

Frío industrial y aire acondicionado

Magin Lapuerta Amigo
Octavio Armas



Ediciones de la Universidad
de Castilla-La Mancha

FRÍO INDUSTRIAL Y AIRE ACONDICIONADO

Magin Lapuerta Amigo

Octavio Armas



Ediciones de la Universidad
de Castilla-La Mancha

Cuenca, 2012

© de los textos: sus autores.

© de la edición: Universidad de Castilla-La Mancha

Edita: Servicio de Publicaciones de la Universidad de Castilla-La Mancha

ISBN: 978-84-8427-967-9

PROLOGO

Este texto pretende recoger los contenidos de la asignatura Frio Industrial, impartida durante diez años en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad de Castilla-La Mancha, y que han sido actualizados permanentemente durante este tiempo. La asignatura se mantiene tras los recientes cambios de planes de estudio, perteneciendo ahora al Máster de Ingeniería Industrial. Tras seis años en los que este texto se ha editado desde la propia Escuela, pretendemos ahora dar el salto al Servicio de Publicaciones de la Universidad de Castilla-La Mancha, esperando que esto sirva para ampliar la difusión del texto a otras escuelas, no necesariamente de dentro de la universidad.

La no coincidencia del título del texto con el nombre de la asignatura se debe a que, aunque el acondicionamiento de aire es una de las aplicaciones más importantes de los sistemas de generación de frío, los principales sectores de implantación de sistemas de aire acondicionado no son industriales, y por eso, ambas materias suelen distinguirse claramente. Aunque se ha procurado no perder cierto carácter descriptivo y práctico, el enfoque del texto es principalmente conceptual. Por eso se intentan dejar claros, antes que nada, los principios de funcionamiento de los equipos, sus ciclos termodinámicos y sus balances energéticos. Se presentan además unos pocos ejemplos prácticos escogidos, solo en los casos en los que la comprensión de los conceptos lo requiere.

Gran parte de la información recopilada procede de internet. Esto, y el hecho de que la bibliografía en español que puede recomendarse a los estudiantes sobre estos temas y con enfoques parecidos a éste no es muy extensa, ha llevado a que las listas bibliográficas que figuran al final de cada capítulo sean bastante cortas. Por otra parte, es necesario agradecer la aportación de información y material a la empresa CIATESA, de gran ayuda para la elaboración del texto, así como para el desarrollo de la asignatura Frio Industrial.

Apenas se incluyen las tablas o diagramas de refrigerantes, pues se ha pretendido que todo el material recopilado sea propio o de libre acceso. Por tanto, para el estudio de la asignatura este texto solo constituye una herramienta de apoyo.

Los autores; Ciudad Real, 24 de Febrero de 2012

INDICE

PROLOGO	5
INDICE	7
TEMA 1. PRODUCCION DE FRIO: INTRODUCCION HISTORICA Y CLASIFICACION DE METODOS	15
1.1. <i>La producción de frío</i>	17
1.2. <i>Historia antigua de la producción de frío</i>	17
1.3. <i>Historia moderna de la producción de frío</i>	18
1.4. <i>Criterios de diseño en la producción de frío</i>	25
1.5. <i>Clasificación de los métodos de producción de frío</i>	26
1.6. <i>Sistemas de refrigeración por cambio de fase</i>	27
1.7. <i>Bibliografía</i>	30
TEMA 2. FLUIDOS REFRIGERANTES	31
2.1. <i>Definición, función y requisito</i>	33
2.2. <i>Clasificación en función de la presión de trabajo</i>	33
2.3. <i>Clasificación en función de su seguridad y toxicidad</i>	34
2.4. <i>Clasificación en función de su naturaleza y composición</i>	35
2.5. <i>Evolución histórica de los fluidos refrigerantes</i>	37
2.6. <i>Efecto medioambiental de los refrigerantes halogenados</i>	39
2.6.1. <i>Tipos de impacto y causas de emisión</i>	39
2.6.2. <i>Destrucción de la capa de ozono</i>	39
2.6.3. <i>Calentamiento atmosférico</i>	41
2.7. <i>Directivas y estrategias de sustitución de refrigerantes</i>	43
2.8. <i>Los refrigerantes naturales</i>	44
2.9. <i>Códigos de identificación de los refrigerantes</i>	45
2.10. <i>Criterios de selección de los refrigerantes</i>	47
2.10.1. <i>Criterios térmicos</i>	47
2.10.2. <i>Criterios técnicos</i>	49
2.10.3. <i>Criterios de seguridad, medioambientales y económicos</i>	50
2.11. <i>Bibliografía</i>	51
TEMA 3. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION SIMPLE	53
3.1. <i>El ciclo termodinámico inverso</i>	55
3.2. <i>El ciclo inverso de Carnot</i>	56

<i>3.3. El ciclo de refrigeración por compresión teórico</i>	56
<i>3.4. El ciclo de refrigeración por compresión real</i>	58
3.4.1. Diferencias con el ciclo teórico en la compresión	58
3.4.2. Diferencias con el ciclo teórico en la cesión de calor	60
3.4.3. Diferencias con el ciclo teórico en la absorción de calor	62
<i>3.5. Subenfriamiento y sobrecalentamiento combinados</i>	63
<i>3.6. Parámetros característicos del ciclo</i>	64
3.6.1. Cuestiones generales	64
3.6.2. Máquina de refrigeración	64
3.6.3. Bomba de calor	65
<i>3.7. Diseño y aplicación de los equipos</i>	65
3.7.1. Máquina de refrigeración	65
3.7.2. Bomba de calor	67
3.7.3. Máquinas reversibles	68
<i>3.8. Influencia de los parámetros de funcionamiento</i>	69
<i>3.9. Bibliografía</i>	71
TEMA 4. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION MULTIPLE	73
<i>4.1. Definición, aplicaciones e implicaciones</i>	75
<i>4.2. Sistemas de compresión múltiple directa</i>	76
4.2.1. Compresión en varias etapas	76
4.2.2. Enfriamiento entre etapas de compresión con agente externo	76
4.2.3. Enfriamiento entre etapas de compresión con agente interno	78
4.2.3.1. Sistemas de inyección de líquido	78
4.2.3.1. Sistemas de expansión escalonada	80
4.2.3.1. Sistemas de compresión partida	81
4.2.4. Elección de la presión intermedia	83
4.2.5. Ejemplo práctico	84
4.2.5.1. Enunciado	84
4.2.5.1. Resolución	84
<i>4.3. Sistemas de compresión múltiple indirecta</i>	86
4.3.1. Consideraciones generales	86
4.3.2. Potencia mecánica requerida y eficacia	87
<i>4.4. Bibliografía</i>	89
TEMA 5. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR POR ABSORCION	91
<i>5.1. Introducción</i>	93
<i>5.2. Revisión histórica</i>	93

5.3. Descripción del ciclo termodinámico	94
5.4. Descripción de la máquina	96
5.5. Sistemas con generador de doble efecto	97
5.6. Balance energético	99
5.7. Balance entrópico	99
5.8. Refrigerantes y absorbentes	101
5.8.1. Requisitos	101
5.8.2. Rango de temperaturas bajo	102
5.8.3. Rango de temperaturas alto	104
5.8.4. Ecuaciones para el cálculo de los diagramas de equilibrio	106
5.9. Balances másicos	107
5.10. Balances entálpicos	108
5.11. Funcionamiento como bomba de calor	109
5.12. Funcionamiento como transformador de calor	109
5.13. Ejemplo práctico	110
5.13.1. Enunciado	110
5.13.2. Resolución	111
5.14. Bibliografía	113
TEMA 6. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR EYECCION	115
6.1. Introducción	117
6.2. Aplicaciones y fluidos refrigerantes empleados	118
6.3. Descripción del ciclo termodinámico	119
6.4. Descripción del eyector y comportamiento del flujo	120
6.5. Diferencias con el ciclo teórico	122
6.6. Eficacia del sistema	122
6.7. Sistemas con mezcla	123
6.8. Sistemas de refrigeración por compresión y eyección combinados	126
6.9. Ejemplo práctico	127
6.9.1. Enunciado	127
6.9.2. Resolución	127
6.10. Bibliografía	129
TEMA 7. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR EXPANSION	131
7.1. Introducción	133
7.2. Aplicaciones y fluidos refrigerantes empleados	134
7.3. La máquina de enfriamiento de aire	135

7.3.1.	Fundamentos	135
7.3.2.	La máquina de enfriamiento de aire de compresión doble	137
7.3.3.	La máquina de enfriamiento de aire regenerativa	138
7.3.2.	Sistemas de acondicionamiento de cabinas de avión	139
7.4.	<i>El ciclo Siemens</i>	140
7.5.	<i>Sistemas de producción de frío por expansión isoentálpica</i>	141
7.5.1.	Fundamentos	141
7.5.2.	El ciclo Linde	141
7.5.2.	El ciclo Linde dual	143
7.5.3.	El ciclo Claude	144
7.5.4.	Variantes del ciclo Claude	145
7.5.3.	Ciclos de separación de gases	146
7.6.	<i>La máquina de refrigeración Stirling</i>	147
7.7.	<i>Bibliografía</i>	150
TEMA 8. REFRIGERACION POR EFECTOS ESPECIFICOS		151
8.1.	<i>Introducción</i>	153
8.2.	<i>Efectos termoeléctricos</i>	153
8.3.	<i>Refrigeración por efecto termoeléctrico</i>	154
8.3.1.	Principio operativo	154
8.3.2.	Ventajas y aplicaciones	155
8.3.3.	Balance energético	156
8.3.4.	Criterios de utilización	158
8.3.5.	Ejemplo práctico	160
	8.3.5.1. Enunciado	160
	8.3.5.1. Resolución	160
8.4.	<i>Refrigeración por efecto magneto-termo-eléctrico</i>	162
8.5.	<i>Refrigeración por efecto magneto-térmico</i>	162
8.6.	<i>Refrigeración por efectos fluidodinámicos</i>	164
8.6.1.	Efecto Ranque-Hilsch	164
8.6.2.	Efecto Dufour	165
8.7.	<i>Refrigeración por efectos acústicos y ópticos</i>	166
8.7.1.	Refrigeración termoacústica	166
8.7.2.	Refrigeración por técnicas láser	167
8.8.	<i>Bibliografía</i>	167
TEMA 9. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION		169
9.1.	<i>Introducción</i>	171

9.2. Compresores	171
9.2.1. Clasificación	171
9.2.2. Compresores alternativos	171
9.2.3. Compresores rotativos	173
9.2.4. Turbocompresores	177
9.3. Válvulas de expansión	178
9.3.1. Funciones, criterios de regulación y tipos de válvulas	178
9.3.2. Válvulas manuales	179
9.3.3. Válvulas presostáticas	180
9.3.4. Válvulas termostáticas	181
9.3.4. Válvulas de flotador	182
9.3.4. Válvulas de sección constante	183
9.4. Evaporadores	183
9.5. Condensadores	185
9.6. Otros elementos	187
9.6.1. Válvulas inversoras	187
9.6.2. Filtro deshidratador	188
9.7. Bibliografía	188
TEMA 10. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO: OBJETIVOS, NORMATIVAS Y CONFIGURACIONES	189
<i>10.1. Definiciones, objetivos y aplicaciones</i>	<i>191</i>
<i>10.2. Reglamentos y normativas</i>	<i>193</i>
<i>10.3. Configuraciones</i>	<i>196</i>
10.3.1. Clasificaciones	196
10.3.1. Sistemas unitarios	196
10.3.2. Sistemas centralizados	199
10.3.2.1. Características generales	199
10.3.2.2. Sistemas todo-aire	200
10.3.2.3. Sistemas todo-agua	201
10.3.2.3. Sistemas aire-agua	202
10.3.2.4. Distribución con refrigerante	202
10.3.3. Sistemas semicentralizados	202
<i>10.4. Sistemas de recuperación de energía</i>	<i>203</i>
<i>10.4. Diseño de instalaciones</i>	<i>204</i>
<i>10.5. Bibliografía</i>	<i>204</i>
TEMA 11. VARIABLES Y DIAGRAMAS PSICROMETRICOS	207

<i>11.1. El aire atmosférico</i>	209
<i>11.2. Efectos de la altitud</i>	209
<i>11.3. Presión parcial</i>	214
<i>11.4. Presión de vapor de saturación</i>	215
<i>11.5. Humedad absoluta y humedad relativa</i>	217
<i>11.6. Entalpía</i>	219
11.6.1. Entalpía del aire húmedo	219
11.6.2. Entalpía del agua líquida y sólida saturadas	221
<i>11.7. Volumen específico y densidad del aire húmedo</i>	221
<i>11.8. Temperaturas psicrométricas</i>	222
11.8.1. Definiciones	222
11.8.2. Temperatura de rocío	222
11.8.3. Temperatura húmeda	223
<i>11.9. Diagramas psicrométricos</i>	225
11.9.1. Generalidades	225
11.9.2. Diagrama Carrier	225
11.9.3. Diagrama Ashrae	227
11.9.4. Diagrama de Mollier	227
<i>11.10. Parámetros de bienestar</i>	228
<i>11.11. Bibliografía</i>	230
TEMA 12. TRANSFORMACIONES PSICROMETRICAS	231
<i>12.1. Definición y tipos de transformaciones</i>	233
<i>12.2. Balances másicos y energético</i>	233
<i>12.3. Clasificación según la recta de maniobra</i>	234
<i>12.4. Factor de by-pass</i>	237
<i>12.4. Mezcla de dos corrientes</i>	238
<i>12.5. Calor sensible y calor latente</i>	240
<i>12.6. Bibliografía</i>	241
TEMA 13. CARGAS TERMICAS	243
<i>13.1. Definición de carga térmica</i>	245
13.1.1. Definición	245
13.1.1. Objetivo del cálculo de cargas térmicas	245
13.1.2. Clasificación de las cargas térmicas	245
<i>13.2. Carga a través de paredes, techos o suelos</i>	246
13.2.1. Cálculo de la carga	246
13.2.2. Conductividades térmicas	247

13.2.3. Resistencias térmicas de convección250
13.2.3.1 Cerramientos en general	250
13.2.3.2 Cámaras de aire no ventiladas entre cerramientos	250
13.2.3.3 Cámaras de aire ventiladas entre cerramientos	251
13.2.3.4 Cámaras de aire especiales. Cerramientos con cámaras de aire de espesor variable	252
13.2.3.5 Resistencias térmicas y coeficiente global de partes de los cerramientos	254
13.2.3.6 Coeficiente global de transmisión de calor de un edificio	256
13.2.4. Zonas climáticas	256
13.2.5. Limitaciones del Código Técnico de la Edificación	259
13.2.3.6 Valores máximos del coeficiente global del cerramiento	259
13.2.3.6 Valores máximos del coeficiente global de la envolvente térmica del edificio	259
13.2.4. Temperatura seca exterior	260
13.2.4.1 Tipos de recinto colindante	260
13.2.4.2 Temperatura equivalente del recinto colindante	260
13.2.4.2 Temperatura equivalente del ambiente exterior corregida	261
<i>13.3. Cargas debidas a la ventilación</i>	<i>273</i>
<i>13.4. Cargas debidas a la infiltración</i>	<i>273</i>
<i>13.5. Cargas a través de superficies acristaladas</i>	<i>274</i>
<i>13.6. Cargas debidas a la presencia de ocupantes</i>	<i>275</i>
<i>13.7. Carga debida a la iluminación</i>	<i>277</i>
<i>13.8. Carga debida a máquinas o procesos industriales</i>	<i>277</i>
<i>13.9. Carga debida al paso de conductos de fluidos</i>	<i>278</i>
<i>13.10. Cargas de humedad a partir de superficies de agua</i>	<i>280</i>
<i>13.11. Cálculo de cargas térmicas. Ejemplos.</i>	<i>283</i>
13.11.1. Ejemplo a)	283
13.11.1. Ejemplo b)	285
<i>13.12. Bibliografía</i>	<i>286</i>
TEMA 14. CALCULO DE CONDUCTOS DE AIRE	287
<i>14.1. Misión de los conductos</i>	<i>289</i>
<i>14.2. Aplicaciones de la conducción de aire-gases</i>	<i>289</i>
<i>14.3. Clasificación de sistemas de conducción de aire-gases</i>	<i>289</i>
<i>14.4. Conceptos más usados en conducciones de aire</i>	<i>290</i>
14.4.1. Densidad	290
14.4.2. Alturas de presión	290
14.4.3. Energías	290

14.4.4. Ecuación de Bernoulli para flujo incompresible	290
14.4.5. Potencia de la corriente del fluido en un punto	292
14.4.6. Relación de forma	292
14.4.7. Radio hidráulico	293
14.4.8. Sección circular equivalente de una sección rectangular	293
14.4.9. Regímenes de flujo característicos	294
14.4.4. Rugosidad	294
<i>14.5. Clases de conductos</i>	<i>295</i>
<i>14.6. Pérdidas de carga</i>	<i>297</i>
14.6.1. Concepto de pérdidas de carga	298
14.6.2. Cálculo de las pérdidas de carga	298
14.6.2.1 Pérdidas primarias	298
14.6.2.2 Pérdidas secundarias	301
14.6.2.3 Pérdida o recuperación de presión estática (pérdidas dinámicas)	302
14.6.2.4 Pérdida de carga total de un conducto	303
<i>14.7. Diseño de conductos</i>	<i>303</i>
14.7.1. Requerimientos generales	303
14.7.2. Métodos de cálculo de sistemas de baja velocidad	303
14.7.2.1 Método de pérdida de carga constante	304
14.7.2.2 Método de recuperación estática	314
<i>14.8. Bibliografía</i>	<i>315</i>

TEMA 1. PRODUCCION DE FRIO: INTRODUCCION HISTORICA Y CLASIFICACION DE METODOS

1.1. La producción de frío	17
1.2. Historia antigua de la producción de frío	17
1.3. Historia moderna de la producción de frío	18
1.4. Criterios de diseño en la producción de frío.....	25
1.5. Clasificación de los métodos de producción de frío	26
1.6. Sistemas de refrigeración por cambio de fase	27
1.7. Bibliografía.....	30

TEMA1. PRODUCCION DE FRIO: INTRODUCCION HISTORICA Y CLASIFICACION DE METODOS

1.1. La producción de frío

Se define la producción de frío como la generación de temperaturas inferiores a la ambiental, por medios no naturales. La importancia que hoy en día ha alcanzado la producción de frío se basa en varios beneficios: Por una parte, que la disminución de temperatura ambiental cuando ésta es alta facilita la comodidad o confort de las personas, y a su vez este estado confortable facilita una vida saludable. Por otra parte, las bajas temperaturas reducen la velocidad de descomposición de la materia orgánica, lo que hace posible la conservación de alimentos y otros materiales durante su almacenamiento y su distribución. Todo ello se suele resumir diciendo que la producción de frío facilita o contribuye a la mejora de la “calidad de vida”.

Pero además es necesario mencionar el importante peso económico de la producción de frío, para lo cual basta con los dos datos siguientes:

- Sin la posibilidad de producir frío, un 40% de la producción mundial de alimentos se perdería.
- La refrigeración en países desarrollados ha supuesto hasta hace poco el 6% de la energía eléctrica generada en los mismos. Sin embargo, este porcentaje ha crecido significativamente en los últimos años, debido al gran crecimiento del sector del aire acondicionado.

1.2. Historia antigua de la producción de frío

Ya desde tiempos remotos se practica la conservación de alimentos en frío, como medio para suplir en las estaciones de escasez las necesidades de alimentos a partir de los excedentes que se podían conseguir en las estaciones de abundancia. Esta solución fue desplazando a otros métodos: secado, ahumado, salazón, escabechado, enlatado, cocción, vacío.

Ya en el antiguo Egipto se enfriaban líquidos y espacios aprovechando el consumo de calor en procesos de evaporación. En concreto, el agua se refrescaba colocándola en el interior de tinajas porosas expuestas a la brisa. Este efecto, similar al del botijo, se basa en que el agua se filtra hasta la superficie externa donde se evapora por difusión másica, refrescando su contenido. También las habitaciones de las casas de los nobles se refrescaban colocando vasijas abiertas con gran superficie de agua, que se abanicaban para acelerar la evaporación del agua y provocar el enfriamiento del ambiente. Por último, la proliferación de fuentes en jardines y en palacios en toda la cultura egipcia y árabe, obedece, además de a objetivos ornamentales, al mismo efecto de refrigeración por evaporación del agua.

El almacenamiento de hielo y de nieve prensada en depósitos habitualmente enterrados (neveras) ha sido otra forma habitual a lo largo de la historia de conservar alimentos durante el verano aprovechando las nieves del invierno. Esto fue especialmente habitual en China desde 100 años a.c., y posteriormente se extendió a occidente. En la antigua Roma se practicaba el mismo método pero aprovechando grutas y cavernas.

1.3. Historia moderna de la producción de frío

Ya en nuestra era, merece la pena destacar los primeros textos sobre mezclas frigoríficas, debidos al árabe Ibn Abi Usaybia en el siglo XIII. En el plano experimental, las primeras experiencias de interés de las que existe constancia destinadas a alcanzar temperaturas frías son los experimentos realizados con éter en vacío en la Universidad de Glasgow por William Cullen, en 1748. El mismo efecto de enfriar un gas al expandirlo se teoriza en las leyes de compresibilidad de gases de Joseph Louis Gay-Lussac en 1802 (basadas en las teorías de Robert Boyle de finales del s. XVII). Pocos años después, en 1810, ya se publica un texto, debido al americano Oliver Evans, sobre ciclos de producción de frío por compresión y expansión de líquidos volátiles.

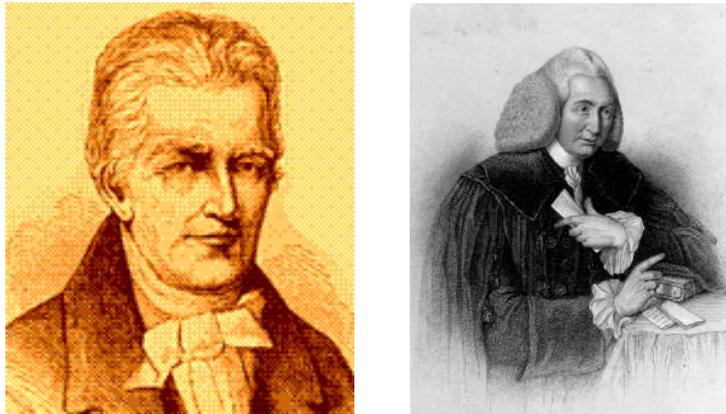


Figura 1.1. Oliver Evans (izqda) y William Cullen (dcha.)

Mientras tanto, los alimentos se seguían conservando en verano gracias al hielo almacenado en invierno, y el transporte a las poblaciones desde las montañas constituía una actividad profesional. Un ejemplo de ello se muestra en la primera secuencia de la película “América América”, dirigida por Elia Kazan, que transcurre en la Turquía de 1913. En España, las neveras o pozos de nieve continuaron siendo explotadas, por lo general tras ser arrendadas en subasta pública por los ayuntamientos, hasta finales del siglo XIX. Su declive comenzó con la aparición de las primeras fábricas de hielo (la primera en España data de 1874). Todavía hoy se conservan algunas neveras, en las que se pueden apreciar dos bocas, la de llenado y la de vaciado, ésta última de mayor tamaño y orientada al norte.



Figura 1.2. Nevera de Medinaceli (Soria)

Ya antes, en el siglo XVIII en Inglaterra, se enterraban las láminas de hielo recubiertas de sal y envueltas en fajas de franela hasta el verano, y a principios del siglo XIX empezaron a utilizarse cajas de hielo, que se guardaban en sótanos.



Figura 1.3. Caja de hielo, utilizada en Inglaterra a principios del siglo XIX

Las primeras experiencias de producción de frío por absorción se realizaron también en Escocia, en la Universidad de Edinburgo, por John Leslie, que en el mismo año de 1810 observó el comportamiento de absorción a baja temperatura del agua en ácido sulfúrico. También por esa época (1816) es destacable la invención de la máquina Stirling, ya que aunque su artífice, Robert Stirling, no la aplicó a la producción de frío, sí se utilizaría con este propósito en años posteriores. En 1820 Michael Faraday alcanzó importantes logros licuando gases a base de encadenar fases de compresión y enfriamiento sobre un mismo gas. El conocido trabajo de Sadi Carnot (1824) debe también mencionarse dada la influencia que sus estudios sobre máquinas térmicas de ciclo directo ejerció también sobre las de ciclo inverso.

El año 1834 fue decisivo en la historia de la producción del frío, ya que durante él tuvieron lugar en diferentes partes de Europa tres importantes aportaciones de carácter práctico. En primer lugar, el inglés John Herschel propuso por primera vez la utilización de la máquina de Stirling con ciclo inverso, es decir, con el objetivo de producir frío. En segundo lugar, el americano Jacob Perkins presentó el primer diseño (que patentó) de máquina frigorífica de compresión, utilizando líquidos volátiles, para producir hielo, aplicación que, tras unos años de escaso éxito debido a la inercia de la próspera industria del hielo natural (trozos de hielo cortados de los lagos helados en invierno y almacenados durante el verano), sería objeto de un notable desarrollo industrial en los años siguientes. Por último, Jean Peltier, un relojero francés, descubre el efecto termoeléctrico que ha heredado su nombre. Además, al año siguiente (1835) Charles Thilorier logra producir nieve carbónica por expansión de ácido carbónico líquido.

Las ideas de Perkins y de Herschel sirven como semilla para iniciar la carrera hacia la industria de la congelación, carrera que arranca cuando John Gorrie diseña (1844) y posteriormente construye (1850) la primera máquina de fabricación comercial de hielo, máquina que además se utilizó para acondicionamiento de aire, sector en el que también fue pionera. En este mismo año de 1850 el americano de Nueva Inglaterra Alexander Catling Twining patenta un sistema de producción de hielo con éter, sistema que le sirve al periodista escocés James Harrison para construir al año siguiente una máquina para congelación de carne en Australia. Mientras la industria del Frío empieza así a desarrollarse, la idea propuesta por el termodinámico W. Thompson (Lord Kelvin)

ya en 1852, abriría años después otra vía de aplicación de las máquinas frigoríficas de ciclo inverso: su utilización como bombas de calor.

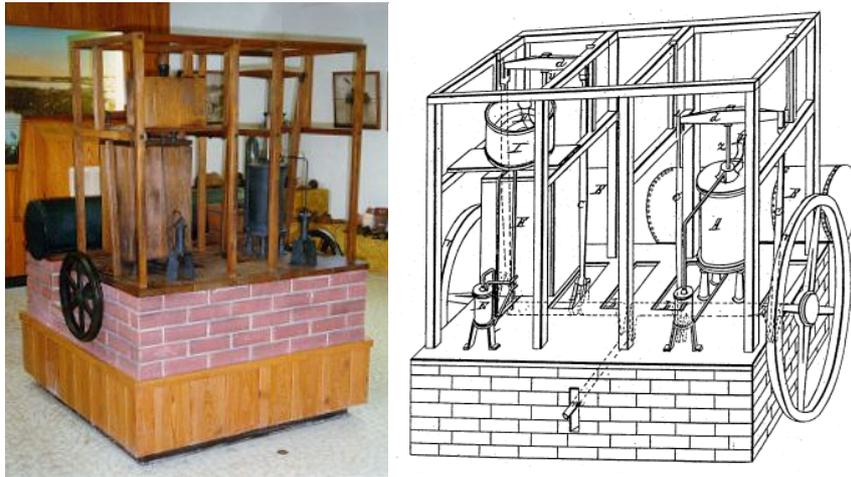


Figura 1.4. Máquina de producción de hielo de Gorrie

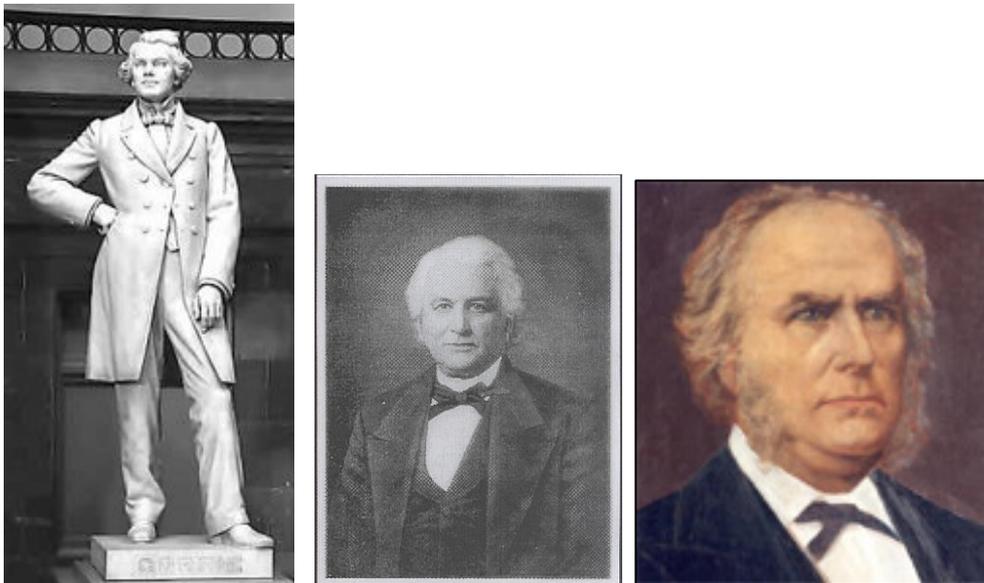


Figura 1.5. John Gorrie (izqda), Alexander Catling Twining (centro) y James Harrison (dcha.)

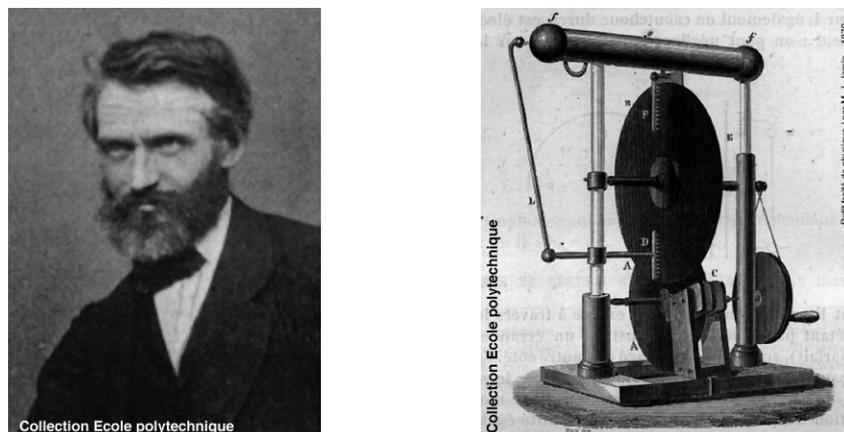


Figura 1.6. Ferdinand Carré y su máquina de absorción

En 1859 Ferdinand Carré construye la primera máquina de refrigeración por absorción, utilizando amoníaco como refrigerante y agua como absorbente, máquina que patenta al año siguiente en Estados Unidos, y que causa sensación en la exposición universal de Londres de 1862. Es su propio hermano, Edmond Carré, el que comercializa la máquina en 1866, aunque ésta es ya una versión que utiliza agua y ácido sulfúrico.

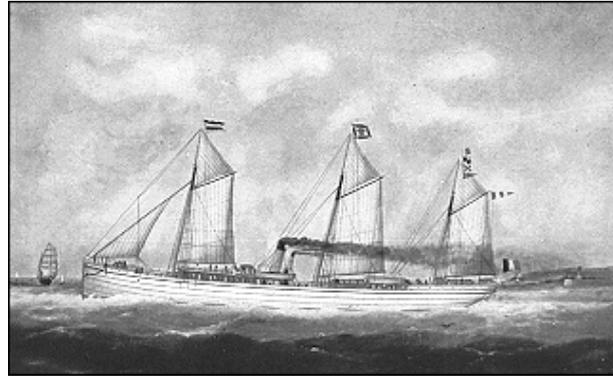
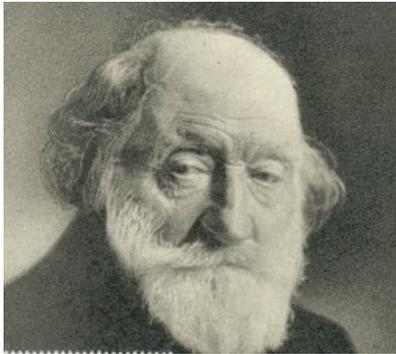


Figura 1.7. Charles Tellier y el buque “Le Frigorifique”, en el que Tellier transportó en 1876 la carne de dos bueyes, doce carneros, dos vacas, unas 50 aves y un cerdo desde Rouen a Buenos Aires.

