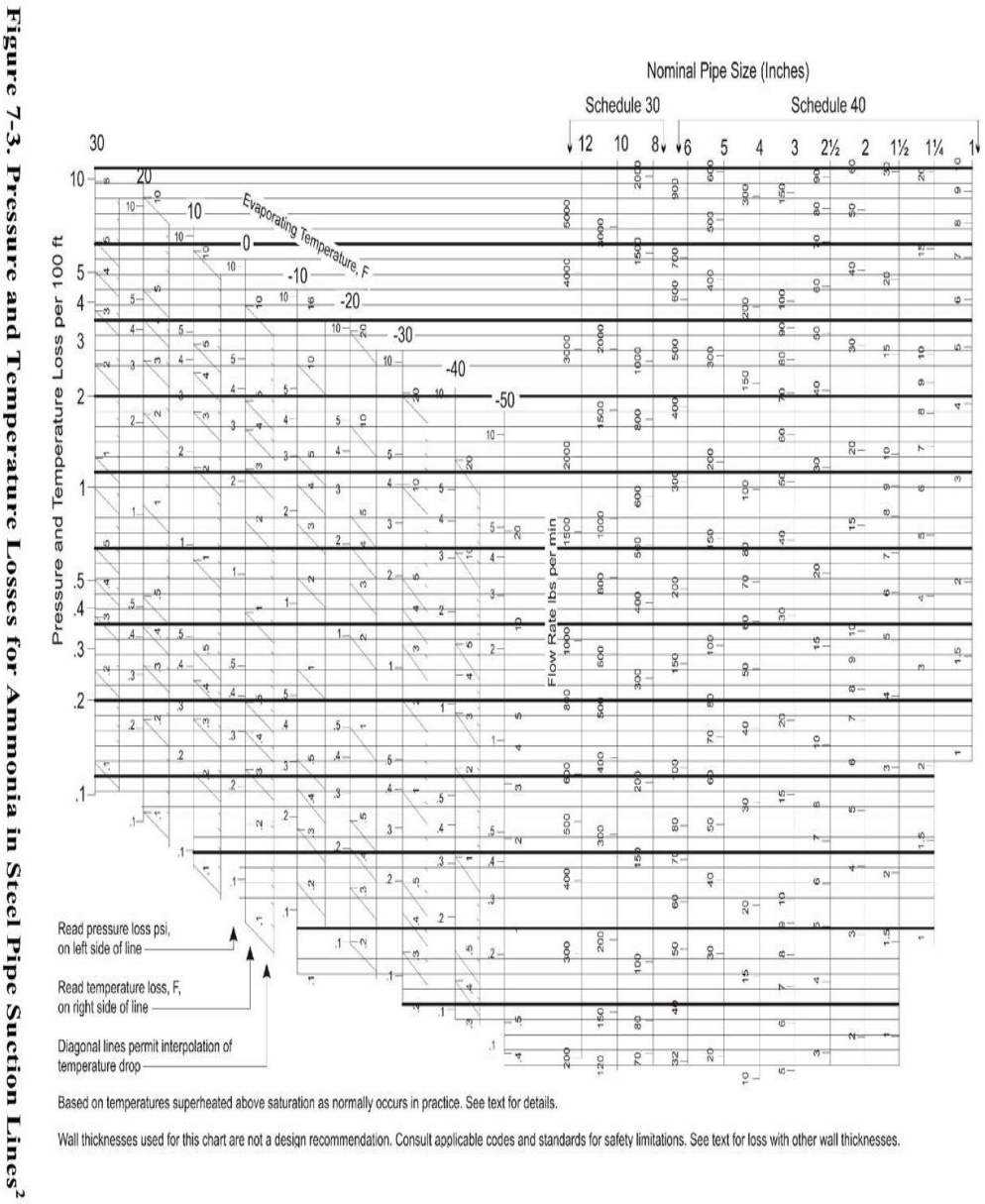
Fuente: ASHRAE Handbook, fundamentals SI, 2009

Figura C 17. Perdidas de carga para el amoniaco en tubería de acero para la línea de descarga



Fuente: ASHRAE e-learning library. Pipes, Valves and Pumps. Reading assignment

Figura C 18 Pérdidas de carga para el amoniaco en tubería de acero para la línea de succión



Fuente: ASHRAE e-learning library. Pipes, Valves and Pumps. Reading assignment

Figura C 19. Longitudes equivalentes para los accesorios

Table 7-5. Fitting Losses in Equivalent Feet of Pipe (Screwed, Welded, Flanged, Flared and Brazed Connections)[5]