La carrera del frío sufre un nuevo impulso cuando en 1868 Charles Tellier construye la primera máquina frigorífica de compresión con gas licuable, en concreto, con éter metílico. Ocho años después Tellier construyó un barco frigorífico (“Le Frigorifique”) y emprendió un viaje desde Francia hasta Argentina que duró 100 días, terminado el cual la carne se mantuvo en buen estado. En los años siguientes, otros fluidos refrigerantes se van incorporado a la tecnología de refrigeración por compresión: En 1875, por una parte, Raoul Pierre Pictet construye la primera máquina frigorífica con compresión de SO_2 , y por otra, Carl Von Linde hace lo propio con amoníaco. Además, este último, junto con Windhausen, construye la primera máquina de compresión de CO_2 .

Por su parte, las máquinas de absorción prosiguen su desarrollo. El propio Ferdinand Carré, respondiendo al reto de Tellier, también logra transportar 80 toneladas de carne congelada a -30°C con esta tecnología, en el buque “Paraguay”, hasta América en 1886.

Durante el periodo comprendido por los últimos años del siglo XIX y los primeros del XX se descubren otros nuevos métodos de producción de frío: En 1887 Albert Von Ettinghausen y Walter H. Nersnt descubren en la Universidad de Graz (Austria) el efecto magneto-termo-eléctrico o efecto Nersnt-Ettinghausen. En 1890 Carl Von Linde propone el ciclo Linde para licuefacción de gases, ciclo que es mejorado nueve años después por G. Claude con el ciclo que lleva su nombre, al añadir una expansión isoentrópica. El propio Von Linde funda en 1907 la Linde Air Products Company con el fin de explotar su patente. En 1908 Leblanc y Westinghouse diseñan y construyen la primera máquina de eyección, operando con agua como refrigerante.



Figura 1.8. De izquierda a derecha, de pie: Walter Nersnt, Franz Streintz, Svante Arrhenius, Hiecke, sentados: Aulinger, Albert von Ettingshausen, Ludwig Boltzmann, Ignaz Klemencic, V. Hausmanninger, en la Universidad de Graz, en 1887.

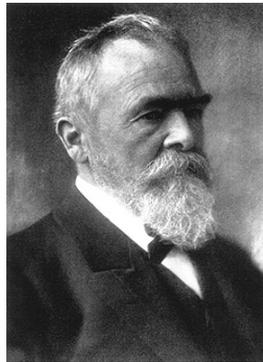


Figura 1.9. Carl Von Linde, y su máquina de producción de aire líquido.

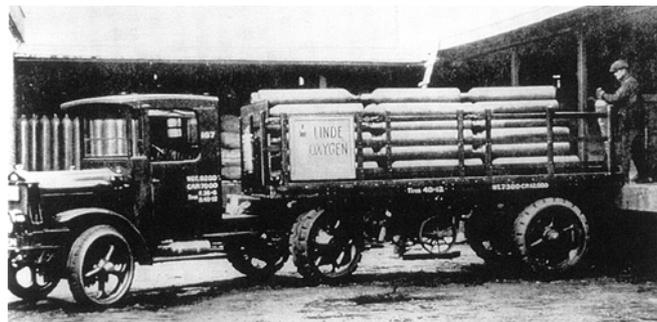


Figura 1.10. Camión de transporte de aire líquido de la Linde Air Products Company en 1914.

La industria del frío sigue desarrollándose y gracias a la reducción de los precios de sus productos se va extendiendo socialmente, a través de algunas multinacionales norteamericanas (Domelre, Kelvinator, Servel, Frigidaire, General Electric). En 1911 la General Electric comercializa el primer frigorífico doméstico, denominado Audiffren. Sin embargo el impacto de estos logros no acaba de cruzar fronteras. En Estados Unidos comienzan a comercializarse los alimentos ultracongelados durante estos años, costumbre que no se extenderá a Europa hasta pasada la Segunda Guerra Mundial.

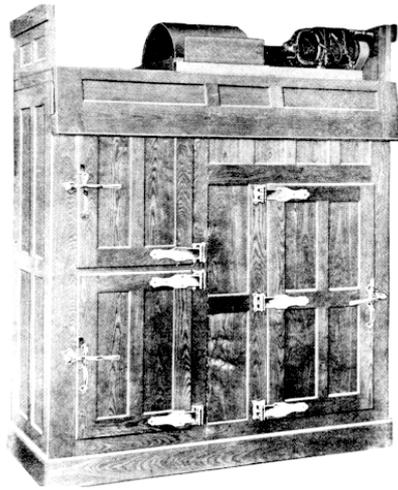


Figura 1.11. Frigorífico doméstico Audiffren

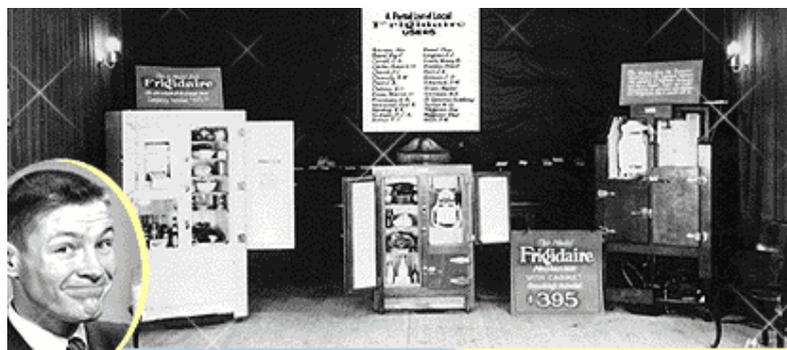


Figura 1.12. Publicidad de frigoríficos domésticos de la marca Frigidaire en 1920



Figura 1.13. Frigoríficos domésticos de 1928, 1934 y 1950

También las máquinas de refrigeración por absorción se incorporan a la carrera comercial, como consecuencia de los desarrollos posteriores a los hermanos Carré, principalmente los debidos a los estudiantes suecos Baltzar Von Platen y Carl Munters, que les conducen a patentar su prototipo en 1923 e iniciar su comercialización en la empresa AB Artic. Tres años después la marca Electrolux les compra la patente y comienza su comercialización en los Estados Unidos del refrigerador doméstico Electrolux, con gran éxito comercial. Lo mismo ocurre con una variante de la máquina de absorción, con un solo nivel de presión, inventada por Albert Einstein y su alumno

Leó Szilárd en 1926, cuya patente también fue comprada por Electrolux y posteriormente explotada por la marca Dometic, nacida de la anterior.



Figura 1.14. Baltzar Von Platen y Carl Munters (izqda.), y fábrica de Dometic en los años '30 (dcha.).

Tras profundos estudios sobre numerosos gases, la General Motors descubre en 1928 los hidrocarburos halogenados, como refrigerantes de buenas propiedades térmicas, comportamiento inerte y seguro, y posibilidades de abaratamiento tras una producción a escala industrial. Este descubrimiento provoca una rápida sustitución de los refrigerantes hasta entonces usados.

Tabla 1.1. Principales logros históricos de la criogenia

Fecha	Científico	Temperatura	Método	Objetivo
1840	M. Faraday	-110°C	compresión+enfriamiento +expansion de amoníaco	
1877	L.P. Cailletet y	-183°C	Expansión isoentálpica	Consigue niebla de O ₂
1878	R.P. Pictet		Expansión isoentálpica	Consigue niebla de H ₂
1895	C. Von Linde	-194.5 °C	Expansión isoentálpica	Licúa aire
1890	K.S. Olszewski S.Von Wroblewski	-230°C	Refrigeradores en cascada	
1898	J. Dewar	-253°C	Expansión isoentálpica + intercambiadores	Licúa H ₂
1899	J. Dewar	-259°C	Expansión isoentálpica + intercambiadores	Solidifica H ₂
1908	H.K. Onnes	-269°C	Expansión isoentálpica + intercambiadores	Licúa Helio
1911	H.K. Onnes	-272°C	Expansión isoentálpica + intercambiadores	Intenta solidificar Helio
1936	Haas y Keesom	-273.04°C	Desmagnetización adiabática	
1938	Haas y Wiersma	0.003 K	Desmagnetización adiabática	
1956	Simon y Kürti	0.00001 K	Desmagnetización nuclear	
1960	Simon	0.000001 K	Desmagnetización nuclear	

En 1932 Wander Johannes de Haas enuncia en su tesis doctoral el efecto magnetotérmico, o de desmagnetización adiabática, que Willem Hendrik Keesom logra llevar a la práctica en 1936 en el Laboratorio de Leiden (Holanda). En los años 40 la Philips diseña una máquina por ciclo Stirling inverso que permite mantener

temperaturas por debajo de los -100°C . En los años 50 comienza a aplicarse el efecto Peltier a los semiconductores.

Las nuevas técnicas de producción de frío, unidas a las más recientes técnicas basadas en tecnología láser, en desmagnetización adiabática a nivel de núcleos atómicos, o en sistemas de dilución He^3/He^4 , superan los valores absolutos de las temperaturas negativas hasta entonces logradas. Esta carrera, siempre limitada por la inalcanzabilidad del cero absoluto (o tercer principio de la termodinámica) enunciada por Nernst en 1906 en su Teorema del calor, se resume en la Tabla 1.

1.4. Criterios de diseño en la producción de frío

Otra forma de escribir la historia de la producción de frío es a través de los criterios de diseño que han imperado en esta industria, o los que pueden imponerse en el futuro:

Primera fase: Durante los primeros años de desarrollo de esta industria (desde finales del siglo XIX hasta 1930) las máquinas se diseñan atendiendo a su viabilidad (durante las fases de diseño y construcción) y a su fiabilidad, con vistas a su comercialización.

Segunda fase: El descubrimiento de los hidrocarburos halogenados relanza a partir de los años 30 la industria del frío, abarata sus productos, los hace más seguros, abre el mercado al sector doméstico y se hace imprescindible en la cadena de frío alimentaria. Como consecuencia la industria de el frío se hace muy próspera, y las máquinas se diseñan y se anuncian bajo criterios económicos y de seguridad.

Tercera fase: La crisis del petróleo en los años 70, despierta la conciencia del ahorro energético y la industria empieza a preocuparse por la eficiencia y el consumo energético. Al mismo tiempo, ganan importancia los requerimientos de los usuarios, como son la estética (se estilizan los frigoríficos domésticos), el ruido generado y el volumen que ocupan los equipos.

Cuarta fase: Desde el descubrimiento y difusión mediática del efecto de los hidrocarburos halogenados sobre la capa de ozono, y con el calendario de prohibiciones de uso de ciertos refrigerantes iniciado con el Protocolo de Montreal (1995), los equipos de frío empiezan a rediseñarse para trabajar con nuevos refrigerantes, y en la publicidad de los mismos comienza a valorarse el respeto medioambiental de los equipos de refrigeración.

Quinta fase: La enérgica reacción de la administración y la buena respuesta de las empresas en la lucha contra la destrucción de la capa de ozono ha hecho que está esté adquiriendo en la actualidad ciertas expectativas de éxito. Sin embargo, otro reto medioambiental adquiere creciente importancia: el efecto invernadero. Ello exige bien frenar el creciente consumo eléctrico en el sector de la refrigeración, o bien sustituir las fuentes energéticas de los equipos de refrigeración por fuentes renovables o residuales. Los recientes y futuras mecanismos para reducir emisiones de gases invernadero pueden favorecer en el futuro el desarrollo de máquinas basadas en ciclos de refrigeración distintos al de compresión mecánica (que necesariamente consume energía eléctrica) como el de absorción o el de eyección, más compatibles con el aprovechamiento de energías térmicas residuales o renovables de bajo coste (solar térmica).

1.5. Clasificación de los métodos de producción de frío

Una clasificación completa de los métodos de producción de frío se presenta en la Figura 1.15. La primera distinción que puede hacerse distingue los métodos químicos y los métodos físicos de producción de frío.

Los métodos químicos tienen casi nula aplicación industrial, y se utilizan en procesos de laboratorio, no siendo en general el efecto de producción de frío el objetivo principal del proceso. Están basados en el carácter endotérmico de algunas disoluciones de solutos líquidos o sólidos en disolventes líquidos. El potencial endotérmico de estas disoluciones es, en general, bajo, siendo las disoluciones sólido líquido las que más posibilidades tienen de generar un enfriamiento apreciable debido a que el proceso consume una cierta cantidad de energía para disgregar las moléculas del sólido. La actividad química provocada por las disoluciones no siempre origina enfriamiento, pues otras veces dicha actividad es exotérmica. Uno de los casos más claros de generación de frío por disolución de un sólido es la de nitrato amónico en agua, que una vez disuelto enfría la mezcla unos 20°C. Esta es la base de algunos productos, como el Cold Pack, utilizados para crioterapia de deportistas.



Figura 1.15. Clasificación de métodos de producción de frío

Los métodos físicos, por su parte, podrían clasificarse (aunque esta distinción ni siquiera se recoge en la Figura 1.15) en aquellos en los que el fluido al que se cede el calor (y que por tanto provoca el enfriamiento deseado) es el propio fluido frigorígeno y en aquellos en los que el calor se cede a un fluido frigorífero que previamente ha cedido calor (y por tanto se ha enfriado) a otro fluido que está inicialmente frío por causas naturales o porque procede a su vez de otro sistema de producción de frío. En definitiva esto supone considerar como método de generación de frío lo que en realidad no es más

que un intercambio de calor entre dos fluidos como el que tiene lugar en un intercambiador de calor. La pérdida de temperatura del fluido que se enfría hace que para este fluido, el propio intercambiador sea un generador de frío, y así debe considerarse sobre todo en las ocasiones en que el fluido frío lo está por causas naturales.

Salvando el caso anterior, se identifica como métodos de producción de frío a aquellos en los que un fluido (frigorígeno) experimenta en su seno un enfriamiento al someterse él mismo a un determinado proceso físico, integrado o no en un ciclo termodinámico. Entre estos métodos se pueden distinguir tres grupos de métodos:

- Los basados en cambios de fase
- Los basados en procesos de expansión de gases
- Los basados en otros efectos específicos, de naturaleza eléctrica o magnética.

Con el fin de completar la clasificación ilustrada en la figura 1.15, a continuación se subclasifican los métodos basados en los cambios de fase, y se indica en qué parte del temario se profundiza sobre cada método. A los métodos basados en procesos de expansión de gases se les dedica el Tema 7 y de los métodos basados en otros efectos específicos se ocupa el Tema 8.

1.6. Sistemas de refrigeración por cambio de fase

Estos métodos tienen en común que el enfriamiento se produce sobre el fluido refrigerante al extraer de éste el calor latente correspondiente al cambio de fase que experimenta. Dicho cambio de fase puede ser sublimación, fusión o evaporación, como se indica en la figura 1.16. En cualquier caso la temperatura del refrigerante permanece constante durante el proceso de cambio de fase.

Los procesos de enfriamiento por sublimación son siempre procesos con fluido perdido. Esto significa que una vez provocado el cambio de fase y su consecuente enfriamiento sobre el propio fluido, éste no se recupera para un nuevo ciclo de enfriamiento. Son por tanto procesos no cíclicos, y solo merece la pena su aplicación con fluidos abundantes, baratos e inertes (y por tanto no tóxicos ni medioambientalmente agresivos).

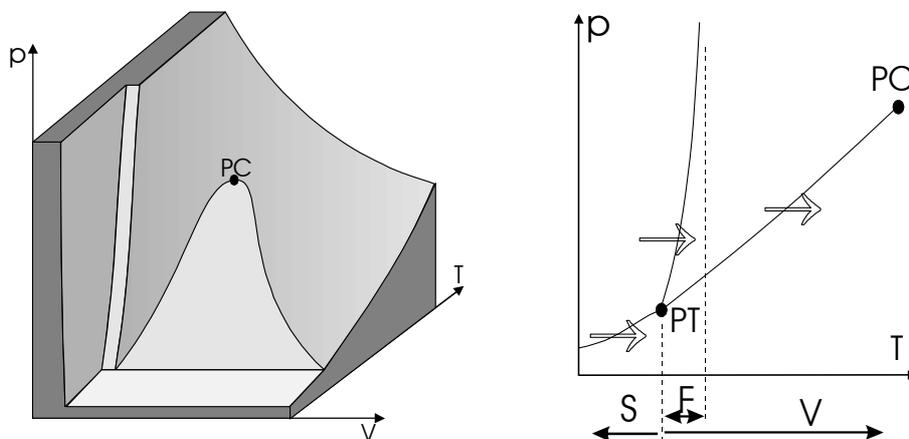


Figura 1.16. Diagrama p - V - T de una sustancia y cambios de fase que provocan enfriamiento, sobre su proyección p - T .

El caso más común es la sublimación de anhídrido carbónico (CO_2), es decir su transformación desde sólido (nieve carbónica) a gas. La nieve carbónica, también conocida como hielo seco, en contacto con el aire que la rodea produce un intenso enfriamiento local a costa de su sublimación directa, efecto que es habitualmente utilizado para en transporte frigorífico y para extinción de incendios. Las coordenadas termodinámicas del punto triple del CO_2 ($T = -56.6^\circ\text{C}$, $p = 5.18$ bar) demuestran que en condiciones de presión atmosférica la nieve carbónica se sublima, es decir, pasa a vapor sin fundirse previamente. Si este cambio de fase ocurre a 1 atm, la temperatura de sublimación es de -78.5° y el fluido absorbe un calor latente de 582 kJ/kg. En general, la ecuación de Clausius-Clapeyron proporciona una buena estimación del calor latente de sublimación.

Otra sustancia que podría utilizarse para producir frío por sublimación es el agua. Sin embargo, en este caso las coordenadas del punto triple son ($T = -0.01^\circ\text{C}$, $p = 0.006112$ bar), lo cual requeriría presiones bajísimas (menores que la del punto triple, equivalente a 4.7 mm Hg) para poder llevarse a la práctica. Esta circunstancia, a pesar de que la entalpía de sublimación del agua (2835.1 kJ/kg) es mucho mayor que la del CO_2 , descarta este método como aplicación de interés industrial, aunque el mencionado proceso tiene lugar en la atmósfera cuando el aire húmedo se encuentra a temperatura negativa, y en otros procesos de la naturaleza.

Debido a la dificultad en hacer circular sólidos, los procesos de enfriamiento por fusión son también siempre procesos con fluido perdido. Por tanto, igual que en el caso de la sublimación, requieren procesos no cíclicos y requieren fluidos abundantes e inertes. A veces, en cambio, el fluido utilizado se recupera una vez cumplida su función sometiéndolo a un posterior proceso de congelación en una máquina congeladora, con lo que el proceso global podría observarse como cíclico, aunque discontinuo. Las aplicaciones más comunes son la fusión del hielo en agua líquida (siendo el calor latente absorbido de 333 kJ/kg, casi independientemente de la presión), o la fusión de mezclas eutécticas de punto de congelación algo más bajo que el del agua, si los requerimientos de baja temperatura son mayores. Ambas son soluciones habituales en sistemas de transporte de corto recorrido.

De los basados en cambio de fase, el método más importante para producir frío es sin duda la vaporización. En este caso el proceso no siempre es a fluido perdido. En caso de que lo sea se denomina vaporización directa, y si el fluido se recupera y se repite el proceso de forma cíclica y continua se denomina vaporización indirecta.

La vaporización directa es un proceso discontinuo que tiene como ventaja que no necesita aporte energético externo. El requisito térmico principal es que la temperatura del refrigerante se encuentre entre las de los puntos triple y crítico. El fluido no suele recuperarse y por tanto los refrigerantes utilizados deben ser abundantes e inertes. Los casos de mayor aplicación son el agua, el aire líquido y el nitrógeno líquido. El agua se utiliza masivamente a través de este método para extinción de incendios de gran escala, mientras que las aplicaciones del aire líquido y del nitrógeno, cuyo almacenamiento en estado líquido es mucho más costoso, se restringen a aplicaciones de muy pequeña escala como los túneles de congelación, y la refrigeración de componentes electrónicos o de equipos de instrumentación.

La vaporización indirecta se basa en ciclos termodinámicos inversos, que en consecuencia requieren una aportación energética externa, bien en forma de calor o en

forma de trabajo mecánico. La ciclicidad del proceso se asegura condensando continuamente el vapor que se va generando a base de disipar calor desde el vapor a un agente externo, por lo que además de un evaporador constan de un condensador. Esto conduce a que el refrigerante atraviesa dos niveles de temperatura, y por tanto también de presión. Por eso, el requisito térmico es que la temperatura del refrigerante a su paso por el condensador (nivel alto) sea inferior a la crítica y que la temperatura del refrigerante a su paso por el evaporador (nivel bajo) sea superior a la del punto triple. Son muchos los fluidos que cumplen este requisito, y que por tanto pueden ser utilizados como refrigerantes, por lo que otros requisitos térmicos, como el rango de temperaturas de trabajo, y otros, permiten seleccionar el más adecuado para cada aplicación. Las aplicaciones de los sistemas de vaporización indirecta son muchas tanto en el sector industrial, como en el doméstico y en el de transporte, pero se describirán con más detalle al abordar más profundamente cada sistema.

La existencia necesaria de dos niveles de presión para cerrar el ciclo termodinámico inverso, obliga a que los sistemas de refrigeración por vaporización indirecta incorporen, además del evaporador y el condensador, un sistema para pasar del nivel bajo de presión al alto (presurización del vapor) y otro para volver de nuevo al nivel bajo de presión (expansión del líquido), quedando la secuencia de procesos así:

- Presurización del vapor
- Condensación del vapor en condensador (con agente externo)
- Expansión del líquido
- Enfriamiento por evaporación del líquido

Es precisamente el primero de estos procesos el que distingue los diferentes métodos de refrigeración por vaporización indirecta, clasificándose éstos como sigue:

- Compresión mecánica: la presurización del vapor se produce por medio de un compresor, que tiene un consumo de energía mecánica, procedente por lo general de energía eléctrica. Es el método más extendido, con predominio en todos los sectores: industrial, doméstico y transporte. Se estudiará con más profundidad en los temas 3 y 4.
- Absorción: la presurización del vapor se consigue por disolución del vapor en un líquido (absorción) y posterior bombeo de la disolución líquida. Para la recuperación del vapor se requiere de un aporte térmico a baja temperatura. Sus aplicaciones, crecientes, se centran principalmente en la industria química, de alimentación, en algunos refrigeradores domésticos, y cada vez más asociados a sistemas energéticos integrales. Esta tecnología se estudiará con más detalle en el Tema 5.
- Eyección: la presurización tiene lugar por conversión de energía cinética en entalpía por medio de un difusor, para lo que previamente es necesario inducir dicha energía cinética al flujo de refrigerante, proceso que aprovecha el efecto venturí proporcionado por un eyector (conjunto tobera-inductor-difusor). También requiere una fuente térmica de baja temperatura. El gran tamaño de las instalaciones restringe su aplicación a determinadas industrias. Su pasado auge puede despertar de nuevo en el futuro. Este método se describe en detalle en el Tema 6.

- **Adsorción:** Es un caso particular de refrigeración indirecta, en el que sin embargo el proceso no es continuo. La presurización se consigue por calentamiento del recinto en volumen cerrado. Previamente al calentamiento el vapor (de agua o de alcohol) procedente del evaporador se adsorbe en la superficie de un sólido poroso (carbon activo, silicagel o zeolitas) situado en el mismo recinto. Cuando el sólido está saturado, comienza el calentamiento y presurización, y como consecuencia la desorción del vapor, que se descarga hacia el condensador. Solo requiere una fuente térmica de baja temperatura, y el proceso puede hacerse casi continuo combinando dos unidades de adsorción/desorción. Su aplicación es escasa, siendo más bien objeto de investigación, principalmente destinada a la reducción de los tiempos de transferencia de masa y calor. Este método no se aborda con más detalle en temas posteriores.

1.7. Bibliografía

1. Reid, R.C.; Praunitz, J.M.; Poling, B.E. The properties of gases and liquids. Fourth Edition. McGraw-Hill, USA, 1987
2. Torrella, E. La producción de Frío. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1996.
3. Pistono, J. La refrigeración industrial: antecedentes históricos. Refrigeración Frial. Marzo, 1996.
4. Pistono, J. Crónica de la Ingeniería Térmica. Universidad de Oviedo. Abril, 1999.
5. Ruiz, E. Neveras y pozos de nieve (Soria): el arte de fabricar hielo. Celtiberia 96, pp.191-228. 2002.
6. Cui, Q.; Tao, G.; Chen, H.; Guo, X, Yao, H. Environmentally benign working pairs for adsorption refrigeration. Energy 30, 261-271. 2005.

TEMA 2. FLUIDOS REFRIGERANTES

2.1.	Definición, función y requisito.....	33
2.2.	Clasificación en función de la presión de trabajo	33
2.3.	Clasificación en función de su seguridad y toxicidad	34
2.4.	Clasificación en función de su naturaleza y composición.....	35
2.5.	Fluidos secos y fluidos húmedos	37
2.6.	Evolución histórica de los fluidos refrigerantes	37
2.7.	Efecto medioambiental de los refrigerantes	39
2.6.1.	Tipos de impacto y causas de emisión	39
2.6.2.	Destrucción de la capa de ozono	40
2.6.3.	Calentamiento atmosférico.....	41
2.8.	Directivas y estrategias de sustitución de refrigerantes	43
2.9.	Los refrigerantes naturales.....	44
2.10.	Códigos de identificación de los refrigerantes.....	46
2.11.	Criterios de selección de los refrigerantes	47
2.10.1.	Criterios térmicos.....	47
2.10.2.	Criterios técnicos	49
2.10.3.	Criterios de seguridad, medioambientales y económicos	51
2.12.	Bibliografía.....	51

TEMA 2. FLUIDOS REFRIGERANTES

2.1. Definición, función y requisito.

La definición más amplia de fluido refrigerante incluye a cualquier fluido capaz de producir frío, es decir, de evacuar calor de un recinto o de otro fluido, con el objetivo de enfriarlo. Inmediatamente a continuación de esta definición surge la necesidad de hacer una primera clasificación de fluidos refrigerantes, que distingue:

- Fluidos frigorígenos. Son fluidos en cuyo seno tiene lugar la generación del frío, es decir son fluidos que se enfrían ellos mismos como consecuencia de un proceso de expansión o de un cambio de fase, y como consecuencia, reciben calor del entorno, enfriando dicho entorno.
- Fluidos frigoríferos. Son fluidos que, al igual que en caso anterior, reciben calor del entorno y por tanto lo enfrían, pero que, a diferencia de los frigorígenos, no generan el frío en su seno, sino que se han enfriado gracias a un intercambio de calor previo (generalmente sensible) con otro fluido frigorígeno. Se suelen denominar también fluidos caloportadores.

Hecha esta primera clasificación, a partir de ahora se entenderá como fluidos refrigerantes exclusivamente los frigorígenos. Además, aunque como se ha visto en el Tema 1, existen métodos de producción con fluido perdido, generalmente se considera, al hablar de fluidos refrigerantes, a aquéllos que evolucionan cíclicamente en la máquina frigorífica, y que, por tanto, tienen como función transportar calor desde un foco frío hasta un foco caliente.

Dado que la mayoría de los sistemas de refrigeración se basa en los cambios de fase del propio fluido refrigerante, es habitual a la hora de escoger un refrigerante que sea condensable en el rango de temperaturas en las que debe trabajar la máquina. Este es un requisito que no cumple, por ejemplo, el aire, que sin embargo cumple su función como fluido refrigerante en las máquinas basadas en la expansión isoentrópica de dicho fluido. Por eso, no se tratará en este tema el aire como fluido refrigerante.

2.2. Clasificación en función de la presión de trabajo

Las máquinas de refrigeración por vaporización indirecta tienen dos presiones de trabajo, que corresponden con las temperaturas de absorción (evaporador) y de cesión de calor (condensador). Como en condiciones de saturación a cada temperatura le corresponde una presión, la necesidad de situar las temperaturas de trabajo en un rango adecuado para la función frigorífica deseada, solo puede satisfacerse ajustando las presiones de trabajo. Según el resultado esperable de este ajuste en la máquina en la que trabajen, pueden clasificarse los fluidos refrigerantes como:

- De baja presión: Son aquéllos fluidos con altas temperaturas de ebullición (T_b : temperatura de evaporación a 1 atm). Puede entenderse como temperaturas altas, las que superan los 0°C. Como las máquinas frigoríficas requieren generalmente trabajar en rangos de temperatura bajos, para lograrlo es necesario que las máquinas trabajen en depresión. Aun así, estos fluidos no permiten alcanzar temperaturas muy bajas. Por el contrario las máquinas serán voluminosas debido a los volúmenes específicos altos causados por las bajas presiones. Ejemplos de estos fluidos son el

agua ($T_b=100^\circ\text{C}$), que nunca puede bajar de 0°C (punto triple) o el éter etílico ($T_b=34.6^\circ\text{C}$), protagonista de las primeras máquinas frigoríficas. A estos fluidos, que en condiciones ambientales son líquidos, se les denomina a veces líquidos volátiles.

- De media presión: Son los fluidos con temperaturas de ebullición medias, comprendidas entre -30°C y 0°C . Para lograr las temperaturas de trabajo deseadas suelen trabajar parte en depresión (evaporador) y parte en moderada sobrepresión (condensador). Aun así, son fluidos adecuados para cargas térmicas moderadas. Algunos ejemplos son el butano ($T_b=-0.5^\circ\text{C}$), el SO_2 ($T_b=-10^\circ\text{C}$) o algunos de los refrigerantes usados en equipos de aire acondicionado como el R-134a ($T_b=-26.16^\circ\text{C}$) y el R-152a ($T_b=-25^\circ\text{C}$).
- De alta presión: Son los fluidos con temperaturas de ebullición bajas, comprendidas entre -60°C y -30°C . Trabajan sometidos a presiones superiores a la atmosférica en toda la máquina, con presiones moderadas en la parte de baja y altas presiones en la parte de alta, a no ser que trabajen en rangos de temperatura muy bajos. Algunos ejemplos son el amoníaco ($T_b=-33.3^\circ\text{C}$), el propano ($T_b=-44.1^\circ\text{C}$) o el R-22 ($T_b=-40.76^\circ\text{C}$) y el R-502 ($T_b=-45.4^\circ\text{C}$).
- De muy alta presión: Son los fluidos con temperaturas de ebullición muy bajas, por debajo de los -60°C . Generalmente requieren trabajar a presiones elevadas para poder situarse en el rango térmico de trabajo. Son los refrigerantes adecuados para las cargas térmicas muy intensas. A menudo se utilizan como refrigerantes en las etapas más bajas de la refrigeración en cascada. Algunos ejemplos son el CO_2 ($T_b=-78.4^\circ\text{C}$), el etano ($T_b=-88.8^\circ\text{C}$), el etileno ($T_b=-103.7^\circ\text{C}$), o los refrigerantes propios de la criogenia (sistemas de refrigeración que enfrían por debajo de los -150°C) como el aire, nitrógeno o Argón.

Esta clasificación es importante porque distingue los refrigerantes en función de sus posibilidades de aplicación, y por tanto tiene un carácter muy práctico.

2.3. Clasificación en función de su seguridad y toxicidad

El Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas, establece la siguiente distinción para los refrigerantes en función de sus niveles de seguridad:

- De alta seguridad: Comprende a los refrigerantes no combustibles, que además son poco o nada tóxicos.
- De media seguridad: Comprende a los refrigerantes que o bien tengan una cierta capacidad tóxica o corrosiva, o bien sus mezclas con aire pueden ser explosivas en concentraciones del 3.5 % en volumen o más.
- De baja seguridad: Son los refrigerantes cuyas mezclas con aire son explosivas en concentraciones menores del 3.5 % en volumen.

Otra clasificación, mejor cuantificada, es la que propone la ASHRAE, que combina las características de seguridad y de toxicidad como se muestra en la tabla 2.1, entendiéndose:

- Clase A (Baja toxicidad): El refrigerante no es tóxico en concentraciones de 400 ppm volumétricas.
- Clase B (Alta toxicidad): El refrigerante muestra toxicidad en concentraciones inferiores a 400 ppm volumétricas.
- Grupo 1: No propagan la llama con aire a 18°C y 1 atm.
- Grupo 2: Sus mezclas con aire tienen límite inferior de inflamabilidad mayor que 0.1 kg/m³ a 19°C y 1 atm, y además, tienen poder calorífico inferior menor que 19000 kJ/kg.
- Grupo 3: Sus mezclas con aire tienen límite inferior de inflamabilidad menor que 0.1 kg/m³ a 19°C y 1 atm, o bien, tienen poder calorífico inferior mayor que 19000 kJ/kg.

	Baja toxicidad	Alta toxicidad
No propagan llama	A1	B1
Baja inflamabilidad	A2	B2
Alta inflamabilidad	A3	B3

Tabla 2.1. Clasificación ASHRAE según la seguridad y toxicidad de los refrigerantes

2.4. Clasificación en función de su naturaleza y composición

Según su naturaleza los refrigerantes pueden clasificarse en orgánicos o inorgánicos. Ejemplos de éstos últimos son el H₂O, el SO₂, el CO₂ y el NH₃.

Los refrigerantes orgánicos, a su vez, se clasifican en hidrocarburos no halogenados (o hidrocarburos a secas), y en hidrocarburos halogenados (o refrigerantes halogenados a secas, que durante muchos años han sido conocidos como “freones”, haciendo eco de la marca comercial Freon). Ejemplos de hidrocarburos con interés como refrigerantes son: el etano, el propano, el butano, y en menor medida dada su baja temperatura de ebullición, el metano.

Por su parte, los refrigerantes halogenados se pueden clasificar en función del hidrocarburo del que proceden (principalmente del metano o del etano), aunque es más habitual clasificarlos en los siguientes grupos:

- Totalmente halogenados: Tienen todos sus átomos de hidrógeno sustituidos por átomos de gases halógenos. A su vez se clasifican en:
 - Cloro-Fluoro-Carbonos (CFC). Los átomos halógenos que los constituyen son de flúor y de cloro.
 - Bromo-Fluoro-Carbonos (BFC). Los átomos halógenos que los constituyen son de flúor y de bromo.
 - Bromo-Cloro-Fluoro-Carbonos (BCFC). Los átomos halógenos que los constituyen son de flúor, de bromo y de cloro.
 - Per-Fluoro-Carbonos (PFC). Los átomos halógenos que los constituyen son todos de flúor.

- Parcialmente halogenados: Tienen algunos de sus átomos de hidrógeno sustituidos por átomos de gases halógenos, pero conservan átomos de hidrógeno en su estructura. A su vez se clasifican en:
 - Hidro-Cloro-Fluoro-Carbonos (HCFC). Contienen átomos de hidrógeno, de flúor y de cloro.
 - Hidro-Bromo-Fluoro-Carbonos (HBFC). Contienen átomos de hidrógeno, de flúor y de bromo.
 - Hidro-Fluoro-Carbonos (HFC). Solo contienen, además de los de carbono, átomos de hidrógeno y de flúor, pero no tienen ni bromo ni cloro.
- Mezclas de refrigerantes halogenados: Son mezclas de los anteriores (dos o tres o incluso cuatro), que no necesariamente pertenecen al mismo grupo. Las mezclas se clasifican, a su vez, en:
 - Mezclas zeótropas. Son las que no contienen ningún punto azeótropo, o que conteniéndolo, no se encuentran en la composición correspondiente a dicho punto. Por tanto, las proporciones de sus diversos componentes no están sujetas a una estricta precisión. Tienen como inconveniente que los procesos de cambio de fase no se producen a temperatura constante, sino que ésta sufre una variación denominada “Glide” o deslizamiento térmico (g), entre el comienzo de la evaporación (punto de burbuja) y el final (punto de rocío), o entre el comienzo de la condensación (punto de rocío) y el final (punto de burbuja). Esta propiedad tiene, además del mencionado deslizamiento, otra consecuencia durante los procesos de evaporación y condensación: al coexistir las fases vapor y líquido, la primera se enriquece del componente más volátil, y la fase líquida en el menos volátil. Este efecto, denominado fraccionamiento, puede provocar cambios en la composición por causa de las fugas de refrigerante.

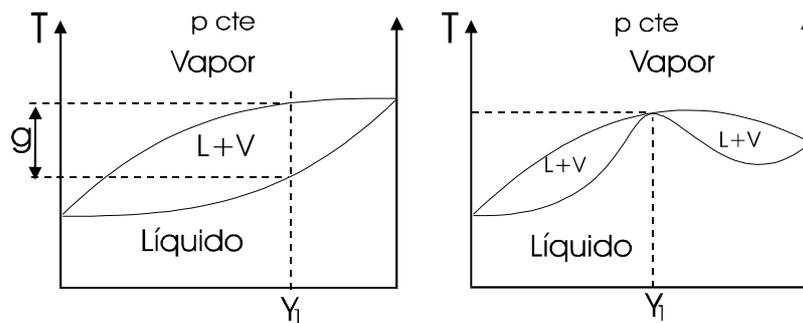


Figura 2.1. Mezcla zeótropa (izquierda) y mezcla azeótropa (derecha)

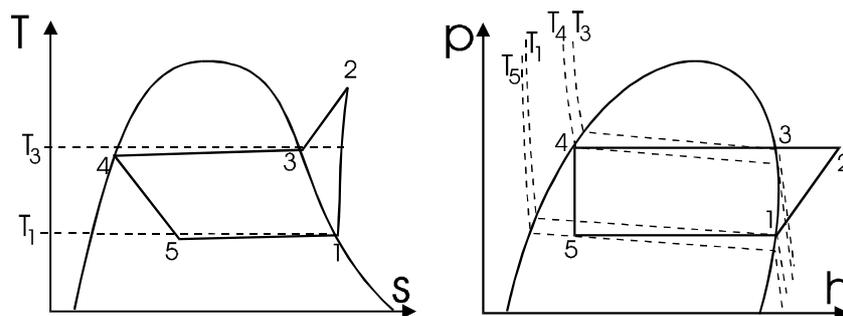


Figura 2.2. Deslizamiento provocado en las mezclas zeótropas, en diagramas T - s y p - h

- Mezclas azeótropas. Son mezclas en las que la concentración de sus componentes corresponde exactamente a la composición de un punto azeótropo, en el que los procesos de evaporación y de condensación tienen lugar a temperatura constante. Se comportan, por tanto, como sustancias puras, y en ellas no tiene lugar ni el deslizamiento ni el fraccionamiento de su composición.

2.5. Fluidos secos y fluidos húmedos

Una última clasificación de los refrigerantes distingue los fluidos húmedos de los secos. Esta distinción tiene implicaciones en el diseño de la instalación y en la posibilidad de otros usos. Se denomina fluidos húmedos a aquéllos cuya curva de vapor saturado tiene siempre valores negativos de dT/ds , y son la gran mayoría de los refrigerantes. Esta condición hace que la compresión isoentrópica siempre cause sobrecalentamiento del vapor y por tanto no existen restricciones para aproximar el estado de aspiración del compresor a la línea de vapor saturado. Por el contrario, los refrigerantes secos se caracterizan por que tienen valores positivos de dT/ds , al menos en cierto rango de presiones. Ejemplos de refrigerantes secos son algunos CFC derivados del etano (R113, R114 y R115), otros derivados del propano (R227) y el isobutano (R600a). Estos refrigerantes requieren que el vapor sea sobrecalentado previamente a su entrada en el compresor con el fin de evitar condensaciones en su interior, y además tienen usos de gran interés en máquinas de producción de energía mecánico-eléctrica a través de ciclos termodinámicos directos en los que se utilizan fuentes de calor a baja temperatura como es el caso de la solar térmica, la geotérmica o ciertas corrientes residuales. La imposibilidad de recalentar el vapor tras la evaporación por el bajo contenido térmico de la fuente, impide el uso del agua (fluido de trabajo habitual en ciclos de potencia) o de cualquier otro fluido húmedo que al expandirse en la turbina directamente desde condiciones de vapor saturado condense parcialmente.

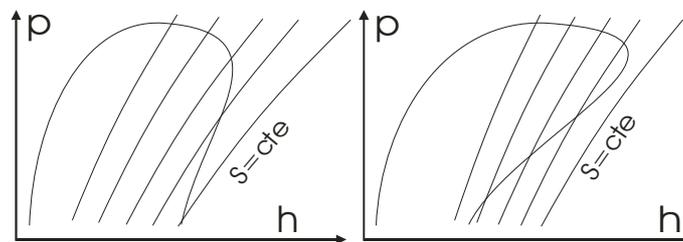


Figura 2.3. Fluido húmedo (Izqda.) y fluido seco (dcha.)

Como se ha visto, la denominación de fluidos secos y húmedos hace referencia a su posible expansión, como fluidos de potencia, desde vapor saturado, si bien debería ser justamente la inversa en aplicaciones de refrigeración: los fluidos secos son refrigerantes húmedos y los fluidos húmedos son refrigerantes secos.

2.6. Evolución histórica de los fluidos refrigerantes

La evolución histórica de los fluidos refrigerantes se puede dividir en varias generaciones, que se separan entre sí por algunos cambios históricos de gran impacto sobre el sector.

En primer lugar se puede hablar de una etapa pre-industrial que podría extenderse desde la fecha de la primera máquina, construida por Jacob Perkins en 1834, y que utilizó éter sulfúrico (que en realidad es éter etílico) como refrigerante, hasta la década

de los sesenta de ese mismo siglo, época en la que empezaron a comercializarse las primeras máquinas y surgió una industria del frío que tardaría poco en consolidarse. Entre estas fechas, algunas máquinas de refrigeración son diseñadas y construidas por los pioneros de la refrigeración (ver Tema 1) utilizando como refrigerantes aire (máquina de J. Gorrie, 1850), éter metílico (Ch. Tellier, 1868), éter etílico, o incluso, en la primera máquina de absorción, amoníaco (F. Carré, 1859). Salvando este último caso, los refrigerantes utilizados en máquinas de refrigeración por compresión trabajaban, en general, en vacío.

Se puede reconocer una primera generación de refrigerantes a partir de la mencionada década de los '60, cuando empiezan a comercializarse las máquinas de refrigeración con amoníaco (tanto de absorción, E. Carré, como de compresión, Van Linde, 1875), con CO_2 (Van Linde y Windhausen), con SO_2 , o con Cloruro de metilo (CH_3Cl) y Cloruro de metileno (CH_2Cl_2). Son refrigerantes con escaso o nulo procesamiento químico, y con el inconveniente de que algunos de ellos son inflamables o tóxicos, pero que demuestran ser capaces de responder a las cada vez mayores exigencias de los equipos (alta presión, solubilidad de lubricantes necesarios para el compresor, etc.), y por tanto, artífices del inicial desarrollo de la industria del frío.

La segunda generación de los refrigerantes surge en los años '20 del siglo XX, como consecuencia del descubrimiento y desarrollo de los CFC. Aunque el primer antecedente es la patente del dicloroetileno (todavía sin átomos de Fluor y hoy denominado R-1130), presentada en 1922 por W.H. Carrier y R.W. Waterfill, el origen de tal desarrollo tiene lugar cuando en 1930 Thomas Midgley propone el R-12, como fluido refrigerante capaz de resolver los problemas de toxicidad, inflamabilidad o inestabilidad de los anteriores refrigerantes. Midgley concluyó con esta propuesta un exhaustivo estudio, que había comenzado dos años antes, en el que fue descartando metales, materiales inestables, sustancias tóxicas o gases nobles (con puntos de ebullición demasiado bajos) como elementos a combinar. En los años siguientes, los investigadores de la General Motors Corporation, Charles Kettering y Thomas Mising, impulsan el desarrollo y la fabricación (por la Kinetic Chemicals Company nacida de la asociación entre las compañías General Motors y DuPont) de los refrigerantes halogenados, no solo los CFC's sino posteriormente también los HCFC y los HFC's. Esto provoca la progresiva desaparición de los refrigerantes naturales hasta entonces utilizados, de los cuales prácticamente solo resiste el amoníaco debido a sus buenas propiedades térmicas. El mayor éxito de mercado es conquistado por los refrigerantes R-12, R-22 y R-11. En 1985 se fabrican entre los tres más de un tercio de millón de toneladas, solo en Estados Unidos, lo que convirtió a la industria de los refrigerantes en una de las más potentes del sector de la industria química. El carácter inodoro e incoloro de estos gases, y sus precios decrecientes motivó una notable despreocupación por el mantenimiento y las operaciones de rellenado, lo que provocó emisiones muy altas a la atmósfera durante bastantes años. La aparición de la tercera generación de refrigerantes se puede datar en 1995, y ocurre como consecuencia de dos descubrimientos que tienen lugar unos cuantos años antes de esa fecha. Por una parte, dos investigadores de la Universidad de California, Rowland y Molina descubren en 1974 que los refrigerantes halogenados con átomos de cloro en su estructura molecular se disocian en presencia de luz solar ultravioleta, generando iones de cloro que destruyen las moléculas de ozono. Este descubrimiento (que les mereció el premio Nobel en 1995), unido al que tiene lugar a finales de los '70 en la Antártida sobre la pérdida de espesor de la capa estratosférica de ozono y de los efectos de dicha pérdida

sobre el medio ambiente y la salud humana, conducen a atribuir al uso de los “freones” en equipos de refrigeración gran parte de la responsabilidad de tal efecto. La comunidad científica tarda unos años en reaccionar, y en 1987 tiene lugar el Protocolo de Montreal, en el que 43 países se comprometen a iniciar calendarios de eliminación de los CFC’s, si bien las resoluciones no son de obligado cumplimiento. Posteriores enmiendas a dichos acuerdos, como las que tienen lugar en Viena 1995 y en Pekín 1999, conducen a un calendario de prohibición de CFC’s y de HCFC’s, cuya última versión es el Reglamento 2037/2000 del año 2000, que se alarga hasta el año 2015. Por tanto, la tercera generación de refrigerantes la constituyen los HCFC’s que sustituyen bruscamente a los CFC’s y los HFC’s que van sustituyendo paulatinamente a los HCFC’s a medida que éstos van agotando etapas del calendario de prohibición, además de algunos refrigerantes que se mantienen en sus sectores (amoníaco) y otros que van surgiendo como refrigerantes ecológicos (principalmente hidrocarburos) adelantándose al calendario de prohibición.

Aún se puede hablar de una probable cuarta generación para el siglo XXI, en la que se podría volver a los refrigerantes naturales que ya tuvieron su auge en la primera generación, en sustitución de los HFC’s. Este nuevo cambio puede estar motivado por el efecto invernadero de algunos de los hidrofluorocarbonos y perfluorocarbonos, y por su larga permanencia en la atmósfera, que puede ocasionar riesgos hoy en día desconocidos, como también lo eran los de los CFC’s cuando se impusieron industrialmente. Al fin y al cabo son sustancias manufacturadas y ajenas al medio ambiente. Por el contrario, los refrigerantes naturales, tales como el agua, el anhídrido carbónico, el amoníaco y algunos hidrocarburos, pertenecen al ciclo natural de formación/destrucción del medio ambiente y son abundantes y por lo general baratos. Los inconvenientes de toxicidad e inflamabilidad que provocaron su desuso pueden ser hoy en día resueltos de forma fiable y segura como consecuencia del desarrollo tecnológico que los equipos de refrigeración han sufrido durante todos estos años. Por último, la investigación sobre nuevos refrigerantes es activa en la actualidad, lo que deja igualmente abierta la puerta a la aparición de nuevos refrigerantes sintéticos o nuevas mezclas con quizá mejores propiedades térmicas que los actuales y sin problemas de seguridad ni medioambientales.

2.7. Efecto medioambiental de los refrigerantes

2.6.1. Tipos de impacto y causas de emisión

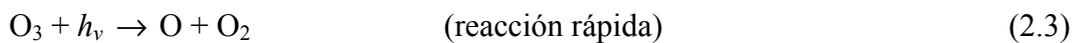
El impacto medioambiental de los refrigerantes se produce principalmente debido a dos causas: su capacidad de destrucción de la capa de ozono (ODP: *ozone depletion potential*) y su contribución al calentamiento atmosférico por efecto invernadero (GWP: *global warming potential*). Además, la estabilidad del refrigerante, tradicionalmente considerada como ventajosa al implicar bajos niveles de inflamabilidad, toxicidad, y capacidad oxidante (es el caso de los hidrocarburos halogenados), se vuelve en contra cuando el gas emitido tiene algún impacto no autodestructivo, como son los dos impactos mencionados, ya que, al permanecer mucho tiempo en la atmósfera, multiplica sus efectos acumulativos. Las emisiones de gases refrigerantes a la atmósfera pueden ser provocadas por las siguientes causas:

- Fugas en las instalaciones
- Pérdidas durante las operaciones de recarga o de mantenimiento

- No recuperación del refrigerante tras el desecho de la instalación.

2.6.2. Destrucción de la capa de ozono

La capa de ozono consiste en un aumento de la concentración de ozono (O_3), de alrededor de un orden de magnitud, que se observa en los primeros kilómetros de la estratosfera. El principal beneficio de esta capa de mayor concentración es que actúa como escudo protector de los organismos vivos ante la radiación ultravioleta de longitud de onda $\lambda < 290$ nm. El ciclo básico de formación-destrucción de la capa de ozono estratosférica es el siguiente:



M (tercer cuerpo) es cualquier molécula que recoge el calor liberado en la reacción (2.2) estabilizando la molécula de ozono. Aun así, las reacciones (2.2) y (2.3) son mucho más rápidas que las (2.1) y (2.4), lo que permite concebir un ciclo rápido de interconversión de O_3 en O, dentro de otro más lento. Este doble ciclo, cuya reacción de destrucción lenta (2.4) está contrarrestada por la de formación lenta (2.1), se desestabiliza en presencia de trazas de otras especies que catalizan la destrucción de ozono:



Donde X es la especie catalítica (H, OH, NO, Cl ó Br). Este mecanismo de destrucción, que como se ve es equivalente a la reacción (2.4), se distingue de ésta porque la traza queda intacta, y dispuesta para provocar un nuevo mecanismo destructor, constituyendo por tanto una reacción en cadena con un balance de destrucción neta. Se estima que un solo átomo de Cloro puede llegar a destruir por este mecanismo 100000 moléculas de ozono.

La presencia en la atmósfera de átomos de cloro (procedentes de la fotólisis de los refrigerantes CFC y en menor medida de los HCFC) o de otras sustancias que actúan como reservas de átomos de cloro, tales como HOCl ó ClONO₂ (procedentes de la reacción del ClO resultante de (2.5) con HO₂ o con NO₂) hace que se inicien dichas reacciones en cadena, y por tanto la destrucción de la capa de ozono. El potencial destructor suele cuantificarse en relación al más reactivo de todos los CFC's, que es el R-11, al que asigna un valor unidad. Los HCFC's tienen del orden de diez veces menos potencial destructor (ODP entre 0.02 y 0.2), y los HFC's no tienen ninguno, aunque su permanencia atmosférica sigue siendo bastante larga, tanto más cuanto más fluorados. También es nulo el ODP de los PFC's, si bien la estabilidad atmosférica de estos es aún mucho mayor (ver Tabla 2.2). Aunque solo se ha mencionado el efecto destructor de los CFC's (y en menor medida de los HCFC's), el comportamiento de los BFC's

(hidrocarburos sustituidos con átomos de flúor y bromo) es incluso más destructivo, aunque su utilización es menos común.

Fa- milia	Refrige- rante	Fórmula	Nombre	Duración atmosférica (años)	Potencial destructor de O ₃	<i>GWP</i> ($\Delta t=100$ años)
CFC	R-11	CCl ₃ F	Triclorofluorometano	59.4	1.00	4000
	R-12	CCl ₂ F ₂	Diclorodifluorometano	121.7	0.93	8500
	R-13	CClF ₃	Clorotrifluorometano		1.00	11700
	R-113	CCl ₂ FCClF ₂	Triclorotrifluoroetano	97.8	0.83	4200
	R-114	CClF ₂ CClF ₂	Diclorotetrafluoroetano	244.2	0.71	6900
	R-115	CClF ₂ CF ₃	Cloropentafluoroetano	538.7	0.38	6900
HCFC	R-22	CHClF ₂	Clorodifluorometano	17.8	0.049	1700
	R-123	CHCl ₂ CF ₃	Diclorotrifluoroetano	1.9	0.017	120
	R-124	CHClF ₂ CF ₃	Clorotetrafluoroetano	7.6	0.019	480
	R-141b	CCl ₂ FCH ₃	Diclorofluoroetano	8.3	0.088	440
	R-142b	CH ₃ CClF ₂	Clorodifluoroetano	21.7	0.054	1600
HFC	R-23	CHF ₃	Trifluorometano	264	0	11700
	R-32	CH ₂ F ₂	Difluorometano	5.6	0	650
	R-125	CHF ₂ CF ₃	Pentafluoroetano	31.3	0	2800
	R-134a	CH ₂ FCF ₃	Tetrafluoroetano	18.3	0	1300
	R-143a	CH ₃ CF ₃	Trifluoroetano	47.0	0	3800
	R-152a	CHF ₂ CH ₃	Difluoroetano	1.7	0	140
PFC	R-14	CF ₄	Perfluorometano	50000	0	6500
	R-116	CF ₃ CF ₃	Perfluoroetano	10000	0	9200
	R-218	CF ₃ CF ₂ CF ₃	Perfluoropropano	2600	0	7000

Tabla 2.2. Estabilidad atmosférica y potencial destructor de ozono y potencial de calentamiento global de algunos hidrocarburos halogenados

2.6.3. Calentamiento atmosférico

El efecto invernadero es la expresión utilizada para describir el principio del calentamiento atmosférico. Este fenómeno, conocido desde principios del siglo XIX, es provocado por la absorción de radiación infrarroja por ciertos gases de la atmósfera, con el consiguiente calentamiento de las capas bajas de la atmósfera. A estos gases se les conoce como gases de efecto invernadero, o directamente, gases invernadero.

El efecto invernadero es un requisito para la vida en el planeta, pues sin él la temperatura media en la superficie terrestre sería de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Las emisiones de gases invernadero provocadas por fuentes naturales (océanos, vegetación y suelos), que en el caso del CO₂ constituyen más del 96 %, se equilibran con la absorción provocada por estas mismas fuentes. El problema es que tal equilibrio se rompe como consecuencia de la contribución de fuentes no naturales. Según algunas estimaciones, este desequilibrio puede provocar un aumento de un par de grados centígrados sobre la temperatura media de la atmósfera en los próximos 30 años, puede tener importantes efectos meteorológicos como variaciones en la distribución de precipitaciones, aumento de la frecuencia de acontecimientos catastróficos (sequías, huracanes, inundaciones), y puede también conducir a un aumento del nivel del mar como consecuencia de la descongelación parcial de los polos, lo que a su vez tendría consecuencias graves sobre ciertas regiones de cotas bajas.

Gas invernadero	Participación sobre el total (%)
Anhídrido carbónico (CO ₂)	35-65
Metano (CH ₄)	10-25
Hidrocarburos halogenados CFC's, HFC's y PFC's	5-25
Óxidos nitroso (N ₂ O)	2-10
Ozono (O ₃) troposférico	2-10

Tabla 2.3. Participación de los gases en el efecto invernadero

La tabla 2.3 muestra la contribución de los distintos gases invernadero de origen antropogénico. Se observa que aunque el CO₂ sea el mayor precursor del efecto invernadero debido a que las cantidades emitidas del mismo, principalmente como consecuencia de los procesos de combustión, son muy superiores a las de otras especies, la intensidad de acción de algunos gases invernadero es mucho mayor (por unidad de masa emitida) que la del CO₂. Por ejemplo el potencial de calentamiento del metano es 21 veces superior al del CO₂, el del N₂O 310 veces superior y el de los hidrocarburos halogenados es muy variable pero salvo excepciones al menos 1000 veces superior (ver tabla 2.2). Esta relación comparativa queda precisamente establecida por el parámetro *GWP*, definido como la masa en kg de CO₂ que tendría que ser emitida a la atmósfera para provocar el mismo efecto sobre el calentamiento atmosférico que la emisión de 1 kg de una determinada sustancia. Numéricamente, se cuantifica como el cociente entre la intensidad de absorción de radiación infrarroja (*a*) provocada en un intervalo temporal (que puede establecerse en 20, 100 -lo más habitual- y 500 años) por la emisión de 1 kg de una sustancia a la atmósfera, y la absorción provocada en el mismo tiempo por la emisión de 1 kg de CO₂. Para este cálculo, es necesario tener en cuenta hasta qué punto se diluye el gas en la atmósfera, ya que la capacidad de absorción depende de su concentración. Por tanto:

$$GWP_i = \frac{\int a_i C_i dt}{\int a_{CO_2} C_{CO_2} dt} \quad (2.7)$$

Otra forma de valorar el efecto sobre el calentamiento global de los refrigerantes es cuantificar el efecto de las instalaciones que los usan. Esto tiene interés porque cabe la posibilidad de que un gas tenga mayor *GWP* que otro y por tanto su efecto sobre el calentamiento atmosférico a causa de emisiones de gas por fugas, recargas o no recuperación sea mayor (efecto directo, *D*), y sin embargo pueda ser utilizado con mayor eficacia en instalaciones que por tanto consuman menos energía primaria y contribuyan en menor medida a la emisión de CO₂ a la atmósfera (efecto indirecto, *I*). El parámetro que tiene en cuenta ambos efectos en una instalación, el directo y el indirecto, se denomina *TEWI* (*Total Equivalent Warming Impact*), y la expresión que permite su estimación, en unidades de masa de equivalente de CO₂, es (los dos primeros sumandos corresponden al efecto directo, y el tercero al indirecto):

$$TEWI = D + I = GWP \cdot m \cdot f \cdot t + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha) + E \cdot t \cdot A \quad (2.8)$$

donde *m* es la carga de refrigerante de la instalación (kg), *f* es la proporción anual de fugas (kg/kg/año), *t* es el tiempo estimado de vida útil del equipo (años), *α* es la fracción de refrigerante recuperado al final de la vida de la instalación (kg/kg), *E* es el

consumo anual de energía de la instalación (kWh/año) y A es la previsión de masa emitida de CO₂ por unidad energética eléctrica disponible por el usuario, en función del tipo de fuente energética de la que procede (kg/kWh). Como previsión de emisión de CO₂, dado que la energía eléctrica se distribuye por una red única independientemente de su origen de producción, suele tomarse un valor medio de $A=0.6$ kg/kWh, salvo que la instalación sea alimentada de forma autónoma por energía procedente de una fuente específica, como es el caso, por ejemplo, de los sistemas de aire acondicionado de automóviles.

La distinción de los efectos directo e indirecto permiten comprobar que por lo general el indirecto es mucho más importante que el directo, siendo esta conclusión más acusada cuanto mayor es el consumo eléctrico de los equipos. La tabla 2.4 muestra algunas cifras típicas, por sectores de producción de frío, de la importancia relativa dichos efectos en relación al impacto total de la instalación.

Sector	$D/TEWI.100$	$I/TEWI.100$
Frigoríficos domésticos	1	99
Frío comercial	20	80
Aire acondicionado en edificios	4	96
Aire acondicionado en vehículos	25	75

Tabla 2.4. Importancia relativa de los efectos directo e indirecto sobre el calentamiento global provocado por diferentes instalaciones de producción de frío.

En el Anexo II de la Directiva europea 2003/87/CE figuran como gases de efecto invernadero, además del dióxido de carbono y de otros tres gases, los HFC y los PFC. La ausencia en esta lista de los CFC y los HCFC (que como se observa en la Tabla 2.2 tienen valores de GWP del mismo orden que los HFC y PFC) se justifica porque están afectados por el calendario de prohibición provocado por su efecto destructor de la capa de ozono, y por tanto no cabe especular con la reducción de sus emisiones.

2.8. Directivas y estrategias de sustitución de refrigerantes

El Reglamento 2037/2000 de la Unión Europea, publicado en Octubre de 2000, establece una prohibición inmediata para todos los refrigerantes CFC y BFC y una prohibición progresiva para los refrigerantes HCFC. Aunque el reglamento establece fechas para la suspensión de todas las actividades de producción, comercialización y utilización de los distintos refrigerantes, en la relación que sigue solo se mencionan las prohibiciones relacionadas con la utilización:

- CFC's y BFC's:
 - 1/10/2000: Ventas prohibidas incluso fuera de la UE
 - 1/01/2001: Servicio de mantenimiento prohibido (rellenado, reparación)
 - 1/01/2001: Recuperación y destrucción con tecnología aceptable para el M.A.
- HCFC's:
 - 1/01/2001: Prohibición de uso en nuevos equipos de:
 - refrigeración
 - acondicionamiento de aire de >100kW
 - 1/07/2002: Prohibición de uso en nuevos equipos de:
 - acondicionamiento de aire de <100kW
 - 1/01/2004: Prohibición de uso en nuevos equipos de:

- aire acondicionado reversibles a bomba de calor
- 1/01/2010: Prohibición de uso de HCFC's vírgenes
- 1/01/2015: Prohibición de uso de todos los HCFC's, incluyendo reciclados

Además, el reglamento exige revisiones anuales a todo equipo que contenga más de 3 kg de refrigerante, tanto si éste es CFC o HCFC, y también exige una cualificación mínima a todo el personal encargado del mantenimiento de los equipos y de la manipulación de los refrigerantes.

Este calendario de prohibición obliga a preparar las nuevas instalaciones para operar con refrigerantes HFC o naturales. La Tabla 2.5 resume las principales tendencias de sustitución, por sectores o rangos térmicos, de los CFC's por HCFC's y posteriormente por HFC's.

	CFC	→ HCFC	→ HFC	
Alta T ($>0^{\circ}\text{C}$)	R-11			Sistemas aire acondicionado; Simple etapa
Media-alta T ($>-10^{\circ}$)	R-12	R-401A R-409A	R-134a R-152a	Sist. aire acond. automóviles; Simple etapa
Media T ($>-20^{\circ}$)		R-22	R-407C R-410A	Equipos estáticos; Simple/doble etapa
Media-baja T ($>-40^{\circ}$)	R-115	R-22 R-502	R-404A R-507A	Equipos estáticos; Simple/doble etapa
Baja T ($>-70^{\circ}\text{C}$)	R-13	R-503	R-23	Sistemas en cascada

Tabla 2.5. Estrategias de sustitución de CFC's por HCFC's y por HFC's.

Estas estrategias se verán probablemente afectadas en un futuro próximo debido al previsible sobrecoste que las emisiones de algunos gases de elevado efecto invernadero (como el R-23) puedan causar a través del mercado de derechos de emisión, si bien, la directiva europea actualmente vigente (2003/87/CE) solo contempla de momento el control de las emisiones de CO_2 .

2.9. Los refrigerantes naturales

Se describe a continuación el comportamiento, aplicaciones, ventajas e inconvenientes de algunos refrigerantes que, al ser naturales y no ser por tanto extraños a la atmósfera, tienen perspectivas de ser protagonistas en un futuro próximo.

- Amoníaco (NH_3). Este refrigerante, denominado R-717, presenta una alta eficiencia térmica, debido a su gran conductividad térmica y a su gran calor latente de vaporización. Apenas tiene impacto medioambiental, ya que su contribución tanto a la destrucción de la capa de ozono como al calentamiento global de la atmósfera por efecto invernadero son nulas. Además, es barato (entre 10 y 20 veces más que los hidrocarburos halogenados) y poco viscoso, por lo que provoca escasas pérdidas de carga en los conductos. Su rango de trabajo es muy amplio ya que tiene alta temperatura crítica y en cambio baja temperatura de ebullición (-33°C). Frente a estas importantes ventajas, hay que señalar como inconvenientes su toxicidad, lo que puede ser un problema cuando existen fugas en los equipos. Sin embargo, mucho antes de alcanzarse concentraciones peligrosas (a partir de 2000 ppm) el amoníaco diluido en aire es detectable por su intenso olor (desde 5 ppm), por lo que

no es difícil evitar la posibilidad de emisiones que alcancen niveles tóxicos. También puede apuntarse como inconveniente su inflamabilidad, pero ésta ocurre a alta temperatura (600°C) y en un estrecho rango de concentraciones. Por último, la tradicional desventaja de la mala miscibilidad con los lubricantes (que obligaba a realizar purgas de aceite) es cada vez menos importante, ya que los avances en la búsqueda de nuevos lubricantes solubles son notables. El amoníaco es un refrigerante adecuado para equipos de refrigeración por compresión de gran potencia y rango térmico medio y bajo, y además (como se verá en el Tema 5) tiene también aplicación en equipos de absorción, en combinación con el agua como absorbente.