Nominal Pipe or Tube Size (in.)	Smooth Bend Elbows: 90° Std[a]	90° Long Rad.[b]	90° Street[a]	45° Std[a]	45° Street[a]	180° Std[a]	Smooth Bend Tees: Flow Through Branch	Straight-Through Flow: No Reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
3/8	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
1/2	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
3/4	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.2	2.6
1-1/4	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1-1/2	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10.0	3.3	4.7	5.0
2-1/2	6.0	4.1	10.0	3.2	5.2	10.0	12.0	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	12.0	4.0	6.4	12.0	15.0	5.0	7.0	7.5
3-1/2	9.0	5.9	15.0	4.7	7.3	15.0	18.0	5.9	8.0	9.0
4	10.0	6.7	17.0	5.2	8.5	17.0	21.0	6.7	9.0	10.0
5	13.0	8.2	21.0	6.5	11.0	21.0	25.0	8.2	12.0	13.0
6	16.0	10.0	25.0	7.9	13.0	25.0	30.0	10.0	14.0	16.0
8	10.0	13.0	—	10.0	—	33.0	40.0	13.0	18.0	20.0
10	25.0	16.0	—	13.0	—	42.0	50.0	16.0	23.0	25.0
12	30.0	19.0	—	16.0	—	50.0	60.0	19.0	26.0	30.0
14	34.0	23.0	—	18.0	—	55.0	68.0	23.0	30.0	34.0
16	38.0	26.0	—	20.0	—	62.0	78.0	26.0	35.0	38.0
18	42.0	29.0	—	23.0	—	70.0	85.0	29.0	40.0	42.0
20	50.0	33.0	—	26.0	—	81.0	100.0	33.0	44.0	50.0
24	60.0	40.0	—	30.0	—	94.0	115.0	40.0	50.0	60.0

a - *R/D* approximately equal to 1.
b - *R/D* approximately equal to 1.5

Fuente: ASHRAE e-learning library. Pipes, Valves and Pumps. Reading assignment

Figura C 20. Longitudes equivalentes de las transiciones

Table 17 Special Fitting Losses in Equivalent Metres of Pipe

Nominal Pipe or Tube Size, mm	Sudden Enlargement, *d*/*D*: 1/4	1/2	3/4	Sudden Contraction, *d*/*D*: 1/4	1/2	3/4	Sharp Edge: Entrance	Exit	Pipe Projection: Entrance	Exit
10	0.4	0.2	0.1	0.2	0.2	0.1	0.5	0.2	0.5	0.3
15	0.5	0.3	0.1	0.3	0.3	0.1	0.5	0.3	0.5	0.5
20	0.8	0.5	0.2	0.4	0.3	0.2	0.9	0.4	0.9	0.7
25	1.0	0.6	0.2	0.5	0.4	0.2	1.1	0.5	1.1	0.8
32	1.4	0.9	0.3	0.7	0.5	0.3	1.6	0.8	1.6	1.3
40	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4	2.0	1.0	2.0	1.5
50	2.4	1.5	0.5	1.2	0.9	0.5	2.7	1.3	2.7	2.1
65	3.0	1.9	0.6	1.5	1.2	0.6	3.7	1.7	3.7	2.7
80	4.0	2.4	0.8	2.0	1.5	0.8	4.3	2.2	4.3	3.8
90	4.6	2.8	0.9	2.3	1.8	0.9	5.2	2.6	5.2	4.0
100	5.2	3.4	1.2	2.7	2.1	1.2	6.1	3.0	6.1	4.9
125	7.3	4.6	1.5	3.7	2.7	1.5	8.2	4.3	8.2	6.1
150	8.8	6.7	1.8	4.6	3.4	1.8	10	5.8	10	7.6
200	—	7.6	2.6	—	4.6	2.6	14	7.3	14	10
250	—	9.8	3.4	—	6.1	3.4	18	8.8	18	14
300	—	12.4	4.0	—	7.6	4.0	22	11	22	17
350	—	—	4.9	—	—	4.9	26	14	26	20
400	—	—	5.5	—	—	5.5	29	15	29	23
450	—	—	6.1	—	—	6.1	35	18	35	27
500	—	—	—	—	—	—	43	21	43	33
600	—	—	—	—	—	—	50	25	50	40

Note: Enter table for losses at smallest diameter *d*.

Fuente: ASHRAE e-learning library. Pipes, Valves and Pumps. Reading assignment

Figura C 21: Longitud equivalente de las válvulas

Table 7-4. Valve Losses in Equivalent Feet of Pipe[a] (Screwed, Welded, Flanged and Flared Connections)[5]

Nominal Pipe or Tube Size (in.)	Globe[b]	60°-Y	45°Y	Angle[b]	Gate[c]	Swing Check[d]	Lift Check
3/8	17	8	6	6	0.6	5	
1/2	18	9	7	7	0.7	6	Globe & Vertical Lift
3/4	22	11	9	9	0.9	8	
1	29	15	12	12	1.0	10	Same as
1-1/4	38	20	15	15	1.5	14	Globe
1-1/2	43	24	18	18	1.8	16	Valve[e]
2	55	30	24	24	2.3	20	
2-1/2	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3-1/2	100	50	41	41	4.0	35	
4	120	58	47	47	4.5	40	
5	140	71	58	58	6.0	50	
6	170	88	70	70	7.0	60	
8	220	115	85	85	9.0	80	
10	280	145	105	105	12.0	100	Angle Lift Same as
12	320	165	130	130	13.0	120	Angle
14	360	185	155	155	15.0	135	Valve
16	410	210	180	180	17.0	150	
18	460	240	200	200	19.0	165	
20	520	275	235	235	22.0	200	
24	610	320	265	265	25.0	240	

Fuente: ASHRAE e-learning library. Pipes, Valves and Pumps. Reading assignment