- Hidrocarburos, como el propano, isobutano, n-butano, etc. También son refrigerantes con buenas propiedades térmicas: mejores que los hidrocarburos halogenados aunque no tan buenas como el amoníaco. No presentan incompatibilidades con los materiales usados en los equipos de refrigeración y no son tóxicos. Su mayor inconveniente es su inflamabilidad, pero este inconveniente puede ser contrarrestado adoptando las medidas de seguridad pertinentes. Al fin y al cabo, el manejo de combustibles incluso de mayor inflamabilidad es hoy en día habitual en calderas o cocinas domésticas, y por tanto no será difícil establecer medidas de inspección y precaución en el manejo. Ya hoy en día muchos frigoríficos domésticos y bombas de calor utilizan hidrocarburos como refrigerante.
- Anhídrido carbónico (CO_2). Se denomina R-744, y aunque su mercado es actualmente escaso, sus posibilidades futuras son muy grandes. Es abundante, barato, carece de toxicidad y de incompatibilidades con materiales, y es inocuo al medio ambiente, tanto en relación a la capa de ozono como al efecto invernadero. Esta última afirmación, que puede sorprender, se basa en sus bajos valores de GWP, que hacen referencia a la unidad másica emitida. La gran contribución al calentamiento atmosférico del CO_2 es debida a las masivas emisiones de este gas debido a los procesos de combustión, pero frente a estas cantidades, las posibles emisiones por fugas de refrigerante son insignificantes. La principal desventaja tradicionalmente atribuida al CO_2 como refrigerante es la necesidad de elevar la presión para alcanzar temperaturas de evaporación en el rango de interés industrial. Sin embargo, la posibilidad de fabricar hoy en día circuitos duraderamente resistentes y estancos, casi convierte este condicionante en ventaja, dada la reducción de volumen que involucra. Otro inconveniente es su baja temperatura crítica (31°C) que puede provocar ciclos de condensación transcítica en verano con la consiguiente pérdida de eficacia. Este hecho hace el CO_2 se utilice principalmente en las etapas de baja de refrigeradores en cascada (en los que la temperatura de condensación está controlada). Dada su no inflamabilidad, encuentra también aplicación en instalaciones de alta seguridad como buques, hipermercados, etc. Sin embargo el posible campo de aplicación es mucho más extenso y probablemente en el futuro este refrigerante gane terreno en sectores como el de las cámaras frigoríficas o los túneles de congelación.
- Agua (H_2O). Denominado, como refrigerante, R-718, el agua es el más abundante, barato y medioambientalmente inocuo de todos los refrigerantes que pueden ser usados en equipos de refrigeración por compresión. Además, sus propiedades térmicas son buenas (alto calor latente de vaporización) y su viscosidad es baja. Su principal limitación es su elevada temperatura de ebullición, lo que obliga a su

utilización a muy baja presión. Aun así, no puede operar a temperaturas bajas, pues además de la baja presión, encuentra el límite inferior del punto triple (0°C). A tan baja presión, además, el volumen específico es muy grande y la eficiencia térmica es baja. Estas limitaciones restringen el uso del agua como refrigerante a sistemas de aire acondicionado (aplicación en la que la temperatura de trabajo nunca es baja), y su interés es máximo en aplicaciones que disponen de abundante espacio y en aplicaciones de alta seguridad (minas, aeropuertos, locales públicos). Otra ventaja del agua es que permite sistemas de generación combinada de frío y calor (agua caliente o vapor para proceso o incluso para generación de potencia). Una de las aplicaciones que permiten dicha combinación son las bombas de calor de gran potencia. Por último también puede utilizarse en circuito abierto, es decir, tomando como fuente de agua el propio contenido de ésta en líquidos o sólidos húmedos (como por ejemplo hortalizas), lográndose así el enfriamiento directo de éstos.

2.10. Códigos de identificación de los refrigerantes

El principal código de identificación de los refrigerantes, universalmente adoptado, es la nomenclatura de los mismos. Los refrigerantes se denominan por medio del siguiente código:



Los cuatro números señalados en esta expresión genérica describen la composición química de la molécula de refrigerante, y tienen el siguiente significado:

- n_1 : Número de átomos de carbono menos 1. En el caso de $n_1=0$, se omite este número en la denominación del refrigerante. De este modo, por ejemplo, los hidrocarburos derivados del metano solo tienen dos cifras, y los derivados del etano empiezan por 1.
- n_2 : Número de átomos de hidrógeno más uno. Con dicha adición se consigue que los CFC mantengan un $n_2=1$ evitando la eliminación de más cifras.
- n_3 : Número de átomos de flúor. Con los tres números definidos hasta ahora se denominan la mayoría de los hidrocarburos halogenados.
- $\text{B}n_4$: Siempre precedido por la letra B, n_4 indica el número de átomos de bromo. En el caso habitual de no existir ninguno se omite tanto la letra B como el número n_4 .

El número de átomos de cloro de la molécula no está explícitamente indicado, por lo que es necesario deducirlo restando a la máxima capacidad de enlaces de la cadena carbonosa los átomos de hidrógeno que se mantienen, los sustituidos por átomos de flúor y los sustituidos por átomos de bromo. Además de esto, otras letras o números pueden acompañar a la anterior denominación:

- C: Escrita previamente a la fórmula, indica que el compuesto tiene estructura cíclica.
- a, b, c: Escrita a final de la fórmula, distingue los distintos isómeros que, teniendo la misma composición química y por tanto la misma denominación, tienen distintas propiedades físicas como refrigerantes. La asignación de las letras se realiza por orden alfabético según la asimetría creciente de la molécula.

- 1: Escrito previamente a la fórmula indica la existencia de un enlace doble. Por tanto, la serie 1000 la conforman los refrigerantes procedentes de hidrocarburos insaturados.

Además, existen otros refrigerantes cuya nomenclatura no corresponde a las reglas descritas, y que se agrupan por series:

- Serie 300: compuestos orgánicos con estructura cíclica, que además se enfatiza por medio de la ya mencionada letra C.
- Serie 400: Mezclas zeótropas.
- Serie 500: Mezclas azeótropas.
- Serie 600: Otros compuestos orgánicos
- Serie 700: Compuestos inorgánicos. En este caso, a continuación de la cifra 7 se añade el peso molecular de la sustancia. Si existen varios refrigerantes con el mismo peso molecular, se distinguen entre sí por medio de una letra mayúscula al final de la fórmula.

Otro código de identificación de los refrigerantes es el color de las botellas en las que se envasan (Figura 2.4).



Figura 2.4. Envases de distintos refrigerantes

2.11. Criterios de selección de los refrigerantes

A la hora de seleccionar un refrigerante para una instalación, el fabricante debe tener en cuenta una serie de criterios, que pueden clasificarse tal como se titulan los siguientes apartados.

2.10.1. Criterios térmicos

Son posiblemente los más importantes pues determinan la viabilidad de la instalación e influyen de forma decisiva sobre su rendimiento. Un refrigerante debe cumplir:

- La presión debe ser ni muy grande en el condensador, con el fin de reducir esfuerzos mecánicos, ni muy baja en el evaporador, con el fin de evitar entradas de aire húmedo y facilitar la detección de fugas. Tal como se ha comentado en el Apartado 2.2, este criterio descarta gran cantidad de refrigerantes para una instalación determinada, y está principalmente determinado por las temperaturas de los focos frío y caliente.

- El rango de temperaturas en el que trabaja el refrigerante debe estar situado entre la temperatura crítica (T_c , ver Tablas 2.6, 2.7 y 2.8) (debe ser superior a la del refrigerante en el condensador) y la temperatura de congelación (T_f , ver tabla 2.6) (debe ser inferior a la del refrigerante en el evaporador). De esta forma se evitan ciclos transcíticos de baja eficiencia y problemas de paradas, averías o incluso roturas causados por la congelación del refrigerante.

Refrig.	Fórmula	Nombre	T_b (°C)	T_f (°C)	T_c (°C)	p_c (kPa)	PM
704	He	Helio	-268.9	-	-267.9	228.8	4
702	H ₂	Hidrógeno	-252.8	-259.2	-239.9	1315	2
720	Ne	Neón	-246.1	-248.6	-228.7	3397	20.2
728	N ₂	Nitrógeno	-198.8	-210.0	-146.9	3396	28
729	-	Aire	-194.3		-140.5	3785	29
740	Ar	Argón	-185.9	-189.3	-122.5	4860	39.9
732	O ₂	Oxígeno	-183.0	-218.8	-118.6	5043	32
50	CH ₄	Metano	-161.5	-182.2	-82.5	4638	16
14	CF ₄	Tetrafluorometano	-127.9	-184.9	-45.7	3741	88
1150	C ₂ H ₄	Etileno	-103.7	-169.0	9.3	5144	28
170	C ₂ H ₆	Etano	-88.8	-183.0	32.2	4891	30.1
23	CHF ₃	Trifluorometano	-82.1	-155.0	25.6	4833	70
13	CClF ₃	Clorotrifluorometano	-81.4	-181.0	28.8	3865	104.5
744	CO ₂	Dióxido de carbono	-78.4	-	31.1	7372	44
32	CH ₂ F ₂	Difluorometano	-51.8	-136.0	78.4	5830	52
125	C ₂ HF ₅	Pentafluoroetano	-48.6	-103.1	66.3	3631	120
1270	C ₃ H ₆	Propileno	-47.7	-185.0	91.8	4618	42.1
290	C ₃ H ₈	Propano	-42.1	-187.7	96.7	4248	44.1
22	CHClF ₂	Clorodifluorometano	-40.8	-160.0	96.0	4974	86.5
115	CClF ₂ CF ₃	Cloropentafluoroetano	-39.1	-106.0	79.9	3153	154.5
717	NH ₃	Amoníaco	-33.3	-77.7	133.0	11417	17
12	CCl ₂ F ₂	Diclorodifluorometano	-29.8	-158.0	112.0	4113	120.9
134a	CF ₃ CH ₂ F	Tetrafluoroetano	-26.2	-96.6	101.1	4067	102
152a	CHF ₂ CH ₃	Difluoroetano	-25.0	-117.0	113.5	4492	66
124	CHClFCF ₃	Clorotetrafluoroetano	-13.2	-199.2	122.5	3660	136.5
40	CH ₃ Cl	Clorometano	-12.4	-97.8	143.1	6674	50.5
600a	C ₄ H ₁₀	Isobutano	-11.7	-160.0	135.0	3645	58.1
764	SO ₂	Dióxido de azufre	-10.0	-75.5	157.5	7875	64.1
142b	CClF ₂ CH ₃	Clorodifluoroetano	-9.8	-131.0	137.1	4120	100.5
600	C ₄ H ₁₀	n-Butano	-0.5	-138.5	152.0	3794	58.1
114	CClF ₂ CClF ₂	Diclorotetrafluoroetano	3.8	-94.0	145.7	3259	170.9
21	CCl ₂ F	Diclorofluorometano	8.9	-135.0	178.5	5168	102.9
160	C ₂ H ₅ Cl	Cloroetano	12.4	-138.3	187.2	5267	64.5
11	CCl ₃ F	Triclorofluorometano	23.8	-111.0	198.0	4406	137.4
123	CHCl ₂ CF ₃	Diclorotrifluoroetano	27.9	-107.1	183.8	3674	152.9
610	C ₄ H ₁₀ O	Eter etílico	34.6	-116.3	194.0	3603	74.1
113	CCl ₂ FCClF ₂	Triclorotrifluoroetano	47.6	-35.0	214.1	3437	187.4
1130	CHCl=CHCl	Dicloroetileno	47.8	-50.0	243.3	5478	96.9
1120	CHCl=CCl ₂	Tricloroetileno	87.2	-73.0	271.1	5016	131.4
718	H ₂ O	Agua	100	0.0	374.0	22064	18

Tabla 2.6. Propiedades térmicas de los principales refrigerantes puros

Refrigerante	Composición en peso	T_b (°C)	T_c (°C)	p_c (kPa)	PM
500	R-12/R-152a(73.8/26.2)	-33.5	105.5	4173	99.3
502	R-22/R-115(48.8/51.2)	-45.4	82.2	4019	111.6
503	R-23/R-12(40.1/59.9)	-88.7	19.5	4265	87.2
504	R-32/R-115(48.2/51.8)	-57.2	66.4	4439	79.2
507	R-125/R-143a(50/50)	-46.7	70.9	3715	98.9

Tabla 2.7. Propiedades térmicas de mezclas azeótropas

Refrigerante	Composición en peso	T_b (°C)	T_c (°C)	p_c (kPa)	PM
401A	R-22/R-152a/R-124(53/13/34)	-33.1	105.3	4613	94.4
401B	R-22/R-152a/R-124(61/11/28)	-34.7	103.5	4682	92.8
402A	R-22/R-290/R-125(38/2/60)	-49.2	76.0	4234	101.6
402B	R-22/R-290/R-125(60/2/38)	-47.4	83.0	4525	94.7
403B	R-22/R-218/R-290(55/39/6)	-50.6	88.7	4399	103.6
404A	R-125/R-134a/R-143a(44/4/52)	-46.7	72.1	3735	97.6
406A	R-22/R-142b/R-600a(55/41/4)	-32.3	116.5	4881	89.9
407A	R-32/R-125/R-134a(20/40/40)	-45.8	83.0	4487	90.1
407B	R-32/R-125/R-134a(10/70/20)	-47.6	74.4	4083	102.9
407C	R-32/R-125/R-134a(23/25/52)	-40.5	86.0	4634	86.2
408A	R-22/R-125/R-134a(47/7/46)	-44.6	83.5	4340	87.0
409A	R-22/R-124/R-142b(60/25/15)	-34.2	106.8	4620	97.4
409B	R-22/R-124/R-142b(65/25/10)	-35.2	104.4	4711	96.7
410A	R-32/R-125(50/50)	-51.6	70.2	4926	72.6
417A	R-125/R-134a/R-600(46.6/50/3.4)	-39.0	90.5	4102	106.7

Tabla 2.8. Propiedades térmicas de mezclas zeótropas. El dato de temperatura de ebullición corresponde a la media entre los puntos de burbuja y de rocío.

- El calor latente de vaporización debe ser elevado, con el fin de provocar un notable efecto refrigerante durante la evaporación, para una masa determinada de fluido refrigerante. Si se parte de un requisito de potencia frigorífica determinado, el aumento del calor latente de vaporización del refrigerante empleado implica una menor necesidad de gasto másico circulante (\dot{m}), y como consecuencia, la posibilidad de reducir el tamaño de la instalación.
- Densidad elevada. Para un requisito de potencia frigorífica determinada y un refrigerante con determinado calor latente, cuanto mayor es la densidad de éste, menor caudal se requiere (\dot{V}). Por tanto es realmente el producto de las dos últimas propiedades (calor latente y densidad) el que establece el tamaño necesario de la instalación. Como la fase de menor densidad (y por tanto la más restrictiva en cuanto a caudal) es la fase vapor, es en ésta donde conviene que la densidad sea la mayor posible, pudiendo esta propiedad cuantificarse a través del peso molecular (Tablas 2.6, 2.7 y 2.8)
- Calor específico a presión constante reducido en fase líquida y elevado en fase vapor. Valores reducidos del calor específico a presión constante (C_p) en fase líquida facilitan el subenfriamiento en el ciclo de refrigeración, lo que permite mejorar la eficiencia del mismo. Valores elevados de C_p en fase gas tienden a limitar el sobrecalentamiento, que aunque necesario para evitar problemas en la entrada del compresor, puede provocar pérdidas de eficiencia y recalentamientos excesivos durante la compresión. Desgraciadamente, ambos requisitos no suelen ir acompañados en un mismo refrigerante, por lo que suele preferirse un bajo valor de C_p en fase líquida.

- Coeficientes de transmisión de calor elevados, con el fin de favorecer la transmisión de calor tanto en el condensador como en el evaporador, y por tanto reducir el tamaño de éstos, que por otra parte son los elementos más voluminosos de un equipo de refrigeración.

2.10.2. Criterios técnicos

El refrigerante escogido debe cumplir los siguientes requisitos de tipo técnico, es decir, relacionados con el correcto funcionamiento de la instalación:

- No debe ser agresivo con los materiales que componen el equipo de frío, con los que el refrigerante entra en contacto, tales como metales, aleaciones, plásticos o elastómeros. Debe también prevenirse la agresividad del refrigerante en combinación con el agua u otras impurezas con las que pueda combinarse.
- Debe ser miscible con los aceites lubricantes, necesarios para el correcto funcionamiento del compresor (lubricación de partes móviles, estanqueidad y refrigeración), con el fin de impedir que la separación de fases pueda provocar la destrucción del mismo. Este aspecto clasifica a los refrigerantes en función de su miscibilidad. Los hay desde inmiscibles con casi todos los aceites actualmente disponibles (como el amoníaco –ésta es precisamente su principal desventaja-), hasta miscibles en un amplio rango de temperatura, de proporción de aceite, o del tipo de aceite (en este caso se encuentran refrigerantes como el R-12, el R-22, o los hidrocarburos puros), pasando por los que solo son miscibles en determinadas condiciones. En este último caso se encuentran, por ejemplo, el R-134a, el R-404A, y en general, la mayoría de los refrigerantes actuales. Pero la miscibilidad con los aceites no solo depende del refrigerante, sino también, en gran medida, de los propios aceites lubricantes. En concreto, las mayores dificultades se encuentran si el aceite es de tipo mineral, por lo que se recomienda el uso de otros aceites sintéticos o semisintéticos. Los refrigerantes CFC y los HCFC son, en general, bastante miscibles con cualquier tipo de aceite mineral. Sin embargo, los HFC lo son mucho menos y requieren aceites sintéticos o semisintéticos. También, hay que tener en cuenta que todas las propiedades de las mezclas refrigerante-lubricante se ven afectadas en proporción a la cantidad de aceite mezclado. Las instalaciones con refrigerantes no miscibles requieren separadores de aceite, antes del condensador y del evaporador, para evitar que el aceite se acumule en éstos.
- La posible falta de impermeabilidad de la instalación puede provocar pérdidas (o fugas) de refrigerante, o bien entradas de aire en el circuito del refrigerante. La posibilidad de cualquiera de ambas circunstancias, obliga a añadir al refrigerante la siguiente relación de criterios de calidad:
 - En presencia de agua, debe evitar la formación de bases (como es el caso del amoníaco) de ácidos (caso del SO_2) o de hidratos (como es el caso de algunos hidrocarburos halogenados), capaces de producir depósitos o incluso taponamientos en el circuito. La presencia de agua puede ser debida, principalmente, a las entradas de aire con cierto grado de humedad.
 - Evitar la tendencia a las fugas, de forma que se evite cualquier tipo de impacto ambiental y que disminuya la capacidad de refrigeración de la máquina, obligando a la reposición del refrigerante.

- Facilidad de detección de fugas, en caso de que éstas ocurran. Las fugas de algunos refrigerantes pueden detectarse fácilmente por su olor característico o porque provocan silbidos. En caso contrario, o bien se detecta por la pérdida de presión, o provocando burbujas al empapar el tubo con agua jabonosa, o por medio de detectores de llama, o mediante lámparas de luz ultravioleta.
- No debe ser agresivo al medio a enfriar. En previsión de posibles fugas, debe evitarse la contaminación del aire respirable, o de los materiales objeto de enfriamiento o de congelación.
- Debe tener baja viscosidad, con el fin de reducir las pérdidas de carga durante la circulación forzada del flujo de refrigerante a lo largo de las tuberías. Tal reducción se traduce en una disminución del trabajo de bombeo y por tanto de la eficacia de la instalación.

2.10.3. Criterios de seguridad, medioambientales y económicos

En tercer lugar, tras los criterios térmicos y técnicos, deben tenerse en cuenta los criterios de seguridad, los medioambientales y los económicos a la hora de seleccionar un refrigerante en una aplicación determinada. El criterio de la seguridad puede descartar el uso de determinados refrigerantes (clasificados en función de su inflamabilidad y toxicidad en el apartado 2.3) en ambientes explosivos, unidades hospitalarias, recintos de conservación de alimentos, etc., como prevención ante posibles accidentes o intoxicaciones. Sin embargo, en algunos sectores como el industrial o el doméstico, muchos de los refrigerantes de media o incluso baja seguridad pueden ser utilizados bajo ciertas medidas de inspección y de mantenimiento.

El comportamiento medioambiental del refrigerante se ha convertido en los últimos años en un argumento publicitario de cierto éxito, si bien más que un criterio de selección es una limitación legal. Por último, tras la aplicación de todos los criterios de selección anteriores, y teniendo en cuenta el escaso coste del refrigerante frente al coste del equipo y el de la instalación, poco margen resta para seleccionar un refrigerante en función de su coste económico.

2.12. Bibliografía

1. Navarro, J.; Cabello, R.; Torrella, E. Fluidos refrigerantes. Tablas y diagramas. Ediciones A. Madrid Vicente. Madrid, 2003.
2. Platzler, B.; Polt, A.; Maurer, G. Thermophysical properties of refrigerants. Springer-Verlag. Berlin, 1990.
3. Martínez, E.; Díaz de Mera, Y. Contaminación atmosférica, (Capítulo: Albaladejo, J. Química de la estratosfera). Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha. Colección Ciencia y Técnica, 45. 2004.
4. Miranda, A.L.; Rufes, P.; Fontanals, A. Refrigerantes industriales. Montajes e instalaciones. Octubre, 2000.
5. Villarrubia, M. Comportamiento medioambiental de los refrigerantes. Montajes e instalaciones. Mayo, 2000.
6. Borsukiewicz-Gozdur, A; Nowak, W. Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle. Energy, 32 (2007) 344-352.

TEMA 3. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION SIMPLE

3.1. El ciclo termodinámico inverso	55
3.2. El ciclo inverso de Carnot.....	56
3.3. El ciclo de refrigeración por compresión teórico.....	56
3.4. El ciclo de refrigeración por compresión real.....	58
3.4.1. Diferencias con el ciclo teórico en la compresión.....	58
3.4.2. Diferencias con el ciclo teórico en la cesión de calor.....	60
3.4.3. Diferencias con el ciclo teórico en la absorción de calor	62
3.5. Subenfriamiento y sobrecalentamiento combinados	63
3.6. Parámetros de característicos del ciclo.....	64
3.6.1. Cuestiones generales	64
3.6.2. Máquina con objetivo de refrigeración.....	64
3.6.3. Bomba de calor	65
3.7. Diseño y aplicación de los equipos.....	65
3.7.1. Máquina con objetivo de refrigeración.....	65
3.7.2. Bomba de calor	67
3.7.3. Máquinas reversibles	68
3.8. Influencia de los parámetros de funcionamiento	69
3.9. Bibliografía.....	71

TEMA 3. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION SIMPLE

3.1. El ciclo termodinámico inverso

Antes de describir los ciclos básicos de los sistemas de refrigeración por compresión, se revisa a continuación el concepto general de ciclo termodinámico inverso. Este es el que se recorre en sentido antihorario, y constituye el esquema termodinámico necesario para describir la secuencia de procesos que ocurre en cualquier máquina frigorífica. En estas máquinas la producción neta de calor y de trabajo es negativa, en coherencia con el resultado de integrar la curva cerrada de los diagramas p - V y T - s en sentido inverso. La mayoría de estos ciclos trabajan con fluidos condensables con el fin de aprovechar el hecho de que al comprimir un fluido aumenta su temperatura de saturación. De este modo, sometiendo al fluido a un doble cambio de fase se acentúa notablemente su efecto frigorífico. El diagrama más utilizado en estos ciclos es el p - h .

La eficacia en el funcionamiento de las máquinas frigoríficas se cuantifica por medio de la eficiencia o COP (*coefficient of performance*), que no tiene carácter de rendimiento al poder superar la unidad. En el numerador de la eficiencia se sitúa la magnitud objetivo (calor absorbido del foco frío, en el caso de máquina refrigeradora o calor cedido al foco caliente, en el caso de bomba de calor) mientras que en denominador aparece lo que cuesta obtener tal objetivo, que generalmente es el trabajo recibido por la máquina, el cual coincide con el calor neto del ciclo:

$$\text{Refrigeración: } \varepsilon_{ref} = \frac{|Q_a|}{|W|} = \frac{|Q_a|}{|Q_c| - |Q_a|} \quad (3.1)$$

$$\text{Bomba de calor: } \varepsilon_{b.c.} = \frac{|Q_c|}{|W|} = \frac{|Q_c|}{|Q_c| - |Q_a|} \quad (3.2)$$

Puede comprobarse fácilmente que la eficiencia de un ciclo inverso determinado funcionando como bomba de calor es siempre superior en una unidad a la eficiencia funcionando como máquina de refrigeración.

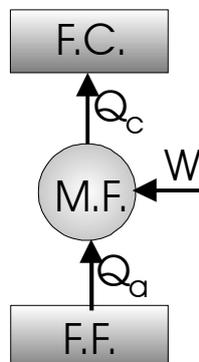


Figura 3.1. Esquema de una máquina frigorífica.

3.2. El ciclo inverso de Carnot

Este ciclo constituye la referencia teórica más básica para el estudio de todos los ciclos de refrigeración, y en particular para los de refrigeración por compresión. Es además el más eficiente de todos los ciclos operando entre determinados niveles de temperatura.

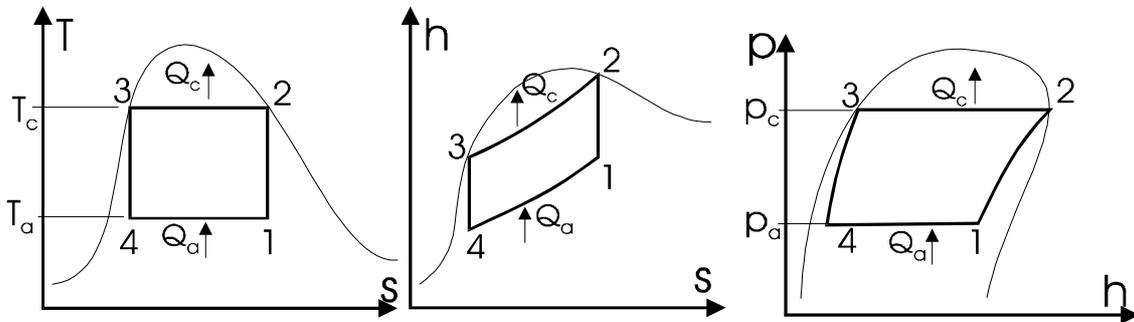


Figura 3.2. Ciclo de Carnot inverso en los diagramas T - s , h - s y p - h .

Teniendo en cuenta la propiedad del ciclo de Carnot que establece que el cociente entre el calor cedido y el absorbido equivale al cociente entre las temperaturas de cesión y absorción de calor, las expresiones de la eficacia quedan:

$$\text{Refrigeración: } \varepsilon_{ref} = \frac{|Q_a|}{|W_{comp}|} = \frac{|Q_a|}{|Q_c| - |Q_a|} = \frac{T_a}{T_c - T_a} = \frac{1}{\frac{T_c}{T_a} - 1} \quad (3.3)$$

$$\text{Bomba de calor: } \varepsilon_{b.c.} = \frac{|Q_c|}{|W_{comp}|} = \frac{|Q_c|}{|Q_c| - |Q_a|} = \frac{T_c}{T_c - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_c}} \quad (3.4)$$

Puede observarse que cuanto mayor es el cociente entre la temperatura de cesión y la de absorción de calor menor es la eficiencia.

La dificultad en llevar a la práctica este ciclo se basa principalmente en la elevada irreversibilidad que tendrían los procesos de expansión y de compresión con fluidos bifásicos, en los que, además, la alta concentración de líquido deterioraría las partes internas de las máquinas turbina y compresor. Por otra parte, el escaso trabajo que puede obtenerse en la expansión no suele justificar la inversión ni el mantenimiento de una turbina. Por último, es difícil detener el proceso de evaporación en el punto de diseño que evite la salida de vapor sobrecalentado del compresor. Por todas estas razones, el ciclo de compresión de vapor teórico tiene algunas diferencias respecto del inverso de Carnot.

3.3. El ciclo de refrigeración por compresión teórico

Las dos diferencias fundamentales del ciclo de compresión de vapor teórico respecto del ciclo de Carnot inverso son:

- El fluido entra en el compresor en condiciones de vapor saturado. Esto tiene como consecuencia un sobrecalentamiento del mismo, que conduce a la necesidad de

enfriar dicho vapor desde la temperatura a la salida del compresor hasta la de condensación a la misma presión.

- A la salida del condensador (en condiciones de líquido saturado) el fluido se somete a una expansión isoentálpica en vez de isoentrópica, con el fin de simplificar la instalación. Esto se consigue por medio de una válvula de estrangulamiento.

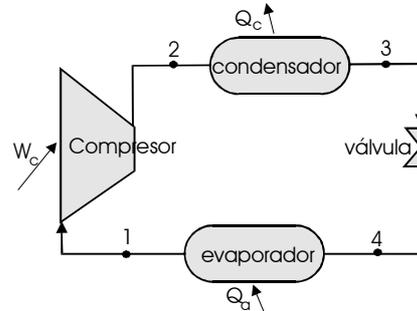


Figura 3.3. Esquema de la instalación del ciclo de compresión de vapor teórico

El esquema de la instalación que reproduce este ciclo es el de la figura 3.3 y en la 3.4 se representa el ciclo en los diagramas T - s , h - s y p - h . Aunque algunos autores le denominan ciclo cuasi-ideal (como Haywood), dado que no se puede calificar de ideal una laminación isoentálpica, aquí se ha optado por la denominación de ciclo teórico, la cual se justifica por las siguientes razones:

- La no consideración de pérdidas de presión en los conductos durante los procesos de absorción y cesión de calor.
- El carácter isoentrópico de la compresión.
- El carácter saturado del fluido tanto tras la condensación (líquido saturado) como tras la evaporación y a la entrada del compresor (vapor saturado).
- El carácter reversible de los procesos de cesión y absorción de calor. Ello requeriría saltos nulos entre el refrigerante y el foco caliente, durante el enfriamiento del vapor y la condensación, y entre el foco frío y el refrigerante, durante la evaporación. Para ello harían falta superficies de transmisión de calor infinitas tanto en el condensador como en el evaporador.

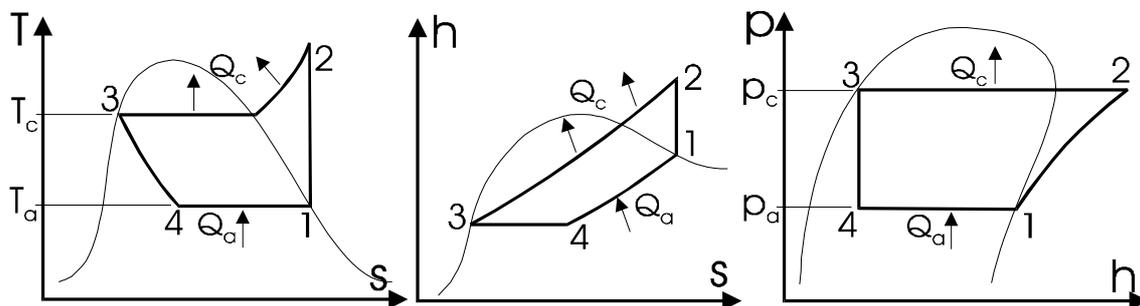


Figura 3.4. Ciclo de compresión de vapor teórico en los diagramas T - s , h - s y p - h .

Adoptando la numeración de la figura, la eficiencia de este ciclo de refrigeración se expresa por:

$$\varepsilon_{ref} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.5)$$

3.4. El ciclo de refrigeración por compresión real

El ciclo de compresión real constituye una mayor aproximación a los ciclos recorridos por los fluidos refrigerantes de las máquinas frigoríficas reales. Igual que en ciclo teórico, se compone de los siguientes procesos, según la numeración de la figura 3.5:

- 1-2: Compresión mecánica del vapor (compresor)
- 2-3: Condensación del vapor (condensador)
- 3-4: Laminación del líquido (válvula de expansión)
- 4-1: Evaporación del líquido (evaporador)

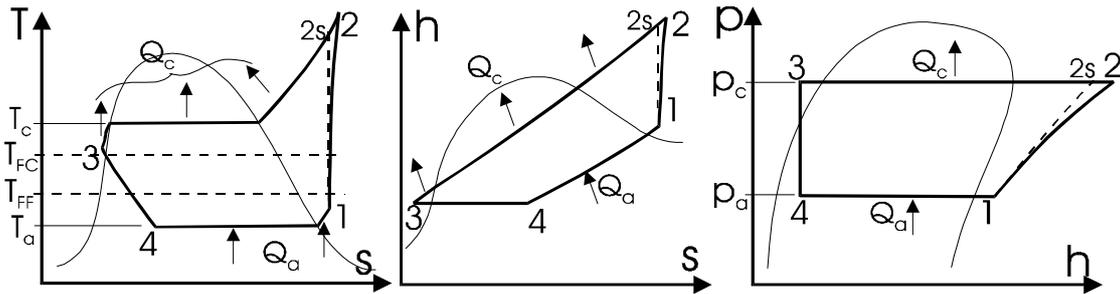


Figura 3.5. Ciclo de compresión de vapor real en los diagramas T - s , h - s y p - h .

Respecto del ciclo de compresión teórico, el de compresión real puede distinguirse en los aspectos que se mencionan a continuación, siguiendo la secuencia anterior.

3.4.1. Diferencias con el ciclo teórico en la compresión

Se va a suponer en este apartado que el compresor utilizado es de tipo volumétrico y alternativo. En otro caso, algunas diferencias con el ciclo teórico serían distintas, pero este caso puede servir como ejemplo representativo:

- Sobrecalentamiento del vapor en las tuberías de succión del compresor (proceso a-1 en la Figura 3.7).
- Laminación en la válvula de aspiración (proceso 1-b), como consecuencia del estrangulamiento provocado.
- Rendimiento volumétrico del compresor inferior a la unidad, como consecuencia de la estrangulación en la válvula. El valor de este rendimiento depende de la configuración del compresor. En el caso de volumétrico y alternativo, se expresa en función de su carrera S , su diámetro D , el número de cilindros z y el régimen de giro N :

$$\eta_v = \frac{\dot{m} v_1}{\frac{\pi D^2}{4} S z N} \quad (3.6)$$

- Sobrecalentamiento del vapor al entrar en contacto con las paredes calientes del cilindro (proceso b-c).
- Compresión no adiabática ni reversible, y por tanto tampoco isoentrópica, caracterizada por un rendimiento isoentrópico distinto a la unidad, no

necesariamente inferior (proceso c-d). El rendimiento isoentrópico del compresor es el cociente entre el incremento de entalpía que sería necesario aportar al vapor refrigerante en el caso isoentrópico y el que es necesario aportar realmente:

$$\eta_s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \quad (3.7)$$

La utilización de este parámetro, muy habitual en turbo-compresores, no lo es tanto, sin embargo, cuando el compresor es volumétrico, ya que, como se ha dicho, en este caso el proceso no tiene por qué ser adiabático, sino que puede tener pérdidas de calor, no correspondiendo por tanto el trabajo consumido con el incremento de entalpía. Si la disminución de entropía debida a tales pérdidas es mayor que el aumento de entropía debido a las irreversibilidades, como suele ser el caso de un compresor alternativo, entonces este rendimiento resultaría incluso mayor que la unidad. Más habitual es en este caso utilizar el rendimiento isotérmico del compresor, que es el cociente entre trabajo específico (o trabajo total, o potencia) que consumiría el compresor si la compresión fuese isoterma y el trabajo específico que consume realmente, para lograr un determinado salto de presiones:

$$\eta_T = \frac{w_T}{w} \quad (3.8)$$

Este rendimiento puede estimarse si se supone que el vapor se comporta como gas perfecto, a partir del exponente politrópico medio de los procesos de compresión y expansión n dentro del propio compresor (en función de presiones y volúmenes específicos o en función de presiones y temperatura inicial):

$$\eta_T = \frac{p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{\frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1)} = \frac{RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{\frac{n}{n-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \quad (3.9)$$

En los equipos de refrigeración es interesante que este rendimiento sea lo mayor posible, ya que el objetivo del compresor es exclusivamente elevar la presión del vapor, pero no la temperatura ni por tanto la entalpía. Por el contrario, cualquier incremento innecesario de entalpía requerirá mayor disipación de calor para lograr la condensación.

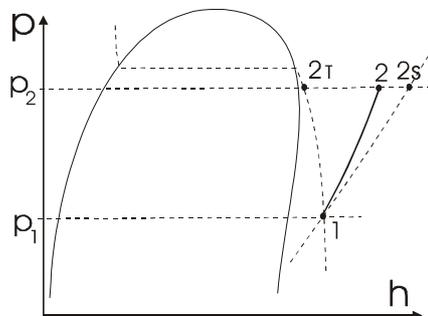


Figura 3.6. Proceso de compresión habitual en compresores alternativos, comparado con procesos de compresión isoentrópico e isoterma.

- Laminación en la válvula de escape (proceso d-2), como consecuencia del estrangulamiento provocado.

- Enfriamiento en las tuberías de conexión al condensador (proceso 2-e)

Es evidente que los mencionados sobrecalentamientos previos a la compresión no son útiles al objetivo de la máquina, y por tanto no deben contabilizarse en el numerador de la eficacia. Lo mismo puede decirse del enfriamiento posterior al compresor en el caso de que la máquina actúe como bomba de calor, sobre todo si el compresor está fuera del recinto a calentar. Por último, para cuantificar el trabajo total requerido por el compresor también deben sumarse las pérdidas mecánicas, que habitualmente se tienen en cuenta a través del rendimiento mecánico del mismo:

$$W = m \frac{w_T}{\eta_T \eta_m} = m \frac{w}{\eta_m} \quad (3.10)$$

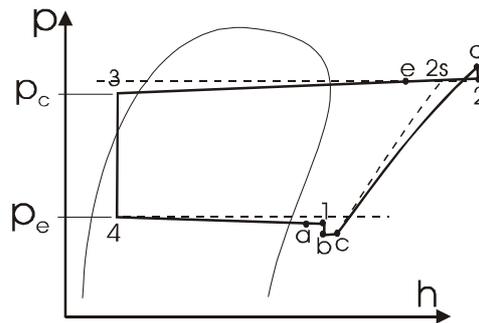


Figura 3.7. Fases del proceso de compresión en un ciclo real de compresión de vapor

3.4.2. Diferencias con el ciclo teórico en la cesión de calor

Durante el proceso de cesión de calor que tiene lugar en el condensador, las principales diferencias con el ciclo teórico de compresión, o aspectos asociados a la instalación real que no se reflejan en el ciclo teórico, son:

- Incremento de temperaturas del agente externo (identificado con el subíndice a), como consecuencia de recoger el calor que le cede el refrigerante. Si como es habitual, el agente externo es agua líquida o aire, y despreciando en ambos casos la variación del calor específico a presión constante con la temperatura, el calor cedido desde el refrigerante se puede expresar en función de dicha reducción de temperaturas:

$$\dot{Q}_c = m_a c_{p_a} (T_{s_a} - T_{e_a}) \quad (3.11)$$

- Salto de temperaturas entre el refrigerante y el agente externo, tal como se esquematiza en el diagrama T - s de la figura 3.9. El calor cedido desde el refrigerante hasta el agente se puede también expresar en función de la diferencia de temperaturas logarítmica media entre ambos, el coeficiente global de transmisión de calor, U , y la superficie de intercambio de calor, S :

$$\dot{Q}_c = (US \Delta T_{lm})_{cond} \quad (3.12)$$

Estas diferencias de temperatura medias suelen ser de entre 5 y 7 °C cuando el agente externo es agua, y se elevan a entre 10 y 15 °C cuando es aire, aún siendo habitual que la circulación de éste sea forzada por un ventilador. Tales saltos hacen posible que las dimensiones del condensador sean finitas y provocan que el proceso de cesión de calor sea irreversible. A lo largo del proceso de cesión de calor, los

máximos saltos térmicos tienen lugar a la salida del compresor, por lo que en ocasiones, éstos se aprovechan mediante un intercambiador de recuperación de gases calientes. Este intercambiador suele ser de placas y la energía recuperada se emplea para producir agua caliente sanitaria.

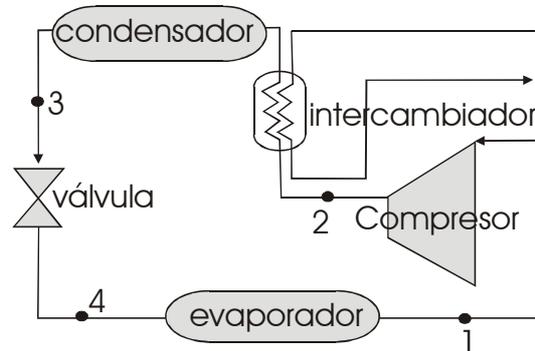


Figura 3.8. Recuperador de gases calientes a la salida del compresor

- Subenfriamiento del líquido en la parte final del condensador. Este efecto está limitado por la temperatura del agente externo, ya que nunca el refrigerante puede enfriarse más que el agente que provoca su enfriamiento, pero es beneficioso por dos razones: Primero, porque disminuye el título a la entrada del evaporador, haciendo posible un incremento del calor absorbido en el evaporador, y por tanto de la eficacia. Segundo, porque permite un funcionamiento más estable de la válvula de expansión, al ser monofásico el flujo que circula por ella.
- Pérdidas de presión a lo largo del condensador, que son proporcionales al cuadrado de la velocidad de circulación, y por tanto del caudal, del refrigerante. Provocan que la presión más alta del ciclo tenga lugar a la salida del compresor, siendo algo menor a la salida del condensador. Se cuantifican a través del coeficiente de pérdidas de presión, que representa el porcentaje de presión perdida a lo largo del condensador.
- Deslizamiento térmico provocado por la variación de la temperatura de saturación (y por tanto de la presión) cuando el refrigerante es una mezcla no azeótropa. En este caso los componentes más volátiles de la mezcla condensan a menor temperatura y con un cierto retraso con respecto a los menos volátiles, provocando una ligera caída de la temperatura y presión (efecto que se superpone al de las pérdidas de carga).
- Consumos energéticos adicionales al trabajo consumido por el compresor, debidos a la bomba que hace posible la circulación del agua que actúa como agente externo disipador de calor, o en el caso de que dicho agente sea aire, debidos al ventilador que provoca la circulación forzada del mismo. Estos consumos habría que añadirlos en el conjunto de consumos energéticos que figuran en el denominador de la eficacia.

Finalmente, el calor cedido total también puede expresarse en función de las entalpías del refrigerante a la salida del compresor y a la entrada de la válvula de expansión:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.13)$$

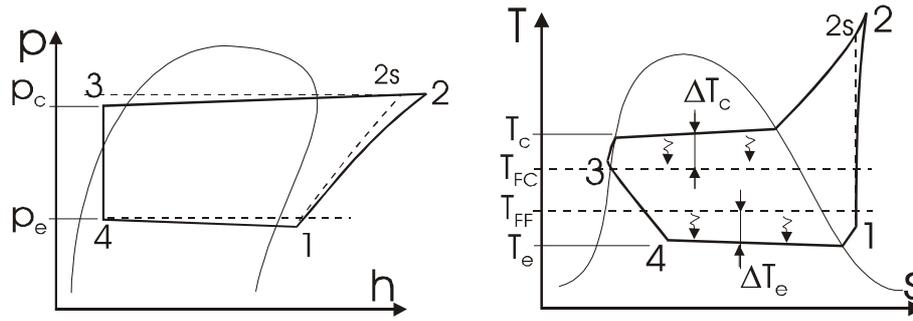


Figura 3.9. Pérdidas de carga y saltos térmicos en condensador y evaporador.

3.4.3. Diferencias con el ciclo teórico en la absorción de calor

Durante el proceso de absorción de calor que tiene lugar en el evaporador, las principales diferencias con el ciclo teórico de compresión, o aspectos asociados a la instalación real que no se reflejan en el ciclo teórico, son:

- Salto de temperaturas entre el objetivo de refrigeración (aire de un recinto, fluido circulante, etc.) y el refrigerante, de manera que el calor cedido desde el primero al segundo se puede también expresar en función de la diferencia de temperaturas logarítmica media entre ambos, el coeficiente global de transmisión de calor y la superficie de intercambio de calor:

$$\dot{Q}_a = (US \Delta T_{lm})_{evap} \quad (3.14)$$

Estos saltos suelen ser de nuevo de entre 5 y 7 °C cuando el objetivo de refrigeración es otro líquido (fluido frigorífero), y algo mayores, aunque dependiendo mucho de la humedad, cuando es aire de un recinto. Estos saltos conducen a dimensiones del evaporador finitas y a un proceso de cesión de calor irreversible.

- Sobrecalentamiento del vapor en la parte final del evaporador, o en las tuberías que conectan el evaporador con el compresor. Este efecto está limitado por la temperatura del fluido objetivo de refrigeración, siempre y cuando el evaporador o las tuberías donde ocurre estén en contacto con dicho fluido, pero el refrigerante puede sobrecalentarse más allá de dicha temperatura si las tuberías de conexión con el compresor (ya fuera del contacto con el objetivo) son largas o están mal aisladas, ya que la temperatura ambiental que las rodea es más elevada. Al sobrecalentamiento debido al intercambio de calor con el objetivo se le denomina sobrecalentamiento útil, mientras que el provocado por el intercambio con el ambiente exterior no es útil. El sobrecalentamiento es necesario porque asegura ausencia de líquido en el compresor, pero un exceso de sobrecalentamiento tiene consecuencias negativas: a) eleva la temperatura a la salida del compresor, lo que puede ocasionar problemas de descomposición del lubricante del compresor, b) disminuye el gasto másico entrante en el compresor, al aumentar el volumen específico del refrigerante y c) reduce el gradiente térmico y por tanto la capacidad de absorción o cesión de calor para una superficie de transmisión determinada, por lo que disminuye la eficacia del ciclo, particularmente si el recalentamiento no es útil, caso en que ni siquiera debe incluirse en el numerador de la eficacia.
- Pérdidas de presión a lo largo del evaporador. Esto hace que la presión más baja del ciclo tenga lugar a la entrada del compresor, siendo algo mayor a la entrada del

evaporador. También se cuantifican a través de un coeficiente de pérdidas de presión, que representa el porcentaje de presión perdida en el evaporador. Si se desean mantener las temperaturas de trabajo, estas pérdidas, junto a las ya mencionadas en el condensador, conducen a la necesidad de aumentar la relación de compresión en el compresor, por lo que también tienen un efecto negativo sobre la eficacia.

- Deslizamiento térmico provocado por la variación de la temperatura de saturación (y por tanto de la presión) en el caso de mezclas no azeótropas. En este caso los componentes menos volátiles de la mezcla evaporan a más temperatura y con un cierto retraso con respecto a los más volátiles, provocando una ligera elevación de la temperatura y presión (efecto que se contrapone al de las pérdidas de carga).

Finalmente, aunque hay que tener en cuenta que sólo el calor absorbido desde el objetivo (calor absorbido útil) debe incluirse en el numerador de la eficacia, el calor absorbido total también puede expresarse en función de las entalpías del refrigerante a la entrada del compresor y a la salida de la válvula de expansión,:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{3.15}$$

3.5. Subenfriamiento y sobrecalentamiento combinados

En el apartado anterior se ha visto que el subenfriamiento es beneficioso para la eficacia del ciclo y que el sobrecalentamiento no lo es, especialmente si no es útil. Por ello, puede ser conveniente para aumentar la eficacia del sistema provocar un mayor subenfriamiento a costa de sobrecalentar el vapor a la salida del evaporador, pero aún dentro del recinto o fluido a enfriar, es decir, de provocar un sobrecalentamiento útil. Para ello se coloca un intercambiador líquido-gas entre la salida del condensador y la del evaporador. Si se desprecian las pérdidas de calor del intercambiador al entorno, el balance entálpico resulta (donde el subíndice *l* se refiere al fluido refrigerante en estado líquido y el subíndice *v*, al mismo en estado vapor):

$$c_{p_v}(T_1 - T_b) = c_{p_l}(T_a - T_3) \tag{3.16}$$

Esta solución puede no siempre ser adecuada, ya que para lograr un determinado subenfriamiento, es necesario provocar un mayor sobrecalentamiento, debido a que el calor específico a presión constante de la fase líquida es siempre mayor que el de la fase vapor ($c_{pl} > c_{pv}$).

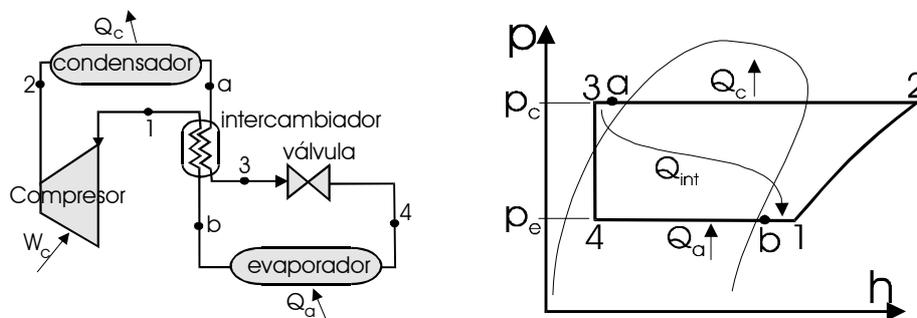


Figura 3.10. Subenfriamiento y sobrecalentamiento combinados. Esquema de la instalación y ciclo termodinámico.

3.6. Parámetros de característicos del ciclo

3.6.1. Cuestiones generales

Se relacionan a continuación los principales parámetros que describen las prestaciones máquinas de refrigeración por compresión. Algunos de estos parámetros son comunes a otros tipos de máquinas frigoríficas, pero otros, como es el caso de las eficacias, son específicos, y los correspondientes a esas otras máquinas se irán introduciendo en los temas en los que se estudien. Además, es necesario distinguir éstos parámetros en función del objetivo de la máquina. Antes de hacer tal distinción conviene dejar claras las dos formas de expresar la cantidad de fluido refrigerante circulante por unidad de tiempo:

- Gasto másico de refrigerante, \dot{m} : Salvo que la máquina se encuentre en un proceso transitorio, el gasto másico constante en cualquier punto de la máquina, dado que el funcionamiento de ésta es continuo.
- Caudal desplazado por el compresor: El caudal no es constante a lo largo del equipo, ya que aumenta con el volumen específico del fluido. El trasegado por el compresor suele referirse a las condiciones de entrada del mismo:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}v_1 \quad (3.17)$$

3.6.2. Máquina de refrigeración

Aunque el ciclo termodinámico es el mismo que en la bomba de calor, en el caso de la máquina de refrigeración, el objetivo es absorber calor de un recinto o de otro fluido (en general, carga) con el fin de enfriarlos o mantenerlos fríos. Las prestaciones del equipo se expresan por medio de los siguientes parámetros:

- Potencia frigorífica \dot{Q}_a (kW): Es la potencia calorífica que puede absorber la instalación desde la carga a enfriar.
- Producción frigorífica específica (kJ/kg): Es el calor recibido en el evaporador por unidad de masa de refrigerante, o bien la potencia térmica recibida por unidad de gasto másico circulante:

$$q_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}} \quad (3.18)$$

- Producción frigorífica volumétrica (kJ/m³): Es el calor recibido en el evaporador por unidad de volumen de refrigerante a la entrada del compresor:

$$q_{va} = \frac{q_a}{v_1} \quad (3.19)$$

- Eficacia: Es el principal parámetro indicativo de la calidad energética del proceso. Suele tomar valores superiores a la unidad. Su expresión ya se adelantó en (3.1), pero hay que tener en cuenta en el numerador únicamente el calor absorbido útil, y en el denominador todos los consumos del ciclo (pérdidas mecánicas, posibles trabajos de circulación forzada del agente externo, etc.):

$$\varepsilon_{ref} = COP_{ref} = \frac{|\dot{Q}_a|}{|\dot{W}|} \quad (3.20)$$

3.6.3. Bomba de calor

En este caso el objetivo es ceder calor a un recinto o a otro fluido con el fin de calentarlos o mantenerlos calientes. Las prestaciones del equipo se expresan por medio de los siguientes parámetros:

- Potencia térmica \dot{Q}_c (kW): Es la potencia calorífica que cede el equipo a la carga a calentar.
- Producción calorífica específica (kJ/kg): Es el calor cedido en el condensador por unidad de masa de refrigerante, o bien la potencia térmica cedida por unidad de gasto másico circulante:

$$q_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}} \quad (3.21)$$

- Producción calorífica volumétrica (kJ/m³): Es el calor cedido en el condensador por unidad de volumen de refrigerante a la entrada del compresor:

$$q_{vc} = \frac{q_c}{v_1} \quad (3.22)$$

- Eficacia: También suele tomar valores superiores a la unidad. Su expresión ya se adelantó en (3.2), pero si se tienen en cuenta los intercambios no útiles o los consumos energéticos adicionales, puede no cumplirse con exactitud que la eficacia del equipo funcionando como bomba de calor supere en una unidad a la del equipo funcionando como máquina refrigeradora:

$$\varepsilon_{b.c.} = COP_{b.c.} = \frac{|\dot{Q}_c|}{|\dot{W}|} \quad (3.23)$$

3.7. Diseño y aplicación de los equipos

3.7.1. Máquina de refrigeración

Si la máquina está diseñada con el objetivo de refrigeración, durante los transitorios de arranque (o de parada) el equipo se autorregula tratando de mantener la presión del condensador aproximadamente constante a medida que disminuye (o aumenta) la presión en el evaporador como consecuencia de la disminución de temperatura en el evaporador, a su vez provocada por el intercambio térmico con el recinto en proceso de enfriamiento. Una vez alcanzado el régimen estacionario, el elemento encargado de estabilizar la temperatura del local (foco frío, FF) ante posibles sobrecargas térmicas, y de proteger al compresor de la posible aspiración de líquido, es la válvula de expansión, que es generalmente de tipo termostático. Esta válvula está conectada por medio de un tubo capilar con la salida del evaporador (o en la aspiración del compresor), de modo que cuando disminuye la temperatura en este punto (por disminución de las cargas) se provoca el cierre de la válvula de expansión, lográndose así una reducción del gasto másico circulante (Figura 3.11). Como consecuencia:

- Se asegura la completa evaporación del refrigerante, protegiéndose el compresor.

- Se impide, al aumentar el salto de presión en la válvula, que la disminución de presión en el evaporador se transmita al condensador.
- Se reduce la potencia frigorífica absorbida, lo que contribuye a restituir la temperatura del local y por tanto del evaporador.

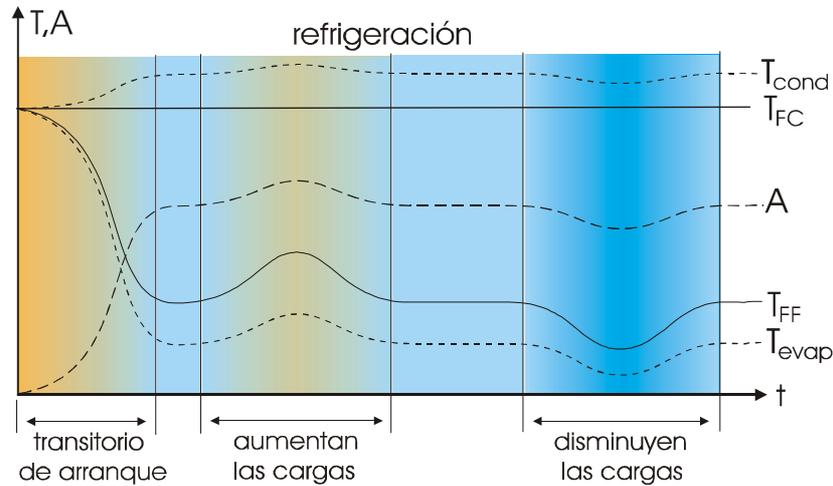


Figura 3.11. Respuesta térmica del refrigerante a la salida de evaporador y condensador (trazos cortos) y de apertura de la válvula (trazos largos, A) ante transitorio de arranque y variaciones de las cargas térmicas en un local refrigerado.

El agente externo que actúa como foco caliente en las máquinas de refrigeración suele ser agua, aire, o bien una mezcla de ambos, o en el caso de refrigeradores en cascada, otro refrigerante que opere en un rango térmico superior.

Las aplicaciones de estos equipos son muy amplias en todos los sectores industriales, en el sector doméstico (frigoríficos domésticos y equipos de aire acondicionado) y en el transporte de medio y largo recorrido. En el caso concreto de los frigoríficos domésticos, los dos niveles de temperatura propios del congelador y del compartimento principal se consiguen con un flujo de aire de ida y vuelta entre los dos compartimentos, flujo que se va calentando durante el recorrido al entrar en contacto con los alimentos (Figura 3.12).

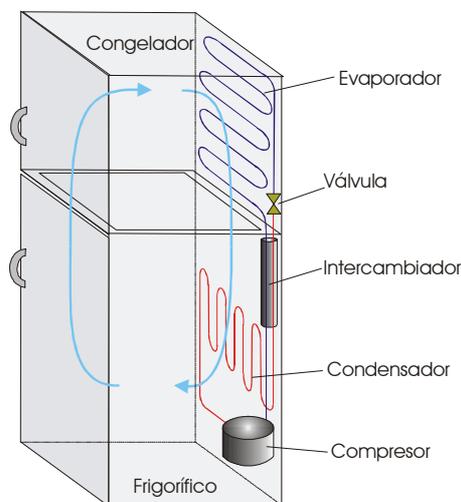


Figura 3.12. Esquema de un frigorífico doméstico

3.7.2. Bomba de calor

Si la máquina se diseña como bomba de calor, el transitorio de arranque del equipo se realiza tratando de mantener la presión del evaporador aproximadamente constante a medida que aumenta la presión en el condensador como consecuencia del intercambio térmico con el recinto en proceso de calentamiento. También en este caso, una vez alcanzado el equilibrio térmico, la válvula de expansión, por lo general termostática, es la responsable de la estabilidad del funcionamiento. En este caso, un aumento de las cargas térmicas del local (foco caliente, FC) obligaría a una reducción del gasto de refrigerante con el fin de limitar la disipación de calor en el condensador. Ello aconsejaría comandar la válvula por medio de un capilar con la salida del condensador, de modo que se provocase su cierre gradual cuando aumenta la temperatura detectada (o al contrario). Sin embargo, la necesidad de evitar la aspiración de líquido por el compresor aconseja, también en la bomba de calor, comandar la válvula con la señal de temperatura de aspiración de éste, a pesar de que los cambios de temperatura en este punto ante variaciones de carga son menos sensibles. Así pues, al aumentar las cargas térmicas, y detectarse cierto calentamiento a la salida del evaporador (aun siendo inferior al de salida del condensador), y por tanto cierta reducción del salto térmico medio entre el foco frío y el evaporador, la válvula reduce su grado de apertura, reduciéndose el gasto de refrigerante (Figura 3.13), y consiguiéndose:

- Evitar el riesgo de evaporación parcial en el evaporador, protegiéndose el compresor.
- Estabilizar el equipo, ya que el incremento del salto de presiones contrarresta la tendencia a aumentar la presión y temperatura del evaporador.
- Reducir la potencia calorífica cedida al local, lo que contribuye a restituir la temperatura del mismo, y por tanto las de todo el ciclo.

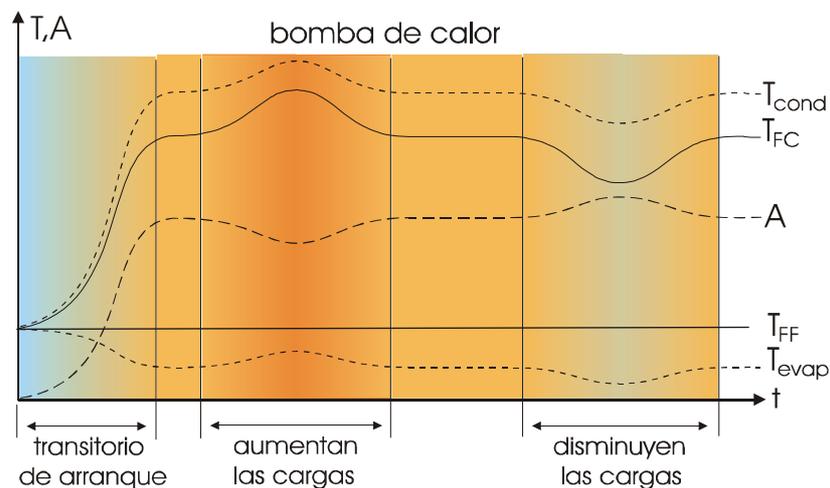


Figura 3.13. Respuesta térmica del refrigerante a la salida de evaporador y condensador (trazos cortos) y de apertura de la válvula (trazos largos, A) ante transitorio de arranque y variaciones de las cargas térmicas en un local calefactado.

Así pues, la respuesta de la válvula termostática ante cambios de temperatura en el caso de la bomba de calor, además de ser menos sensible, es opuesta a la del caso del equipo de refrigeración. Las bombas de calor requieren, por tanto, válvulas específicas, distintas en su configuración y más precisas que las de los equipos de refrigeración.

En las bombas de calor el agente externo que actúa como foco frío puede ser aire, agua, o el propio suelo. En el primer caso, si la humedad del aire es alta y el clima frío, existe el riesgo de generación de escarcha en los tubos del evaporador, lo que provoca una reducción del coeficiente global de transmisión de calor y por tanto una pérdida de eficacia de la máquina. Esto puede resolverse, si la máquina es reversible, con inversiones ocasionales que derritan la escarcha. En el caso de utilizar agua como agente externo, éste suele ser agua subterránea o agua contenida en grandes depósitos, que se mantenga unos cuantos grados por encima de los 0°C . Cuanto mayor sea la masa de agua utilizada, más estable se mantiene su temperatura, y más eficaz es el ciclo. Existe, no obstante, la posibilidad de que la cesión de calor al refrigerante provoque en el agua un enfriamiento que conduzca a la formación de hielo, lo cual reduciría el coeficiente de transmisión de calor. Por último, la opción de enterrar el evaporador tiene como ventaja la mayor capacidad de mantener constante su temperatura debido a la gran inercia térmica del terreno, mayor cuanto mayor es la profundidad. No es habitual la opción de equipos en cascada en las aplicaciones como bomba de calor.

Las bombas de calor son competitivas frente a otras opciones de calentamiento cuando las cargas térmicas son pequeñas, por lo que las mayores aplicaciones se encuentran en edificios comerciales y residenciales, tanto con el objeto de caldear el aire ambiental o de producir agua caliente. Además, suelen utilizarse como equipos reversibles en acondicionamiento de aire doméstico.

3.7.3. Máquinas reversibles

El calificativo de reversible no hace referencia, en esta ocasión, a la reversibilidad de cada uno de los procesos, si no a la versatilidad de la máquina para cambiar de objetivo en función de las necesidades. Los equipos de refrigeración reversibles se utilizan sobre todo en el sectores doméstico, y a veces en el terciario, donde la eficacia del sistema se convierte en un criterio secundario frente a la comodidad y el ahorro económico que supone el disponer de un solo equipo que cumpla con la doble función de calentar o enfriar en función de las condiciones térmicas ambientales.

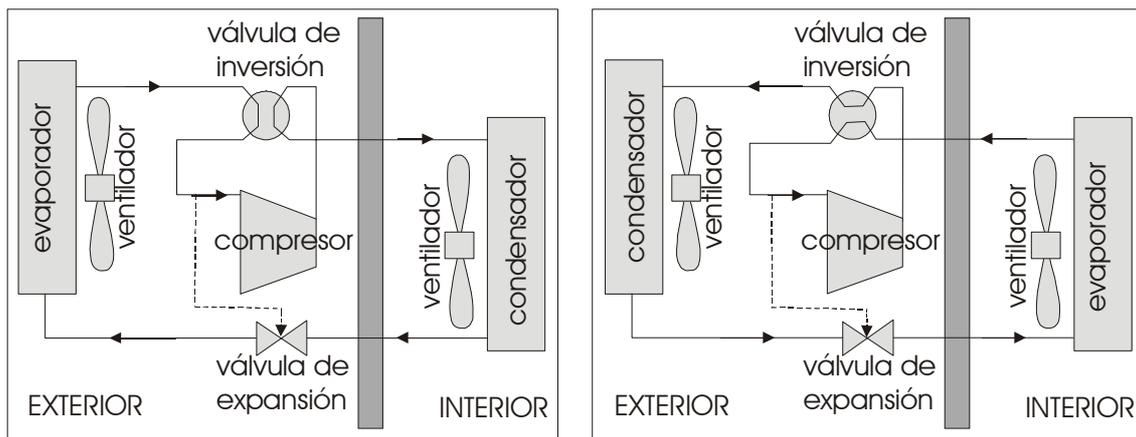


Figura 3.14. Esquema de un equipo de refrigeración por compresor reversible.
Izquierda: modo de calentamiento. Derecha: modo de enfriamiento.

En estas máquinas el compresor es el único de los elementos que cumple la misma función y del mismo modo en los dos modos de funcionamiento. Para que así pueda ser, incorporan una válvula inversora (de 4 vías) (ver Figura 3.14) que se encarga de que el compresor siempre sea alimentado por el gasto de refrigerante procedente del

intercambiador que actúa como evaporador, y expulse siempre el gas comprimido hacia el intercambiador que actúa como condensador. El intercambiador situado en el exterior del recinto que se desea acondicionar se constituye en evaporador cuando la máquina actúa como bomba de calor (el objetivo es calentar el recinto), y en condensador cuando actúa como máquina refrigeradora (el objetivo es enfriar el recinto). Por contra, el intercambiador situado en el interior es condensador en el modo bomba de calor y evaporador cuando se pretende refrigerar. Ambos intercambiadores trabajan, por tanto, en muy distintas condiciones en un modo y en otro. La válvula de expansión siempre actúa como tal, pero el refrigerante fluye a su través en direcciones opuestas en los dos casos (si bien suelen tener una dirección preferente, lo que obliga a decidir durante el montaje si se prefiere primar la eficacia de refrigeración o la de calefacción), y su grado de apertura suele estar controlado por la temperatura a la entrada del compresor (aguas debajo de la válvula inversora), lo que en ambos modos coincide con la salida del evaporador. Sin embargo, al ser el criterio de apertura opuesto en el modo enfriamiento (cerrar la válvula al detectar enfriamiento) y en el de calentamiento (abrir la válvula al detectar enfriamiento), los equipos reversibles deben optar por escoger el criterio de apertura del modo enfriamiento (el de mayor riesgo de aspiración de líquido, ya que las variaciones de carga no están amortiguadas por el equipo), o bien instalar una doble válvula.

En cualquier caso, las máquinas de refrigeración reversibles sacrifican eficacia para poder conseguir la versatilidad, ya que es mucho más difícil optimizar el equipo simultáneamente para sus dos opciones operativas que hacerlo para una sola. Además, como ya se ha señalado, la opción de usar estas máquinas como fuente de calor en invierno deja de ser competitiva frente a otras opciones (sistemas de calefacción convencionales) cuando la carga térmica que es necesario aportar es grande.

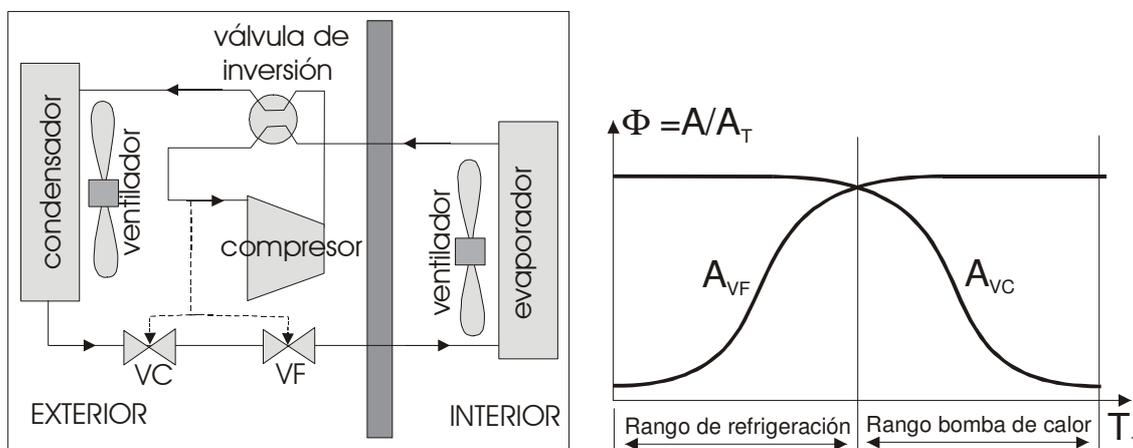


Figura 3.15. Equipo reversible con doble válvula para regulación independiente, actuando como refrigerador (izqda.) y rangos de apertura de las válvulas en función de la temperatura de aspiración (dcha.)

Como ya se ha indicado, una opción para mejorar la eficacia es utilizar dos válvulas de expansión, cuyos capilares están ambos conectados a la aspiración del compresor, de modo que actúe una u otra como elemento regulador en función del modo operativo, como se observa en la Figura 3.15. Si el equipo funciona como refrigerador, entonces las variaciones de temperatura del recinto a enfriar actúan sobre la válvula (VF), diseñada para hacer circular el líquido refrigerante desde la unidad exterior hacia la interior, haciéndola cerrar al reducirse la temperatura del bulbo, permaneciendo la otra válvula (VC) abierta ya que la temperatura que la comanda es

baja. Si el equipo funciona como bomba de calor, entonces las variaciones de temperatura del recinto a calentar actúan sobre la válvula VC, diseñada para hacer circular el líquido refrigerante desde la unidad interior hacia la exterior, haciéndola cerrar al aumentar la temperatura del bulbo, y permaneciendo la válvula VF abierta ya que la temperatura que la comanda es alta. De esta forma, basta con que el selector de modo actúe únicamente sobre la válvula inversora.

3.8. Influencia de los parámetros de funcionamiento

Para poder entender cómo afecta a la eficacia cada uno de los parámetros de funcionamiento de las máquinas de refrigeración, es conveniente separar los efectos de tales parámetros sobre el calor absorbido (numerador) y sobre el trabajo consumido (denominador). Un análisis similar podría realizarse en el caso de la bomba de calor. Si se denomina z al parámetro que se modifica:

$$\frac{\delta \varepsilon_{ref}}{\delta z} = \frac{1}{\dot{W}} \frac{\delta \dot{Q}_a}{\delta z} - \frac{\dot{Q}_a}{\dot{W}^2} \frac{\delta \dot{W}}{\delta z} = \varepsilon_{ref} \left(\frac{\frac{\delta \dot{Q}_a}{\delta z}}{\frac{\dot{Q}_a}{\dot{W}}} - \frac{\frac{\delta \dot{W}}{\delta z}}{\frac{\dot{W}}{\dot{W}}} \right) \rightarrow \frac{\delta \varepsilon_{ref}}{\varepsilon_{ref}} = \frac{\delta \dot{Q}_a}{\dot{Q}_a} - \frac{\delta \dot{W}}{\dot{W}} \quad (3.24)$$

Para un tamaño de máquina determinado y un régimen de giro del compresor determinado (es decir descartando tamaño y régimen como parámetros a estudiar) se conserva el caudal de refrigerante desplazado por éste. Algunos parámetros, como presión o temperatura, pueden, en cambio, afectar al volumen específico a la entrada del compresor y por tanto al gasto másico, y por tanto a la potencia frigorífica y al consumo de potencia mecánica:

$$\dot{W} = \frac{\dot{V}}{v_1} w \rightarrow \frac{\delta \dot{W}}{\dot{W}} = \frac{\delta w}{w} - \frac{\delta v_1}{v_1} \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{V}}{v_1} q_a \rightarrow \frac{\delta \dot{Q}_a}{\dot{Q}_a} = \frac{\delta q_a}{q_a} - \frac{\delta v_1}{v_1} \quad (3.26)$$

Sin embargo, el efecto del gasto másico sobre las potencias térmica y mecánica acaba compensándose:

$$\frac{\delta \varepsilon_{ref}}{\varepsilon_{ref}} = \frac{\delta q_a}{q_a} - \frac{\delta w}{w} \quad (3.27)$$

Esta última expresión (que quedaría igual si se contemplasen también las variaciones de caudal) es útil para discernir el efecto de algunos parámetros operativos del equipo, como los que siguen:

- Recalentamiento útil, es decir provocado por intercambio térmico con el objetivo de refrigeración. Los dos términos de la ecuación (3.27) resultan positivos. El primero, al aumentar la entalpía a la entrada del compresor, y el segundo por que el trabajo requerido por el compresor (para un salto de presiones dado) es proporcional a la temperatura de entrada (ver el denominador de la ecuación 3.9). Por tanto no es posible establecer de forma general si la eficacia aumenta o disminuye, sino que depende de las condiciones de funcionamiento y de la naturaleza del refrigerante.

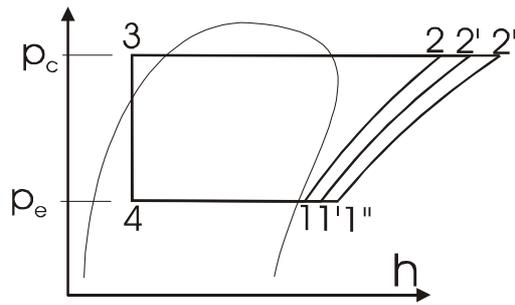


Figura 3.16. Efecto del sobrecalentamiento del vapor.

- Aumento de la presión o temperatura de condensación. En equipos de refrigeración suele ser provocado por un aumento de la temperatura del agente externo, lo cual es más probable si éste es aire. La consecuencia es una disminución de la eficacia, tanto por disminución del calor absorbido como por el incremento del trabajo de compresión.

$$\frac{\delta q_a}{q_a} < 0 \quad ; \quad \frac{\delta w_{comp}}{w_{comp}} > 0 \quad \rightarrow \quad \frac{\delta \epsilon}{\epsilon} < 0 \quad (3.28)$$

Con el fin de evitar que los equipos no alcancen las prestaciones deseadas, éstos se suelen diseñar para las condiciones más desfavorables, es decir para el mayor nivel térmico esperable en el agente externo. Por contra, si a partir de este diseño, la temperatura del agente se reduce mucho, cabe la posibilidad de que aparezcan burbujas de vapor a la entrada de la válvula de expansión.

- Disminución de la presión o temperatura de evaporación. Es el efecto que ocurre durante el transitorio desde el arranque del equipo hasta alcanzar su estado de equilibrio, o ante reducciones de la carga térmica en el foco frío. También en estos casos la consecuencia es una disminución de la eficacia, principalmente por el incremento del trabajo de compresión, ya que el efecto sobre el calor absorbido es mucho menor.

$$\frac{\delta q_a}{q_a} = < 0 \quad ; \quad \frac{\delta w_{comp}}{w_{comp}} > 0 \quad \rightarrow \quad \frac{\delta \epsilon}{\epsilon} < 0 \quad (3.29)$$

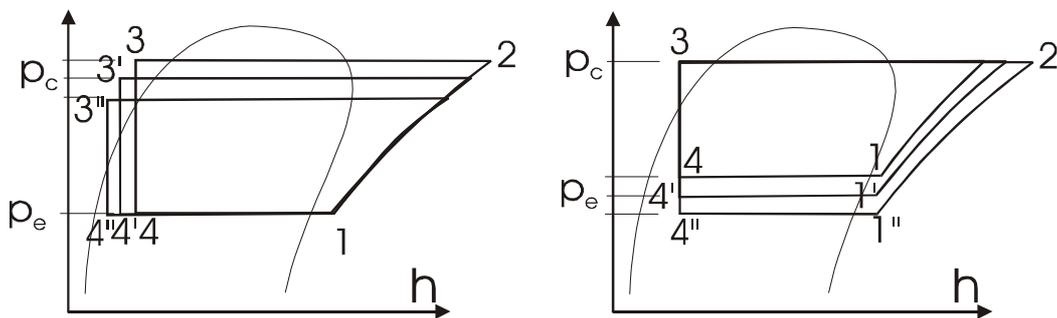


Figura 3.17. Efecto de la presión de condensación (izqda.) y de la presión de evaporación (dcha.)

3.9. Bibliografía

1. Stoecker, W.F. Industrial refrigeration handbook. McGraw-Hill, 1998.
2. Dinçer, I. Refrigeration systems and applications. John Wiley & Sons. Chichester, 1993.

3. Whitman, W.C.; Johnson, W.M. Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. Paraninfo. Madrid, 2000.
4. Torrella, E. La producción de frío. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1996.
5. Haywood, R.W. Ciclos termodinámicos de potencia y refrigeración. Limusa. México, 1999.

TEMA 4. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION MULTIPLE

4.1. Definición, aplicaciones e implicaciones	75
4.2. Sistemas de compresión múltiple directa	76
4.2.1. Compresión en varias etapas	76
4.2.2. Enfriamiento entre etapas de compresión con agente externo	76
4.2.3. Enfriamiento entre etapas de compresión con agente interno	78
4.2.3.1. Sistemas de inyección de líquido.....	78
4.2.3.2. Sistemas de expansión escalonada.....	80
4.2.3.3. Sistemas de compresión partida.....	81
4.2.4. Elección de la presión intermedia	83
4.2.5. Ejemplo práctico	84
4.2.5.1. Enunciado	84
4.2.5.2. Resolución	84
4.3. Sistemas de compresión múltiple indirecta	86
4.3.1. Consideraciones generales.....	86
4.3.2. Potencia mecánica requerida y eficacia.....	87
4.4. Bibliografía.....	89

TEMA 4. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION MULTIPLE

4.1. Definición, aplicaciones e implicaciones

Los sistemas de refrigeración por compresión múltiple son sistemas en los que el proceso de compresión se realiza en varias etapas (al menos dos), y por tanto requieren varios compresores, o bien compresores de varias etapas de compresión. Como consecuencia, el ciclo termodinámico se modifica con respecto al definido en el tema anterior. La compresión múltiple se aplica cuando la diferencia de temperatura del refrigerante entre la condensación y la evaporación es mayor de 40 °C. Esta diferencia es requerida bien para poder mantener un foco frío a temperaturas muy inferiores a la ambiental (lo más habitual), o bien para enfriar focos muy calientes hasta temperaturas ambientales.

La motivación para aplicar la compresión múltiple en sistemas de refrigeración surge porque cuando los saltos térmicos son tan grandes (y por tanto también las relaciones de compresión necesarias), los sistemas de compresión simple presentan los siguientes inconvenientes:

- Aumento del trabajo específico de compresión, y en consecuencia, disminución de la eficacia del ciclo.
- Aumento de la temperatura de descarga del compresor, lo cual puede provocar la descomposición del lubricante, necesario para el funcionamiento del compresor, particularmente si es alternativo.
- Disminución del rendimiento volumétrico del compresor (en el caso de compresores alternativos), debido al aumento del volumen específico del vapor refrigerante a la entrada. Esto implica, para un determinado tamaño de instalación, una reducción de la capacidad frigorífica de la instalación. Por el contrario, si se pretende mantener la capacidad frigorífica es necesario aumentar el tamaño del compresor.

Las principales aplicaciones de los sistemas de refrigeración por compresión múltiple son:

- Procesos de congelación a baja temperatura, o supercongelación (entre -30 y -40°C), con el objetivo de disminuir drásticamente la actividad biológica de materia orgánica, o de asegurar largos periodos de conservación a productos perecederos.
- Procesos de licuefacción de gases, como por ejemplo del gas natural, para lo cual se requieren temperaturas de alrededor de -160°C (la temperatura de ebullición del metano es -161.5°C).
- Procesos de enfriamiento desde alta temperatura, en industrias como la química o de alimentación.
- Bomba de calor a alta temperatura, si bien, como ya se indicó en el Tema 3, la bomba de calor no es usual para lograr saltos térmicos grandes.

Los sistemas de compresión múltiple pueden clasificarse en sistemas de compresión múltiple directa o de compresión múltiple indirecta. Los primeros se caracterizan porque es el mismo vapor refrigerante el que se comprime más de una vez. Por el contrario, los de compresión múltiple indirecta, también denominados sistemas en cascada, el refrigerante es distinto en cada etapa de compresión.

4.2. Sistemas de compresión múltiple directa

Los sistemas de compresión múltiple directa tienen como característica común, además de la compresión en varias etapas, el enfriamiento intermedio del vapor entre las diferentes etapas de compresión (*intercooling*). Por eso, en este apartado, tras describir las opciones existentes para la compresión por etapas, se describen las diferentes instalaciones clasificadas en función de cómo se realiza el enfriamiento intermedio, para terminar con los criterios de selección de la presión intermedia.

4.2.1. Compresión en varias etapas

Antes de describir los distintos sistemas de compresión múltiple directa conviene comentar las características de los compresores de varias etapas. En el caso más habitual de que el número de etapas sea dos, éstas se suelen denominar de baja y de alta. En general, los compresores multietapa pueden adoptar estructuras diferentes:

- Compresores de simple efecto (o simple actuación), que por lo tanto disponen de varios compresores independientes para cada etapa. Esta es la solución típica de compresores comerciales de simple etapa adaptados a instalaciones de doble o múltiple etapa, o bien reconvertidos para satisfacer requerimientos mayores de los de diseño. En estos casos las características del compresor de alta y de baja (si las etapas son solo dos) pueden ser muy distintas, siendo habitual que alguno de ellos sea rotativo. Al compresor de la etapa de baja se le ha denominado comúnmente como “*booster*”.
- Compresores de doble efecto, expresamente diseñados para trabajar en etapas sucesivas a ambos lados de un mismo pistón. Estos compresores, más compactos y con mayor capacidad de adecuar su diseño a las instalaciones de compresión múltiple, son volumétricos alternativos y si se integran en una única carcasa se conocen como “*compound*”.

Los sistemas de refrigeración por compresión múltiple directa con más de dos etapas son poco habituales para refrigeración comercial, y encuentran su principal campo de aplicación en la industria química, por ejemplo para síntesis del cloruro de hidrógeno (CIH), proceso que requiere enfriar los reactivos a -101°C para poder embotellar el CIH (cuya temperatura de ebullición es de -75°C) en fase líquida. Esta aplicación usa, por ejemplo, turbocompresores centrífugos de etileno de ocho etapas con una relación de compresión total de 30.

4.2.2. Enfriamiento entre etapas de compresión con agente externo

La principal clasificación de los sistemas de refrigeración por compresión múltiple directa distingue los equipos en función de cuál sea el agente disipador de calor que provoca, por intercambio térmico, el enfriamiento entre las etapas de compresión. En este apartado se describen los equipos en los que dicho agente es externo, es decir, ajeno al propio fluido refrigerante. Por lo general este agente externo es el mismo que disipa el calor necesario para la condensación del refrigerante a la salida del compresor de alta, ya sea reconducido desde el condensador o recogido independientemente (Figura 4.1). Los agentes externos más comunes son el agua y el aire, ambos baratos y abundantes, lo que permite utilizarlos por tanto en circuito abierto, es decir a flujo perdido, y prácticamente sin restricciones de caudal, especialmente en el caso del aire.

Del mismo modo que ocurre con el subenfriamiento tras la condensación, la eficacia del enfriamiento intermedio del vapor está limitada por la propia temperatura del agente externo, pues no es posible enfriar por debajo de la temperatura de dicho agente. En la Figura 4.2 se marca la isoterma a la que se encuentra inicialmente el agente externo, isoterma que el refrigerante no puede alcanzar, tanto por el probable calentamiento del agente, como por la necesidad de un salto de temperaturas para lograr la transmisión de calor. Tal limitación es menos restrictiva cuando el agente externo circula independientemente por el condensador y por el enfriador entre etapas de compresión (Figura 4.1 derecha), que cuando el mismo caudal es recirculado por uno a continuación del otro (izquierda).

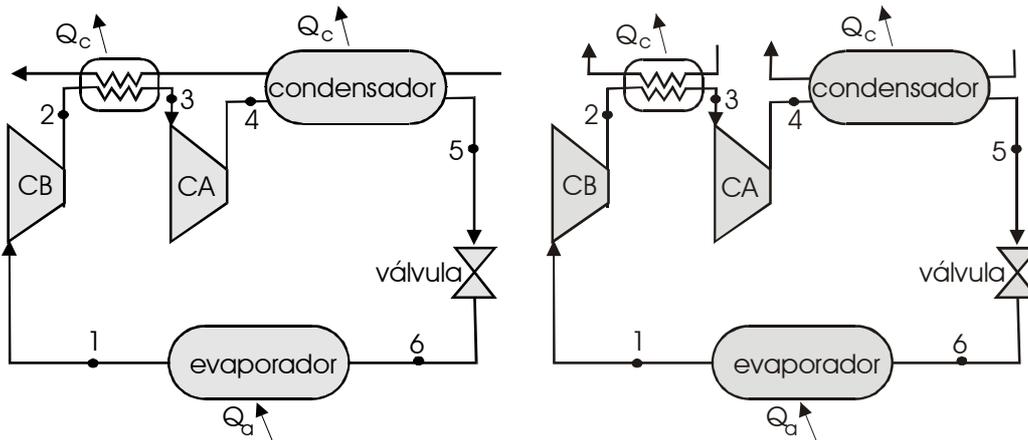


Figura 4.1. Sistemas de refrigeración por compresión doble directa con enfriamiento por agente externo. Izqda: reconducido desde condensador. Dcha: recogido independientemente.

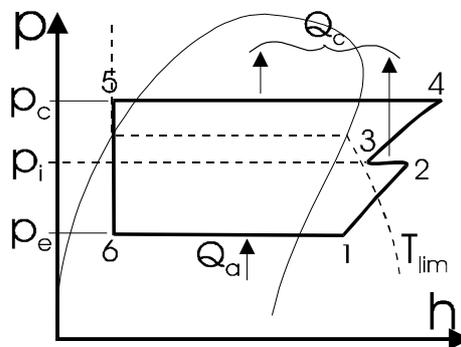


Figura 4.2. Ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración por compresión doble directa con enfriamiento por agente externo.

La mencionada limitación en el salto térmico, junto con la baja conductividad térmica del vapor, obligan (sobre todo en el caso de que el agente externo sea aire) a superficies de intercambio grandes, o bien a velocidades relativas altas para aumentar el coeficiente de transmisión de calor por convección. Esta última solución hace de este sistema el indicado, por ejemplo, para aplicaciones de transporte de productos congelados, en los que se puede aprovechar la velocidad del vehículo, o los sistemas de bombeo de agua propios del mismo.

4.2.3. Enfriamiento entre etapas de compresión con agente interno

El agente disipador de calor utilizado para lograr el enfriamiento del vapor refrigerante entre las etapas de compresión puede también ser el propio fluido refrigerante, aprovechando que en otras partes del ciclo termodinámico su temperatura es inferior. El muestrario de los diferentes sistemas que provocan intercambios entre el propio refrigerante con este fin es amplio. Una posible clasificación es la que los distingue según el rasgo más característico de la técnica utilizada. Esta clasificación, ilustrada en la Figura 4.3, se desarrolla en los subapartados siguientes.

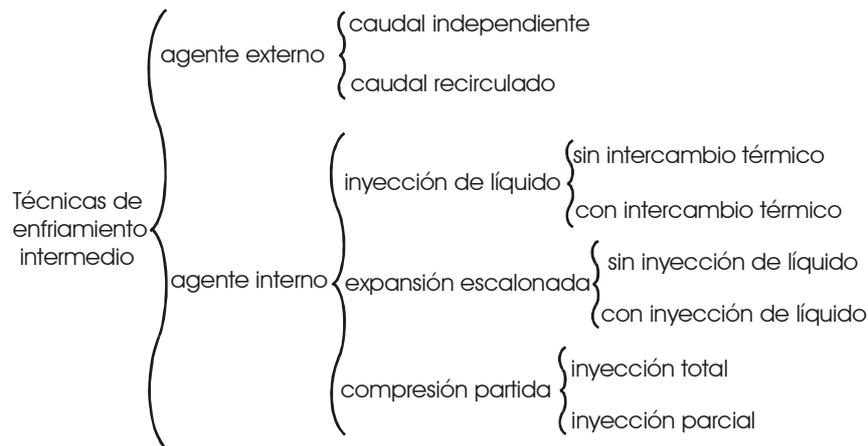


Figura 4.3. Clasificación de técnicas de enfriamiento entre etapas de compresión en sistemas de refrigeración por compresión múltiple directa

4.2.3.1. Sistemas de inyección de líquido

Los sistemas de inyección de líquido se basan en inyectar líquido refrigerante semiexpandido en la corriente de vapor saliente de la primera etapa de compresión con el fin de provocar su enfriamiento previamente a su entrada en el compresor de alta. Constan de dos válvulas de expansión que expanden en paralelo sendas porciones del gasto de refrigerante hasta la presión intermedia y hasta la presión del evaporador. Son sistemas sencillos y baratos, pues además de la doble válvula, del tipo convencional, denominadas de expansión directa (DX), únicamente incorporan el sistema de inyección de líquido, que es simple y poco voluminoso. Utilizando la numeración del esquema de la Figura 4.4, el balance entálpico en el inyector lleva a:

$$h_2 \dot{m}_2 + h_6 \dot{m}_6 = h_3 (\dot{m}_2 + \dot{m}_6) \quad (4.1)$$

Expresando este balance en función del cociente de gastos máscicos en las etapas de compresión:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_6} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_2} = \frac{\dot{m}_{CA} - \dot{m}_{CB}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} - 1 \rightarrow \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6} \quad (4.2)$$

Como se observa, la perseguida disminución de entalpía a la salida del compresor de baja requiere un incremento proporcional del gasto circulante por el compresor de alta, con respecto al que circula por el de baja. Si la potencia frigorífica de la instalación debe conservarse como requisito de diseño, dicho incremento de gasto en el compresor de alta puede conseguirse sin un aumento notable de la potencia mecánica consumida

gracias al ahorro que puede suponer el menor volumen específico a la entrada del mismo.

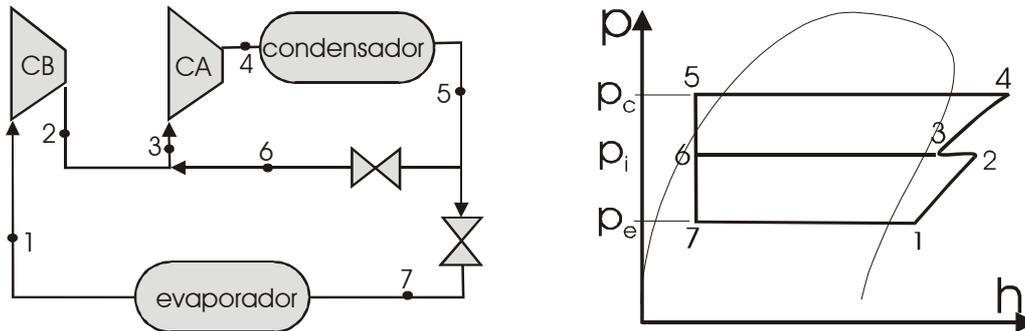


Figura 4.4. Esquema de la instalación y ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración por compresión doble directa con enfriamiento por inyección de líquido.

Estos sistemas, a su vez, pueden disponer de un intercambio térmico previo destinado a aumentar el subenfriamiento del líquido a la salida del condensador. En este caso se consigue una segunda ventaja (además de la reducción de la temperatura y volumen específico a la entrada del compresor de alta) como es el aumento de la producción frigorífica específica, a consecuencia de la disminución del título a la entrada del evaporador, y quizá también una tercera ventaja, como es la reducción de inestabilidades en el funcionamiento de la válvula expansora al disminuir la presencia de burbujas a lo largo de la misma. Como contrapartida, la capacidad de provocar enfriamiento entre etapas de compresión se reduce, ya que como consecuencia del intercambio aumenta el título de vapor del fluido inyectado. El balance entálpico es ahora (Figura 4.5):

$$h_2 \dot{m}_2 + h_7 \dot{m}_7 = h_3 (\dot{m}_2 + \dot{m}_7) \quad (4.3)$$

Agrupando por gastos máscicos, la relación entre la reducción de entalpía conseguida y el incremento de gasto necesario por el compresor de alta queda:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_7} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_2} = \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} - 1 \rightarrow \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} \quad (4.4)$$

Por otra parte, el balance entálpico en el intercambiador conduce a:

$$\frac{h_5 - h_8}{h_7 - h_6} = \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} - 1 \rightarrow \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_6} \quad (4.5)$$

Eliminando entre estas dos ecuaciones la entalpía del fluido inyectado (h_7), puede obtenerse una ecuación comparable con la obtenida en ausencia de intercambio (ecuación 4.2), que demuestra que el potencial de enfriamiento causado por el incremento del gasto de alta se reparte entre el enfriamiento entre etapas de compresión y el subenfriamiento a la salida del condensador:

$$\frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_6} \quad (4.6)$$

Además, conviene señalar que el subenfriamiento está limitado por la temperatura de saturación a la presión intermedia.

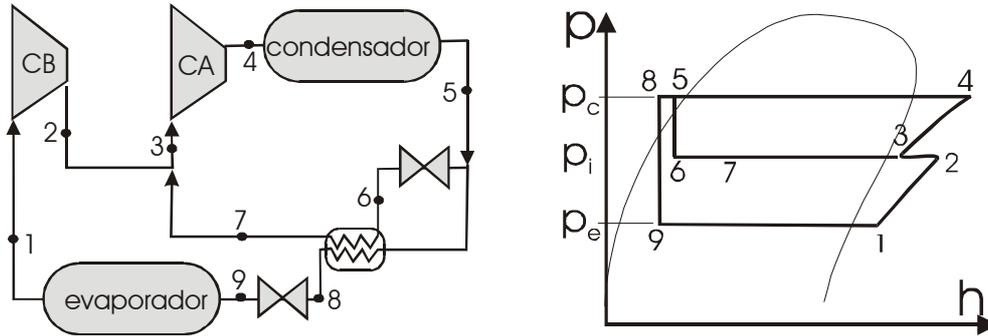


Figura 4.5. Esquema y ciclo termodinámico de un sistema de compresión doble directa con enfriamiento por inyección de líquido con intercambio térmico.

4.2.3.2. Sistemas de expansión escalonada

Los sistemas de expansión escalonada se basan en provocar una doble expansión en serie (al contrario que en caso de inyección de líquido) de forma que tras la primera etapa de expansión (por tanto a la presión intermedia) el líquido refrigerante desemboque en un separador de condensados, del que por la parte superior se extraiga el vapor saturado hacia el compresor de alta, previa mezcla con el vapor saliente del de baja. La entalpía del vapor mezclado será por tanto inferior a la de salida del compresor de baja. El condensado obtenido en el separador, líquido saturado, se desaloja a través de una segunda válvula de expansión cuya apertura está comandada por un flotador en función del nivel de líquido, expandiéndose hasta la presión del evaporador. Son sistemas sencillos, aunque algo más complejos que los de inyección de líquido por la presencia del separador y de la válvula de flotador. Utilizando la numeración del esquema de la Figura 4.6, el balance entálpico en el separador lleva a:

$$(h_6 - h_7)m_7 = (h_8 - h_6)m_8 \quad (4.7)$$

Expresándolo en función del cociente de gastos máscicos en las etapas de compresión:

$$\frac{h_6 - h_7}{h_8 - h_6} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_7} = \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} - 1 \rightarrow \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_6} \quad (4.8)$$

Dada la coincidencia de los puntos 7 y 8 con las condiciones de saturación, esta relación de gastos puede expresarse en función del título de vapor a la salida de la válvula de expansión de alta:

$$\frac{\dot{m}_{CB}}{\dot{m}_{CA}} = 1 - x_6 \quad (4.9)$$

Por otra parte, el balance entálpico en la mezcla de vapores:

$$(h_3 - h_8)m_8 = (h_2 - h_3)m_7 \rightarrow \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_8} = \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} - 1 \rightarrow \frac{\dot{m}_{CA}}{\dot{m}_{CB}} = \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_8} \quad (4.10)$$

Combinando esta expresión con la (4.9) se observa que es también el título de vapor a la salida de la válvula (punto 6) el que determina la efectividad del enfriamiento entre etapas de compresión en este sistema:

$$h_2 - h_3 = x_6(h_2 - h_8) \tag{4.11}$$

Respecto al sistema de inyección de líquido, este sistema asegura una mayor producción frigorífica específica, ya que el título de vapor a la entrada de la válvula de baja es nulo, y por lo tanto a la entrada del evaporador es el menor de los posibles. Por contra, la capacidad de este sistema para enfriar el vapor de salida del compresor de baja es menor, pues el intercambio se produce con vapor saturado, cuya entalpía no es tan baja como en el caso del líquido.

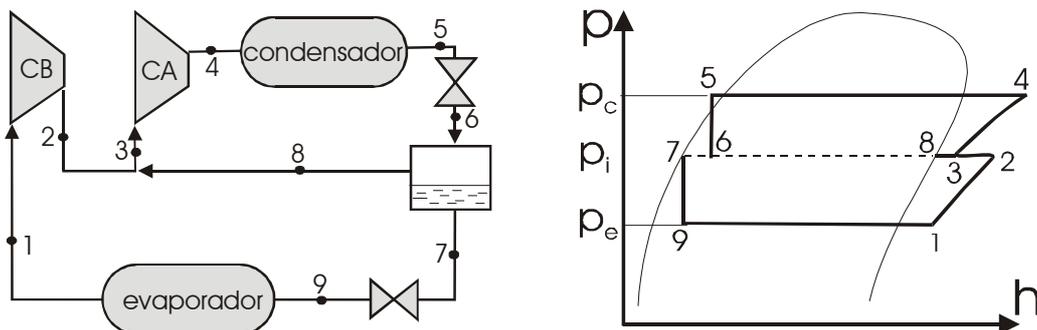


Figura 4.6. Sistema de compresión doble directa con enfriamiento por expansión escalonada.

Precisamente con el fin de contrarrestar la inferior capacidad de enfriamiento intermedio cabe la posibilidad de añadir en la parte de alta del ciclo, y en paralelo con la expansión principal, una pequeña derivación del líquido para inyectarlo en el vapor saliente del separador (Figura 4.7). La mezcla así lograda tiene mayor capacidad para enfriar el vapor de entrada al compresor de alta.

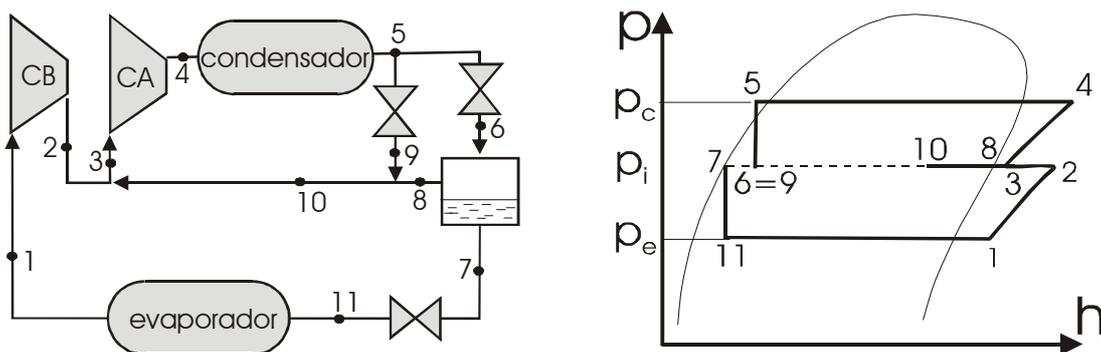


Figura 4.7. Sistema de compresión doble directa con enfriamiento por expansión escalonada, con inyección de líquido.

4.2.3.3. Sistemas de compresión partida

Estos sistemas disponen también de expansión escalonada (en serie) y de separador de condensados. La diferencia con los sistemas clasificados como de expansión escalonada es que en el separador se recoge además todo el vapor procedente del compresor de baja. Por tanto, solo el vapor saturado procedente del separador se introduce en el compresor de alta. El primero de los casos, el sistema de inyección total,

se caracteriza por que el separador es alimentado tanto desde el compresor de baja como desde la expansión de alta. Con la numeración del esquema de la Figura 4.8, el balance entálpico en el separador es:

$$h_2 m_{CB} + h_6 m_{CA} = h_7 m_{CB} + h_3 m_{CA} \quad (4.12)$$

En función del cociente de gastos máxicos en las etapas de compresión se obtiene:

$$\frac{m_{CA}}{m_{CB}} = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \quad (4.13)$$

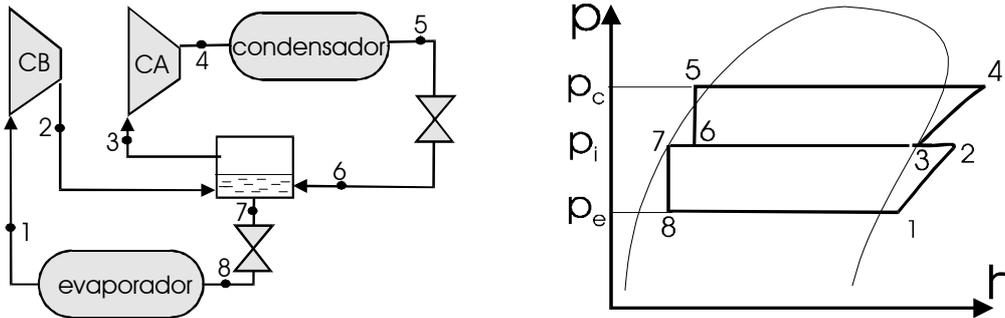


Figura 4.8. Esquema y ciclo termodinámico de un sistema de compresión doble directa con inyección total.

Este sistema tiene como ventaja respecto del de expansión escalonada un aumento del enfriamiento entre etapas de compresión, y con respecto al de inyección total, un aumento de la producción frigorífica específica.

El segundo tipo de sistemas combinados es el sistema de inyección parcial. Se diferencia del de inyección total en que en este caso el refrigerante procedente de la válvula de expansión de alta no se introduce en el separador sino que se hace pasar a su través sin intercambio másico. Utilizando la numeración del esquema de la Figura 4.9, el balance entálpico en el separador es:

$$h_2 m_{CB} + h_6 (m_{CA} - m_{CB}) = h_3 m_{CA} - (h_5 - h_7) m_{CB} \quad (4.14)$$

Reagrupando, el cociente de gastos máxicos en las etapas de compresión queda:

$$\frac{m_{CA}}{m_{CB}} = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \quad (4.15)$$

Respecto del sistema de inyección total, este sistema es menos eficiente en la medida en que el subenfriador sumergido en el depósito puede no ser completamente eficaz, en cuyo caso la temperatura a la salida del mismo (punto 7) no llega a alcanzar la del líquido saturado a la presión intermedia. Por contra, la ventaja es que la válvula de expansión (entre 7 y 8) funciona de forma más estable al recibir líquido subenfriado.

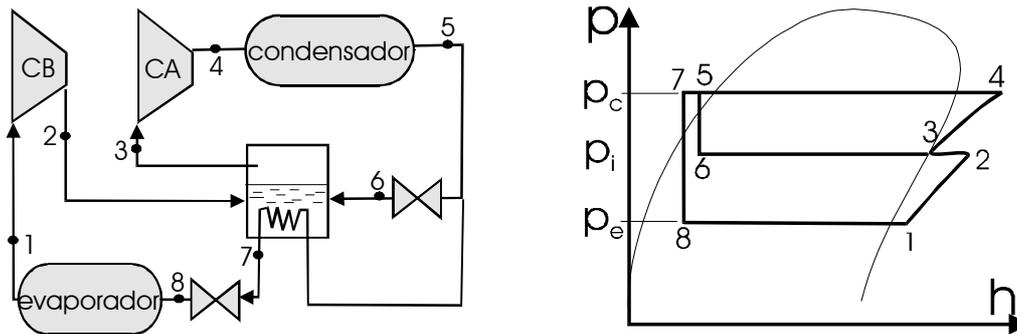


Figura 4.9. Esquema y ciclo termodinámico de un sistema de compresión doble directa con inyección parcial.

4.2.4. Elección de la presión intermedia

El principal parámetro de diseño en los sistemas de compresión múltiple son las presiones intermedias. En el caso de los sistemas de compresión doble, existen diversos criterios para seleccionar el valor de la presión intermedia. Si los gastos circulantes por los dos compresores fueran idénticos y también lo fueran las temperaturas de admisión, los procesos de compresión fuesen isoentrópicos y el vapor se comportase como gas perfecto, se puede demostrar que la presión intermedia que proporcionaría el mínimo trabajo total sería la correspondiente a idénticas relaciones de compresión, es decir, la media geométrica de las presiones de condensación (p_c) y evaporación (p_a):

$$\frac{p_i}{p_a} = \frac{p_c}{p_i} \rightarrow p_i = \sqrt{p_c p_a} \quad (4.16)$$

Además en este caso teórico, las temperaturas de salida de los dos compresores serían idénticas.

Sin embargo, en la práctica, la temperatura de entrada al compresor de alta es superior a la de entrada en el compresor de baja, lo que conduce a que también la de salida sea superior en el compresor de alta que en el de baja. Esto aconseja proponer saltos de presión menores en alta que en baja, con el fin de aproximar las temperaturas de salida. De esta forma, los sistemas de enfriamiento entre etapas de compresión son más efectivos, al entrar en ellos el vapor procedente del compresor de baja más caliente.

Esta consideración, junto con el hecho de que los trabajos consumidos por los compresores son distintos debido al diferente gasto másico que los atraviesa (mayor en el de alta, al menos en el caso de enfriamiento entre etapas con agente interno), motivan que diferentes autores hayan propuesto fórmulas para definir la presión intermedia que conduce al mínimo trabajo total, o bien la temperatura de saturación correspondiente a dicha presión intermedia. Algunas de estas propuestas son:

- Behringer: $T(\dot{W}_{\min}) = T(p_i = \sqrt{p_c p_a}) + 5^\circ C$ (4.17)

- Czaplinsky: $T(\dot{W}_{\min}) = \sqrt{T_c T_a}$ (4.18)

- Sandholt: $p(\dot{W}_{\min}) = \sqrt{p_c p_a} + 0.35 \text{ bar}$ (4.19)

4.2.5. Ejemplo práctico

4.2.5.1. Enunciado

Se desea diseñar un sistema de refrigeración por compresión doble entre focos a 20°C y -20°C con refrigerante R-134a. Suponiendo sobrecalentamiento a la salida del evaporador hasta -15°C , agente externo a 15°C , rendimiento isoentrópico para todas las compresiones y eficacia máxima para los intercambios con agente externo, comparar las eficacias del ciclo de compresión simple, con las diversas modalidades estudiadas de compresión doble. Adoptar el criterio de Czaplinsky para calcular la presión intermedia.

4.2.5.2. Resolución

De las tablas del refrigerante R-134a se obtienen las presiones de trabajo, y aplicando el criterio de Czaplinsky se obtiene la presión intermedia:

$$p_A=5.717 \text{ bar}; p_B=1.327 \text{ bar} \quad (4.20)$$

$$T_i = \sqrt{253.15 \cdot 293.15} = 272.42 \text{ K} = -0.73^{\circ}\text{C} \rightarrow p_i = 2.9 \text{ bar} \quad (4.21)$$

A partir de las condiciones de saturación, y teniendo en cuenta el sobrecalentamiento, se obtiene la entalpía a la entrada del compresor. Por otra parte, la entalpía a lo largo de la válvula se determina considerando que el refrigerante se subenfía hasta igualar su temperatura a la del agente externo:

$$h_1=390 \text{ kJ/kg}; h_v=220 \text{ kJ/kg} \quad (4.22)$$

- Ciclo de compresión simple: A la salida del compresor, suponiendo compresión isoentrópica desde el punto 1 hasta la presión alta: $h_2=421 \text{ kJ/kg}$. Por tanto:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{390 - 220}{421 - 390} = 5.48 \quad (4.23)$$

- Compresión doble directa con agente externo (numeración según Figura 4.2): A la salida del compresor de baja (compresión isoentrópica): $h_2=408 \text{ kJ/kg}$, $T_2=10^{\circ}\text{C}$. Como esta temperatura es inferior a la del agente externo, no es posible usar este como agente enfriador del vapor a la salida del compresor. Por tanto, esta solución es imposible.
- Compresión con inyección de líquido (Figura 4.4): A la salida del compresor de baja se tiene la misma entalpía que en el caso anterior: $h_2=408 \text{ kJ/kg}$. Suponiendo que el intercambiador enfría este vapor hasta condiciones de vapor saturado: $h_3=398 \text{ kJ/kg}$. Y a la salida del compresor de alta, suponiendo compresión isoentrópica: $h_4=412 \text{ kJ/kg}$. Sustituyendo en la expresión de la eficacia, el balance térmico en el intercambiador (supuesto adiabático), ecuación (4.2):

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_7}{(h_2 - h_1) + \frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6}(h_4 - h_3)} = \frac{390 - 220}{(408 - 390) + \frac{408 - 220}{398 - 220}(412 - 398)} = 5.18 \quad (4.24)$$

- Compresión con inyección de líquido con intercambio térmico (Figura 4.5): Se supone también que el vapor se enfría hasta condiciones de saturación. Por tanto,

coinciden con el caso anterior las entalpías de los puntos 1 al 6. La entalpía de salida del subenfriador (y por tanto en la válvula principal) puede obtenerse, si el intercambio es de máxima eficacia, en la intersección entre la isoterma de -0.73°C y la isóbara de alta: $h_8=200 \text{ kJ/kg} = h_9$. Sustituyendo en la expresión de la eficacia, el balance térmico en el intercambiador, ecuación (4.6):

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_9}{(h_2 - h_1) + \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_6}(h_4 - h_3)} = \frac{390 - 200}{(408 - 390) + \frac{408 - 200}{398 - 220}(412 - 398)} = 5.52 \quad (4.25)$$

- Compresión con expansión escalonada (Figura 4.6): Todo el líquido se expande hasta presión intermedia y se separa en líquido saturado ($h_7=200 \text{ kJ/kg} = h_9$) y vapor saturado ($h_8=398 \text{ kJ/kg}$). Sustituyendo las ecuaciones del balance térmico en el separador (4.8 y 4.9) en la expresión (4.11) para el cálculo de la entalpía de entrada al compresor de alta:

$$h_3 = h_2 - \frac{h_6 - h_7}{h_8 - h_7}(h_2 - h_8) = 408 - \frac{220 - 200}{398 - 200}(408 - 398) = 406.99 \text{ kJ/kg} \quad (4.26)$$

Suponiendo compresión isoentrópica desde este punto hasta la isóbara de alta: $h_4=421 \text{ kJ/kg}$. Sustituyendo la relación de gastos (4.8) en la expresión de la eficacia:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_9}{(h_2 - h_1) + \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_6}(h_4 - h_3)} = \frac{390 - 200}{(408 - 390) + \frac{398 - 200}{398 - 220}(421 - 406.99)} = 5.66 \quad (4.27)$$

- Compresión con inyección total (Figura 4.8): Todo el líquido se expande hasta presión intermedia y se separa en líquido saturado ($h_7=200 \text{ kJ/kg} = h_8$) y vapor saturado, que entra como tal en el compresor de alta ($h_3=398 \text{ kJ/kg}$). A la salida del compresor de alta se tiene de nuevo: $h_4=412 \text{ kJ/kg}$. Sustituyendo en la expresión de la eficacia el balance térmico en el separador, ecuación (4.13):

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6}(h_4 - h_3)} = \frac{390 - 200}{(408 - 390) + \frac{408 - 200}{398 - 220}(412 - 398)} = 5.52 \quad (4.28)$$

- Compresión con inyección parcial (Figura 4.9): De nuevo el vapor entre saturado en el compresor de alta ($h_3=392 \text{ kJ/kg}$). Si el serpentín que se introduce en el separador cede todo el calor posible, la entalpía en la válvula principal es la del líquido saturado a la presión intermedia ($h_7=200 \text{ kJ/kg} = h_8$). Sustituyendo en la expresión de la eficacia el balance térmico en el separador, ecuación (4.15), se obtiene una expresión idéntica a la anterior y con todas las entalpías coincidentes:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6}(h_4 - h_3)} = \frac{390 - 200}{(408 - 390) + \frac{408 - 200}{398 - 228}(412 - 398)} = 5.52 \quad (4.29)$$

Se concluye que el sistema de expansión escalonada es el más eficiente. A continuación se sitúan los dos sistemas de compresión partida (idénticos si el intercambio es ideal), y el sistema de inyección con inyección de líquido con intercambio térmico, si bien la mejora de eficacia en estos casos respecto del sistema de

compresión simple es muy pequeña. Por último, se observa que el caso de inyección de líquido solo es capaz de mejorar la eficacia del sistema de compresión simple cuando este va provisto de intercambio térmico, de lo contrario, la eficacia empeora.

4.3. Sistemas de compresión múltiple indirecta

4.3.1. Consideraciones generales

Los sistemas de compresión múltiple indirecta o sistemas en cascada, utilizan, como se ha dicho, distintos fluidos refrigerantes en cada etapa de compresión. Constituye, por tanto, una combinación en serie de sistemas de refrigeración por compresión simple, conectados por intercambiadores que actúan como condensadores evaporativos, en los que el fluido que trabaja en un rango de temperatura menor condensa a costa de evaporar al que trabaja en el rango térmico superior. Esta solución resulta interesante cuando los saltos térmicos totales son muy altos, mayores aún que los habituales en sistemas de compresión múltiple directa.

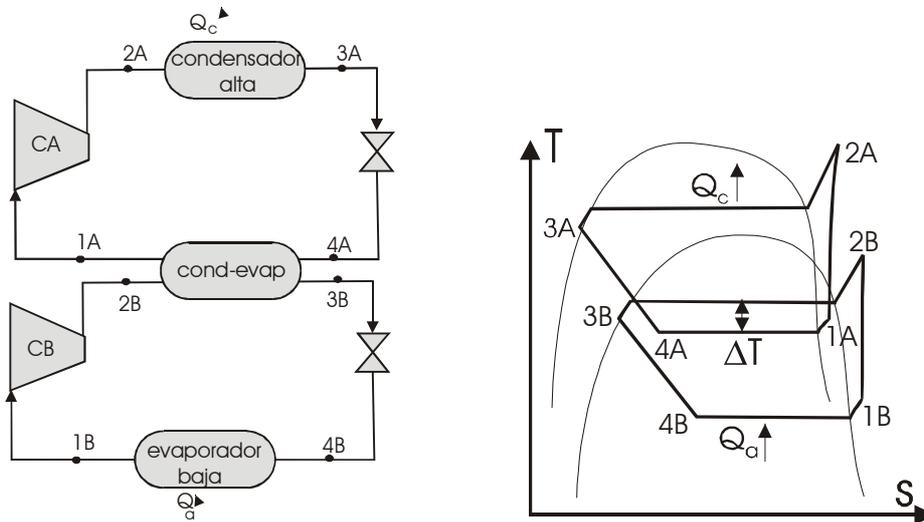


Figura 4.10. Esquema y ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración por compresión múltiple indirecta.

La adecuada selección de los refrigerantes en cada una de las etapas es crucial para lograr un equipo eficaz y seguro. Para trabajar en rangos de temperatura muy baja conviene seleccionar refrigerantes con baja temperatura de ebullición (evaporación a presión atmosférica), con el fin de evitar tener que provocar grandes depresiones en los conductos por los que circula el refrigerante, de evitar grandes tamaños de compresor (dado el gran volumen específico del refrigerante en condiciones de admisión) o escasa producción frigorífica específica. Por el contrario, en los rangos de temperatura altos, conviene seleccionar refrigerantes con alta temperatura de ebullición con el fin de evitar sobrepresiones muy altas en los conductos, lo que exigiría de éstos una gran robustez, y de evitar también procesos de condensación supercrítica, que provocan eficacias termodinámicas peores.

La producción frigorífica tiene lugar únicamente el evaporador de la etapa de rango térmico más bajo, por lo que suele ser este requisito de diseño el que impone el gasto másico de refrigerante en dicha etapa. Con la notación del esquema de la figura 4.10:

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_a}{(h_{1B} - h_{4B})} \quad (4.30)$$

En los intercambiadores que conectan las diferentes etapas, los balances entálpico (supuestos sin pérdidas de calor) permiten reconstruir los ciclos termodinámicos de las etapas superiores:

$$(h_{1A} - h_{4A})m_A = (h_{2B} - h_{3B})m_B \quad (4.31)$$

4.3.2. Potencia mecánica requerida y eficacia

Para un sistema de compresión doble indirecta, con una etapa de baja (B) y otra de alta (A), la potencia absorbida por el compresor de alta puede relacionarse con el calor absorbido por el evaporador de baja en la unidad de tiempo, es decir con la potencia frigorífica del sistema, en función de las eficacias de las dos etapas:

$$W_A = \frac{Q_{aA}}{\varepsilon_A} = \frac{Q_{cB}}{\varepsilon_A} = \frac{Q_{aB} + W_B}{\varepsilon_A} = \frac{Q_{aB}}{\varepsilon_A} \left(1 + \frac{W_B}{Q_{aB}} \right) = \frac{Q_{aB}}{\varepsilon_A} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_B} \right) \quad (4.32)$$

Sumando a esta potencia la absorbida en la etapa de baja se obtiene la potencia mecánica total requerida por el sistema:

$$W_B + W_A = \frac{Q_{aB}}{\varepsilon_B} + \frac{Q_{aB}}{\varepsilon_A} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_B} \right) = Q_{aB} \left[-1 + \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_B} \right) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_A} \right) \right] \quad (4.33)$$

Generalizando este planteamiento para un sistema en cascada con N etapas:

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_a \left[-1 + \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_1} \right) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_2} \right) \dots \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_N} \right) \right] \quad (4.34)$$

Y por tanto la eficacia total del sistema puede expresarse en función de las eficacias particulares de cada etapa:

$$\varepsilon_T = \frac{1}{\left[-1 + \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_1} \right) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_2} \right) \dots \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_N} \right) \right]} \quad (4.35)$$

Para poder obtener conclusiones sobre la eficacia de un sistema de cascada a partir de esta expresión conviene tener en cuenta tres consideraciones:

- La eficacia de las diferentes etapas es mayor cuanto mayor es el número de etapas, para una potencia frigorífica determinada, ya que la cantidad de calor que se absorbe en cada una es del mismo orden y sin embargo el trabajo de compresión se reparte entre ellas
- La eficacia de las distintas etapas es mayor en las etapas de alta temperatura que en las de baja, ya que a medida que sube la temperatura, los evaporadores deben absorber más energía, ya que al calor transportado desde el evaporador de baja

debe añadirse la energía correspondiente a los trabajos de compresión de las etapas precedentes.

- El trabajo total de todas las etapas es inferior al que consumiría si el ciclo constase de una sola etapa (a igualdad de irreversibilidades en los procesos de compresión). Esto puede explicarse gráficamente observando que las líneas isoentrópicas en el diagrama $p-h$ son divergentes al aumentar la presión.

Como consecuencia de esta última consideración, llamando ε_{To} a la eficacia del ciclo de compresión simple equivalente, la eficacia de la etapa de baja, tras dividir el ciclo en N etapas:

$$\varepsilon_1 = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{W}_1} > \frac{N\dot{Q}_a}{\dot{W}_T} = N \cdot \varepsilon_{To} \quad (4.36)$$

Esta desigualdad justifica que la eficacia global del sistema en cascada sea mayor cuanto mayor es el número de etapas en que se divide. Además, en general, la eficacia de la i -ésima etapa:

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{Q}_a + \sum_{j=1}^{i-1} \dot{W}_j}{\dot{W}_i} > \frac{N \left(\dot{Q}_a + (i-1) \frac{\dot{W}_T}{N} \right)}{\dot{W}_T} = N \cdot \varepsilon_{To} + i - 1 \quad (4.37)$$

Esta acumulación del calor intercambiado en dirección ascendente, ilustrada en la Figura 4.11, obliga a condensadores cada vez de mayor tamaño, y a menudo hace conveniente la instalación de disipadores de calor con agente externo (en las etapas en las que la temperatura del condensador ya es superior a la atmosférica) que complementen la función de los condensadores evaporativos.

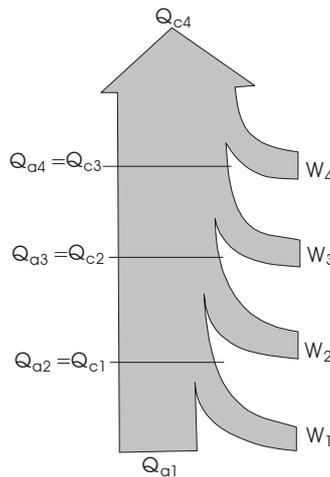


Figura 4.11. Esquema de intercambios energéticos en un sistema de refrigeración por compresión múltiple indirecta con cuatro etapas.

La expresión (4.35) junto a estas observaciones (desigualdad 4.37) permiten concluir que la incorporación al sistema de nuevas etapas siempre tiene como resultado un incremento de la eficacia total del sistema. Sin embargo, este incremento es cada vez

menor a medida que se añaden etapas. En consecuencia, la selección del número de etapas del sistema en cascada es un compromiso entre eficacia y coste de la inversión.

4.4. Bibliografía

1. Stoecker, W.F. Industrial refrigeration handbook. McGraw-Hill, 1998.
2. Dinçer, I. Refrigeration systems and applications. John Wiley & Sons. Chichester, 1993.
3. Torrella, E. La producción de Frío. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1996.
4. Haywood, R.W. Ciclos termodinámicos de potencia y refrigeración. Limusa. México. 1999.

TEMA 5. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR ABSORCION		93
5.1	Introducción	93
5.2	Revisión histórica	93
5.3	Descripción del ciclo termodinámico	94
5.4	Descripción de la máquina	96
5.5	Sistemas con generador de efecto doble	97
5.6	Balance energético	99
5.7	Balance entrópico	100
5.8	Refrigerantes y absorbentes	101
5.8.1	Requisitos	101
5.8.2	Rango de temperaturas bajo	102
5.8.3	Rango de temperaturas alto	104
5.8.4	Ecuaciones para el cálculo de los diagramas de equilibrio	106
5.9	Balances másicos	107
5.10	Balances entálpicos	108
5.11	Funcionamiento como bomba de calor	109
5.12	Funcionamiento como transformador de calor	109
5.13	Ejemplo práctico	110
5.13.1	Enunciado	110
5.13.2	Resolución	111
5.14	Bibliografía	113

TEMA 5. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR ABSORCION

5.1 Introducción

Comienza con éste una serie de temas en los que se abordan sistemas de refrigeración en los que la compresión necesaria para producir frío de forma cíclica no tiene lugar directamente en un compresor. Concretamente este tema aborda los sistemas de refrigeración por absorción, en los que el fluido refrigerante se presuriza por medio de una secuencia de tres procesos: absorción en una solución líquida, bombeo y separación de los vapores de refrigerante de la solución líquida. Esta secuencia tiene como ventaja una notable reducción del trabajo necesario para la compresión, al realizarse ésta sobre un líquido, ya que éste es casi incompresible. Esto no significa que el ciclo no tenga apenas consumo energético. Lo tiene, pero principalmente en forma de energía térmica, lo que hace a estos sistemas muy atractivos en los casos en que se dispone de una fuente térmica de un nivel de temperatura adecuado.

Otra diferencia fundamental con los sistemas de refrigeración por compresión mecánica es que los sistemas de absorción son sistemas tritéricos, es decir, que intercambian calor desde tres focos de temperaturas distintas. Como se ha visto en los capítulos anteriores, los sistemas de compresión mecánica son ditéricos, pues recogen calor del foco frío y terminan por cederlo al caliente. La diferencia entre los sistemas ditéricos y tritéricos se muestra en los esquemas de la Figura 5.1. En ella se distinguen un foco caliente y otro frío en los sistemas ditéricos, mientras que en los tritéricos, además aparece un foco medio (de temperatura intermedia), en el que se disipa en calor recogido desde los focos caliente y frío.

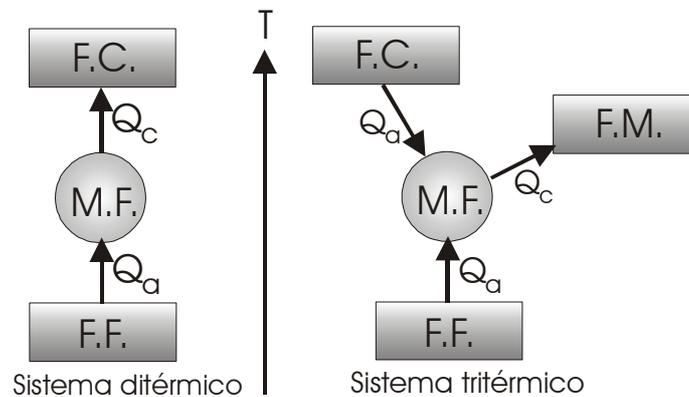


Figura 5.1. Esquemas ditérmico y tritérmico en máquinas frigoríficas.

5.2 Revisión histórica

Aunque la historia de los sistemas de refrigeración por absorción y de su impacto industrial ya se ha revisado en el Tema 1, es interesante, con objeto de vislumbrar sus perspectivas futuras, reunirlos aquí de nuevo y resumirlos en las cuatro fases siguientes:

- Fase de desarrollo: Esta fase comprende desde la invención del sistema de absorción, que como ya se dijo es debido a Ferdinand de Carré (1859), hasta su desarrollo industrial, para el cual contribuyeron iniciativas como el lanzamiento

comercial que promovió su hermano Edmond, los desarrollos posteriores que condujeron a la máquina Electrolux, o la demostración transoceánica de capacidad para transportar alimentos perecederos que en 1886 realizó el propio Ferdinand. En su conjunto puede decirse que esta etapa inicial duró hasta finales del siglo XIX.

- Fase de esplendor: El éxito comercial que a finales de siglo tuvo la máquina de absorción, principalmente funcionando con amoníaco, se extendió hasta entrado el siglo XX, llegando incluso a abarcar el sector de los frigoríficos domésticos. Esta etapa llegó a su fin cuando este sistema fue desbancado por la máquina de compresión mecánica.
- Fase de declive: La utilización de la máquina de absorción entró entonces en una etapa de recesión, provocada por la aparición de compresores de alta fiabilidad que facilitaron el desarrollo de sistemas de compresión de sencillo manejo, duraderos y de mayor eficacia. Durante esta etapa, sin embargo, la máquina de absorción no llegó a desaparecer, sino que mantuvo un pequeño sector de producción de frío a partir de fuentes térmicas.
- Fase de recuperación: A finales del siglo XX vuelve progresivamente a incrementarse el interés por la máquina de absorción, debido a sus posibilidades de integración en sistemas productivos con fuentes de calor residuales, renovables o de bajo coste, que bajo la presión de las diferentes crisis energéticas, se ven abocados a un proceso de optimización energética integral.

En la actualidad estas máquinas tienen gran interés en aplicaciones en las que se dispone de una fuente térmica de bajo nivel térmico, de origen tanto residual (gases de combustión de motores, vapor de proceso o de turbina) como renovable (energía solar térmica o geotérmica). Además, son protagonistas de lo que se ha llamado trigeneración, es decir, la producción simultánea de potencia eléctrica, potencia térmica y potencia frigorífica. Por las razones comentadas, las perspectivas de futuro apuntan hacia una cada vez mayor presencia de estas máquinas en sistemas de producción de frío industriales.

5.3 Descripción del ciclo termodinámico

Tres fluidos de características diferentes pueden distinguirse circulando por las distintas zonas de una máquina de refrigeración por absorción:

- Fluido refrigerante. Es el fluido sobre el que se realiza la producción frigorífica de la máquina (en el evaporador), aunque nunca es de la máxima pureza, debido a la presencia de trazas del fluido absorbente, que puede tener algunas fracciones volátiles que acompañen al vapor refrigerante a la salida del generador. Al gasto másico de este fluido se le va a denominar: \dot{m}_r .
- Solución rica en refrigerante. Tras el proceso de absorción de los vapores de refrigerante, el líquido absorbente incrementa su contenido en refrigerante. Este fluido no ejerce función frigorígena sino únicamente de transporte del vapor hasta condiciones de alta presión. Al gasto másico de este fluido se le va a denominar: \dot{m}_{sr} .

- Solución pobre en refrigerante. Tras el proceso de separación del vapor de refrigerante, el líquido absorbente se encuentra nuevamente con un bajo contenido en refrigerante. Este fluido tampoco ejerce función frigorígena, ni siquiera de fluido de transporte. Su única función es volver a las condiciones adecuadas para absorber de nuevo vapor de refrigerante y cerrar así el ciclo termodinámico que asegura un funcionamiento continuo. Al gasto másico de este fluido se le va a denominar: \dot{m}_{sp}

La secuencia de procesos que define el ciclo termodinámico completo es la siguiente, siendo la numeración coherente con la indicada en el esquema de la Figura 5.2:

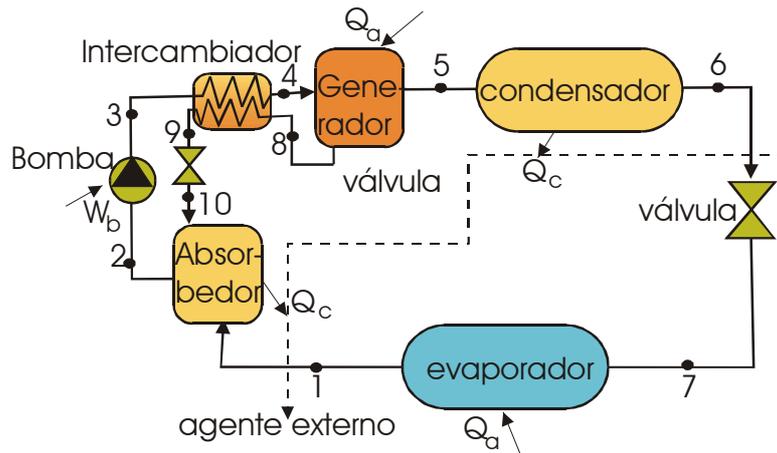


Figura 5.2. Esquema de la instalación de una máquina de absorción.

- 1-10-2: Absorción del refrigerante en líquido pobre en refrigerante. Este proceso es exotérmico, por lo que es necesario disipar el calor generado con un agente externo. Al recipiente en el que tiene lugar se le denomina absorbedor.
- 2-3: Compresión de líquido rico en refrigerante, por medio de una bomba.
- 3-4: Calentamiento de líquido rico en refrigerante, por intercambio térmico con el líquido pobre en refrigerante. A menudo este intercambiador se sitúa antes de la bomba.
- 4-5-8: Separación de vapor de refrigerante. Este proceso es endotérmico, por lo que solo es posible tras la aportación de calor desde una fuente externa. Al recipiente en el que esto ocurre se le denomina generador.
- 5-6: Condensación del refrigerante, que tiene lugar en el condensador, donde se cede el calor de condensación a un agente externo, generalmente el mismo que disipa el calor del absorbedor.
- 6-7: Laminación del líquido refrigerante, por medio de una válvula de expansión isoentálpica.
- 7-1: Evaporación del líquido refrigerante, en el evaporador, que absorbe calor del recinto o fluido objeto de enfriamiento.
- 8-9: Enfriamiento del líquido pobre en refrigerante, por intercambio térmico con el líquido rico en refrigerante.

- 9-10: Laminación del líquido pobre en refrigerante, por medio de otra válvula de expansión isoentálpica.

La representación gráfica de los procesos protagonizados por el fluido refrigerante se puede apreciar en el esquema de la Figura 5.3, mientras que los protagonizados por la solución de refrigerante en absorbente, en sus dos concentraciones, se aprecia en la Figura 5.4. En la primera de ellas el sistema de representación es el $p-h$, como es típico en los fluidos frigorígenos, y en ella se ha representado por medio de una línea a trazos el efecto global de las transformaciones que sufre el refrigerante desde que es absorbido hasta que es separado de nuevo del absorbente. En la segunda de las citadas figuras se han elegido los sistemas $h-s$ y $p-T$ (este último, al ser el fluido un líquido, es prácticamente proporcional al $p-h$).

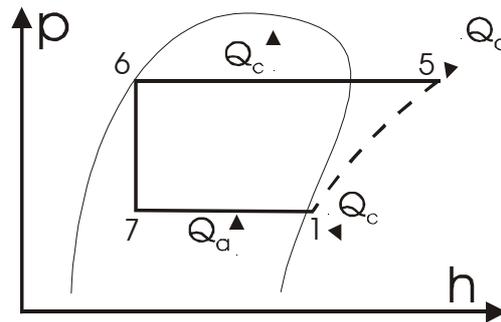


Figura 5.3. Transformaciones termodinámicas sufridas por el fluido refrigerante.

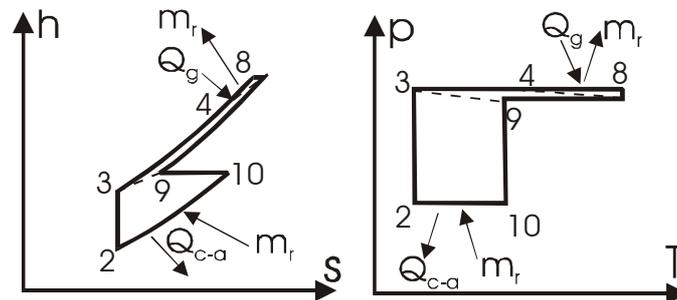


Figura 5.4. Transformaciones termodinámicas sufridas por la solución absorbente / refrigerante.

La presencia del intercambio térmico (procesos 3-4 y 8-9) proporciona un ahorro de aporte energético en el generador y facilita la disipación de calor del absorbedor, por lo que mejora la eficacia del ciclo. Al ciclo que lo incluye se le califica de regenerativo, o GAX (Generator Adsorber heat eXchange). Hoy en día la mayoría de los sistemas a partir de cierta potencia frigorífica incluyen este sistema. En el extremo opuesto se sitúan las neveras de gas, que impulsadas por la marca sueca Electrolux, tuvieron gran éxito durante buena parte del siglo XX. En ellas, la circulación de refrigerante y absorbente se lograba por termosifón, prescindiendo de bomba y de válvula expansora, y el aporte de calor se aportaba desde un hornillo con bombona de butano o propano.

5.4 Descripción de la máquina

La disposición que típicamente adoptan los distintos elementos que componen una máquina frigorífica de absorción se muestra en la Figura 5.5. Puede observarse que el condensador y el generador, dispositivos que operan en las mismas condiciones de

presión (alta presión), se sitúan próximos, mientras que el evaporador y el absorbedor (dispositivos que trabajan a baja presión) están ubicados en el mismo recinto con objeto de que los vapores generados en el evaporador entren directamente en contacto con el líquido absorbedor, para lo cual éste se atomiza persiguiéndose así una máxima superficie de contacto entre ambas sustancias. Tal agrupación entre dispositivos de baja y de alta presión conduce a veces a construir la máquina con doble carcasa, en cuyo caso el recinto de baja presión se distingue por ser más voluminoso y estar situado en la parte inferior.

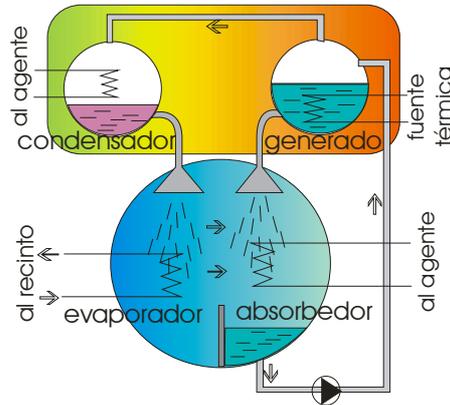


Figura 5.5. Esquema de ubicación de los elementos de la máquina de absorción.

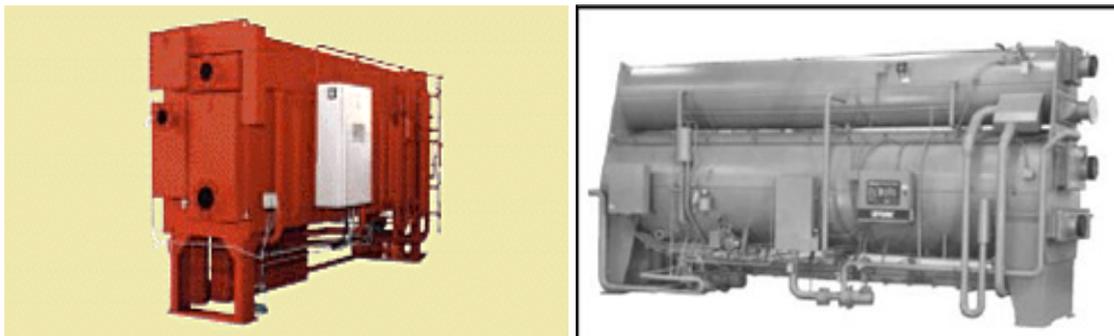


Figura 5.6. Enfriadora de absorción de agua-LiBr de simple (izqda) y doble (dcha) carcasa

Con el fin de asegurar en el generador una máxima separación entre absorbente y refrigerante, y dado que la separación de ambos fluidos depende de sus volatilidades, cuando éstas no son muy distintas se recurre a destilaciones fraccionadas, similares a las que se realizan con el petróleo crudo, por medio de torres de destilación con series de platos que recogen el condensado a diferentes alturas.

5.5 Sistemas con generador de efecto doble

Las máquinas de absorción no son siempre tan simples como la esquematizada en las figuras 5.2 y 5.5, que correspondería a una máquina con generador de efecto simple. A menudo se utilizan generadores de efecto doble, con el fin de mejorar la eficacia del sistema. Esto tiene interés cuando se dispone de una fuente térmica de mayor temperatura que las habitualmente consumidas por las máquinas de efecto simple. Dicha fuente puede proceder de gases de combustión obtenidos ex-profeso (sin una utilización previa) o vapor de agua a alta presión, obtenido por extracción de una turbina o generado ex-profeso. En este caso, el generador puede constituirse en dos etapas, de

forma que la solución rica en refrigerante procedente del absorbedor se introduzca primero en la etapa de alta temperatura, donde recibe la aportación térmica de alta temperatura y en consecuencia tiene lugar una primera fase de generación de vapor refrigerante. Posteriormente la solución, algo menos rica, previa expansión parcial y enfriamiento, se introduce en el generador de baja, en el que el calor necesario para completar la separación del vapor es aportado por el propio vapor refrigerante procedente de la primera etapa. Ambas corrientes de vapor, procedentes de las dos etapas de generación se mezclan e introducen en el condensador para completar el ciclo. Este proceso mejora la eficiencia del proceso de generación de vapor, bien por un aumento del vapor extraído o por una reducción del calor externo consumido en el generador. Además, la pérdida de temperatura del vapor generado en la etapa de alta debido a su paso por el generador de baja, reduce las necesidades de disipación de calor en el condensador y por tanto el tamaño de éste. Existen, a su vez, dos posibles configuraciones para los sistemas de doble efecto, ambas esquematizadas en la Figura 5.7: de flujo en serie (izquierda) y de flujo en paralelo (derecha). En la configuración en serie, la etapa de alta temperatura se desarrolla a mayor presión (habiéndose, por tanto, tres niveles de presión), mientras que en la configuración en paralelo (ya sea con absorbedor único o igualmente duplicado, como en el caso de la figura) solo hay dos niveles de presión. La ubicación típica de los elementos de un sistema de doble efecto se muestra en la Figura 5.8. Los sistemas de doble efecto pueden mejorar notablemente (hasta un 40%) las eficacias del ciclo respecto a la máquina con generador de simple efecto, siempre y cuando la temperatura de la fuente térmica sea suficiente, como se ilustra en la Figura 5.9.

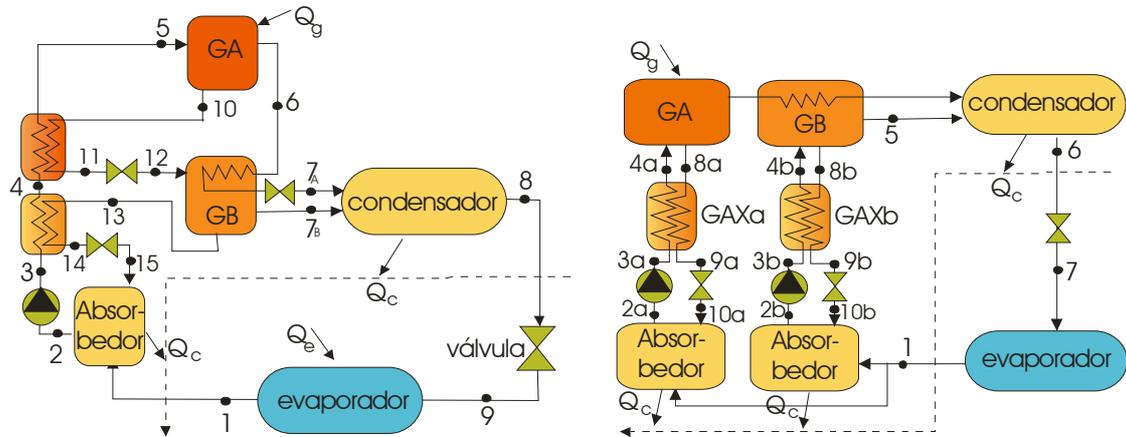


Figura 5.7. Esquemas de sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto con configuración en serie (izquierda) y paralelo (derecha)

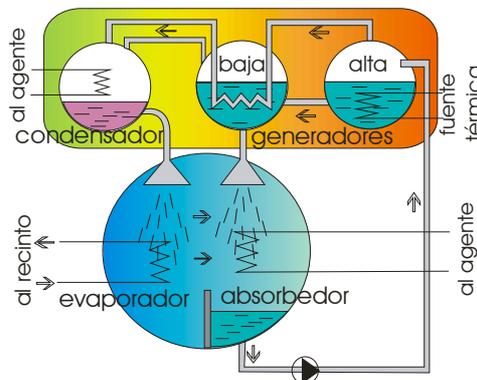


Figura 5.8. Ubicación de los elementos de la máquina de absorción de doble efecto

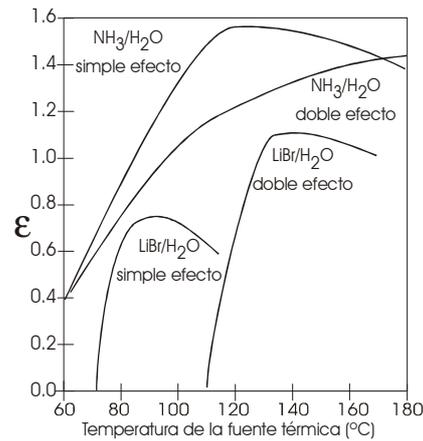
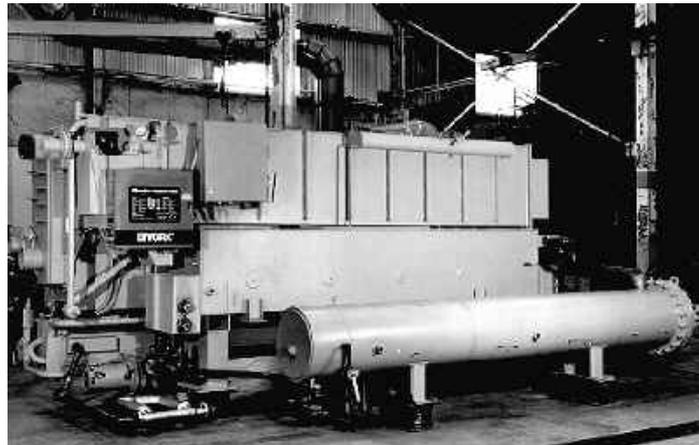


Figura 5.9. Eficacias típicas de máquinas de absorción de simple y doble efecto

Esta idea, consistente en obtener mejoras de eficacia a base de escalar la temperatura de generación de vapor, ha sido extendida por algunos fabricantes hasta el punto de construir equipos incluso de triple efecto (Figura 5.10). En cualquier caso, las máquinas de doble o triple efecto son más complejas y caras que las de simple efecto, por lo que, en definitiva, la conveniencia de utilizar un equipo u otro depende del compromiso entre costes de inversión y eficacia de la instalación, así como del nivel térmico de la fuente disponible. No debe olvidarse que en los casos en que se dispone de una fuente térmica residual, la eficacia de la máquina no es el parámetro fundamental.



5.10. Máquina de refrigeración por absorción de triple efecto de la marca York

5.6 Balance energético

La aplicación del primer principio de la termodinámica a la máquina frigorífica de absorción conduce a la igualdad de trabajo y calor netos intercambiados a lo largo del ciclo termodinámico. Identificando los calores absorbido en el evaporador y el generador con los subíndices e y g respectivamente, y los cedidos en absorbedor y condensador con los subíndices $c-a$ y $c-c$ respectivamente:

$$\dot{Q}_e + \dot{Q}_g + \dot{Q}_{c-c} + \dot{Q}_{c-a} - \dot{W}_b = 0 \quad (5.1)$$

Escribiendo cada uno de los intercambios energéticos en valor absoluto, el balance queda, tal y como se ilustra en la Figura 5.11, en la que además se indica el nivel término de cada fuente o receptor de calor:

$$|\dot{Q}_e| + |\dot{Q}_g| - |\dot{Q}_{c-c}| - |\dot{Q}_{c-a}| + |W_b| = 0 \quad (5.2)$$

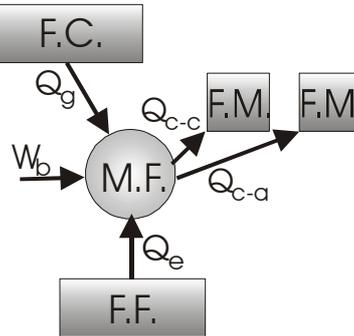


Figura 5.11. Esquemas de intercambios energéticos en la máquina de absorción.

5.7 Balance entrópico

La aplicación del segundo principio de la termodinámica al conjunto formado por la máquina frigorífica de absorción y por su entorno, conduce a afirmar que, ya que los fluidos que evolucionan en la máquina son cíclicos y por tanto no sufren globalmente ningún incremento de entropía, debe ser en el entorno de la máquina donde se produce un incremento de entropía. Dicho entorno está formado por los focos caliente, intermedio y frío señalados en la Figura 5.11, que ceden calor a la máquina (la máquina recibe calor) o disipan el calor que la máquina cede. Escribiendo dichos calores con el signo que les corresponde desde el punto de vista del universo (positivos si son recibidos por el entorno y negativos si son cedidos por éste), el segundo principio se puede expresar:

$$\Delta S_u = -\int \frac{dQ_e}{T_e} - \int \frac{dQ_g}{T_g} - \int \frac{dQ_{c-c}}{T_{c-c}} - \int \frac{dQ_{c-a}}{T_{c-a}} \geq 0 \quad (5.3)$$

En el caso ideal de que los procesos de intercambio térmico tengan lugar a temperatura constante, y que las temperaturas a las que se disipa el calor tanto en el absorbedor como en el condensador sean iguales (llamando $\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c-c} + \dot{Q}_{c-a}$):

$$\Delta S_u = -\frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_g}{T_g} - \frac{Q_c}{T_c} \geq 0 \quad (5.4)$$

Si en el mejor de los casos se supone además que el trabajo consumido en la bomba es nulo:

$$\dot{Q}_e + \dot{Q}_g + \dot{Q}_c = 0 \quad (5.5)$$

Combinando las expresiones resultantes del primer y del segundo principios (ecuaciones 5.4 y 5.5), se obtiene la siguiente limitación para la eficiencia de la máquina frigorífica:

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_e|}{|\dot{Q}_g|} \leq \left(\frac{T_g - T_c}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (5.6)$$

Esta expresión coincide precisamente con el producto del rendimiento de una máquina térmica de Carnot de ciclo directo operando entre los focos caliente e intermedio, y de la eficiencia de otra máquina de Carnot de ciclo inverso operando entre los focos intermedio y frío:

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{Q_g} \leq \eta_{\text{Carnot-directo}}(T_g, T_c) \varepsilon_{\text{Carnot-inverso}}(T_c, T_e) \quad (5.7)$$

Por lo tanto, el límite teórico de máxima eficiencia de una máquina frigorífica de absorción tritérmica viene impuesto por el de una combinación de dos máquinas ditérmicas de Carnot, una de ciclo directo y la otra de ciclo inverso, tal como se esquematiza en la Figura 5.12.

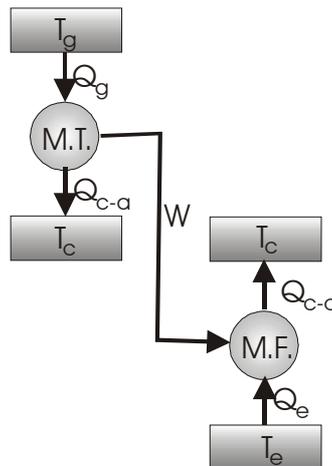


Figura 5.12. Esquema equivalente de la máquina de absorción de máxima eficiencia.

En la práctica, las eficiencias de los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto de LiBr/H₂O no suelen superar el valor $\varepsilon=0.7$ (algo mayores las de NH₃/H₂O), si bien éste suele ser creciente tanto con la temperatura del evaporador como con la del generador. En el caso de los sistemas de doble efecto pueden alcanzarse eficiencias cercanas a la unidad, e incluso superiores.

5.8 Refrigerantes y absorbentes

5.8.1 Requisitos

Los requisitos que debe cumplir un refrigerante ya se han expuesto en el Capítulo 2. A continuación se destacan los principales requerimientos de los líquidos absorbentes:

- Baja presión de vapor, con el fin de evitar la evaporación, cualquiera que sea la concentración de fluido refrigerante. Concretamente, la temperatura en el punto más caliente del ciclo seguido por el absorbente, la del generador, debe ser inferior a la de ebullición del mismo.
- Estable químicamente, y no corrosivo.
- No debe ser tóxico ni inflamable, o al menos debe serlo lo menos posible
- Baja temperatura de cristalización, o de congelación, con el fin de evitar dificultades de circulación del líquido (ver Figura 5.13).

- Baja viscosidad, con el fin de minimizar la energía necesaria para provocar la circulación del líquido
- Alta solubilidad del refrigerante en la solución con el absorbente
- Proceso de absorción lo suficientemente rápido como para evitar tener que almacenar grandes cantidades de absorbente en el absorbedor y por tanto también en el generador.
- Medioambientalmente aceptable

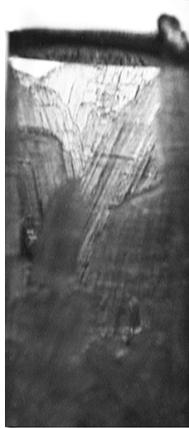


Figura 5.13. Bromuro de litio cristalizado

5.8.2 Rango de temperaturas bajo

La combinación de refrigerante y absorbente más utilizada en equipos de refrigeración por absorción en los que la producción de frío tiene lugar en el rango de temperaturas bajo cero es la de amoníaco (NH_3) y Agua (H_2O). El amoníaco actúa como refrigerante y el agua como absorbente. El rango de utilización lo marca principalmente el refrigerante, por lo que permiten producir frío hasta unos -40°C , por ejemplo, en aplicaciones de congelación o en procesos industriales.



Figura 5.14. Sistema de refrigeración por absorción con amoníaco y agua, utilizando fuente térmica residual de una central.

A las buenas propiedades térmicas del amoníaco, ya vistas en el Capítulo 2, estas mezclas presentan como ventaja su seguridad (ni el refrigerante ni el absorbente son inflamables), su detectabilidad en fugas (gracias al amoníaco) y la elevada solubilidad del amoníaco en el agua, que permite mantener caudales de agua reducidos para un gasto de amoníaco determinado. Como inconveniente puede mencionarse, aparte de la

toxicidad del amoníaco, que el rango de temperaturas está limitado tanto por arriba (el amoníaco tiene que trabajar a alta presión si la temperatura de condensación es alta) como por abajo, debido al riesgo de congelación del agua en las zonas más frías por las que éste circula.

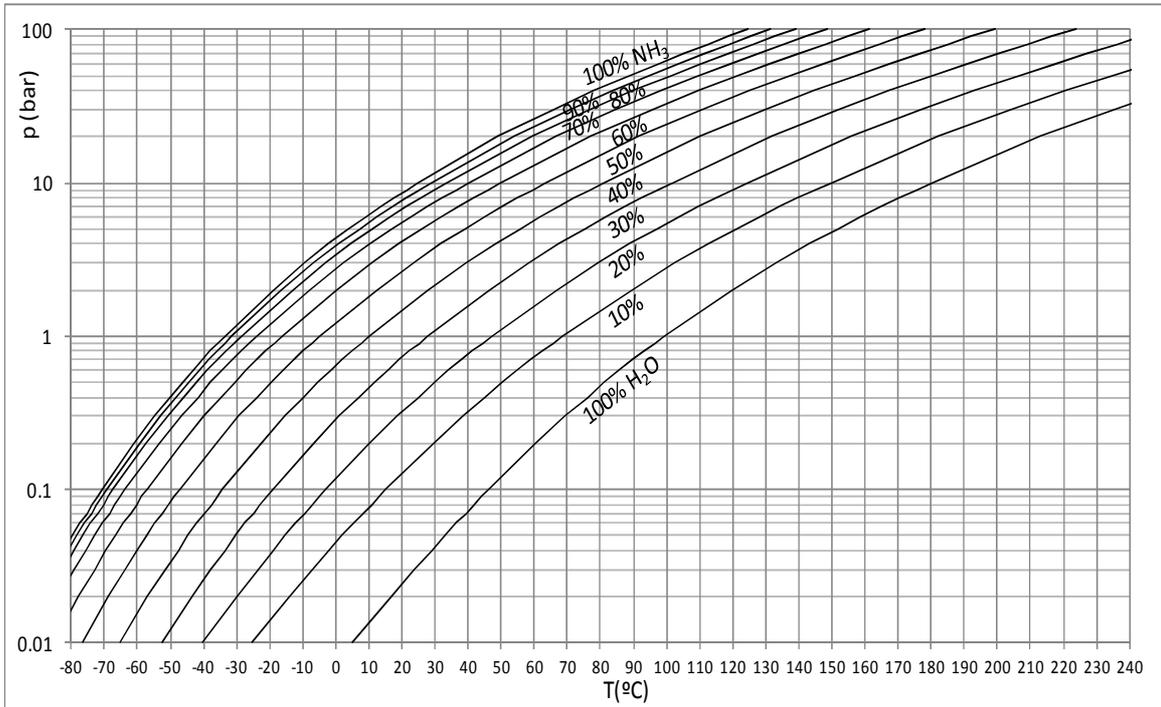


Figura 5.15. Diagrama de equilibrio de las mezclas de NH₃ en H₂O (isolíneas de fracción másica de NH₃)

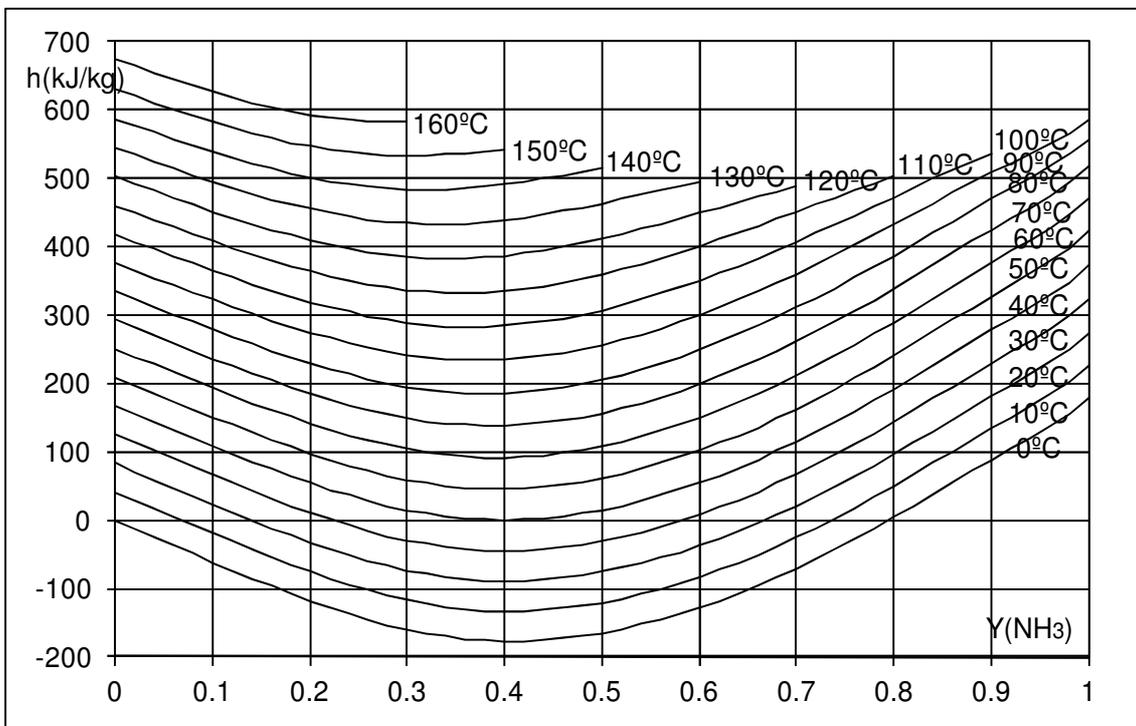


Figura 5.16. Diagrama de entalpía de soluciones NH₃/H₂O

En las Figuras 5.15 y 5.16 se presentan respectivamente el diagrama de equilibrio de las soluciones de amoníaco en agua y el diagrama de entalpía específica de dichas soluciones. Una vez obtenida la composición de la solución en el primer diagrama a partir de las condiciones termodinámicas (ya sea en el absorbedor o en el generador), el segundo permite obtener la entalpía de la mezcla, en este caso tomando como valor cero de referencia el agua líquida a 0°C y el amoníaco líquido a -40°C.

Otra combinación adecuada para trabajar en el rango térmico bajo es la de amoníaco y sulfocianuro sódico (NaSCN).

5.8.3 Rango de temperaturas alto

La combinación de refrigerante y absorbente más usual en equipos de refrigeración por absorción en los que la producción de frío tiene lugar en el rango de temperaturas sobre cero es la de agua y bromuro de litio (LiBr). En éstas, al contrario que en las mezclas amoníaco-agua, el agua es el refrigerante y el Bromuro de Litio es el absorbente. La principal aplicación de los equipos que funcionan con esta combinación es el acondicionamiento de aire, y en algún caso, la bomba de calor. Esta limitación en el rango de temperaturas de trabajo es debida a la imposibilidad de bajar del punto triple del agua (0°C). Además, para lograr la evaporación del agua a bajas temperaturas es necesario que estos equipos trabajen con muy bajas presiones, lo que por una parte implica la necesidad de asegurar la estanqueidad, y por otra, conduce a que el fluido circulante tenga gran volumen específico y por tanto se requieran instalaciones de gran tamaño. Un segundo inconveniente de esta solución es su elevada viscosidad, lo que exige cierto trabajo de bombeo. Un tercero es la posible aparición de problemas de corrosión, especialmente a alta temperatura, lo que en la práctica limita las temperaturas máximas del ciclo a 150 °C. Por último, existe la posibilidad de que la solución de agua y bromuro de litio cristalice en ciertas condiciones de baja temperatura, como se muestra en la Figura 5.13, lo que además de impedir el funcionamiento del equipo, puede provocar averías. Por contra, las ventajas son el alto calor latente de vaporización del agua, que le otorga un gran potencial frigorífico, su carácter no tóxico ni inflamable (aspectos ya comentados en el Tema 2) y la alta solubilidad del agua en el bromuro de litio, que permite reducir el caudal necesario de absorbente.

En las Figuras 5.17 y 5.18 se presentan el diagrama de equilibrio de las soluciones de agua en bromuro de litio y el diagrama de entalpía específica de las soluciones. También en este caso se toma como valor cero de referencia el agua líquida a 0°C.

Otras combinaciones adecuadas para trabajar en el rango térmico alto son las de agua (siempre como refrigerante) con diversos haluros, nitratos, etc. o mezclas de los anteriores en proporciones en las que se persigue minimizar la viscosidad y la tendencia a la cristalización, al tiempo que tratan de evitarse concentraciones térmicamente inestables. Algunas alternativas se citan a continuación: yoduro de litio (LiI), cloruro de litio (LiCl), nitratos de litio, tiocianato de litio (LiSCN), bromuro de zinc (ZnBr), bromuro de cesio (CsBr), mezclas de bromuro de litio con los anteriores o combinaciones de los anteriores con sales alcalinas (formiatos, acetatos, lactatos).

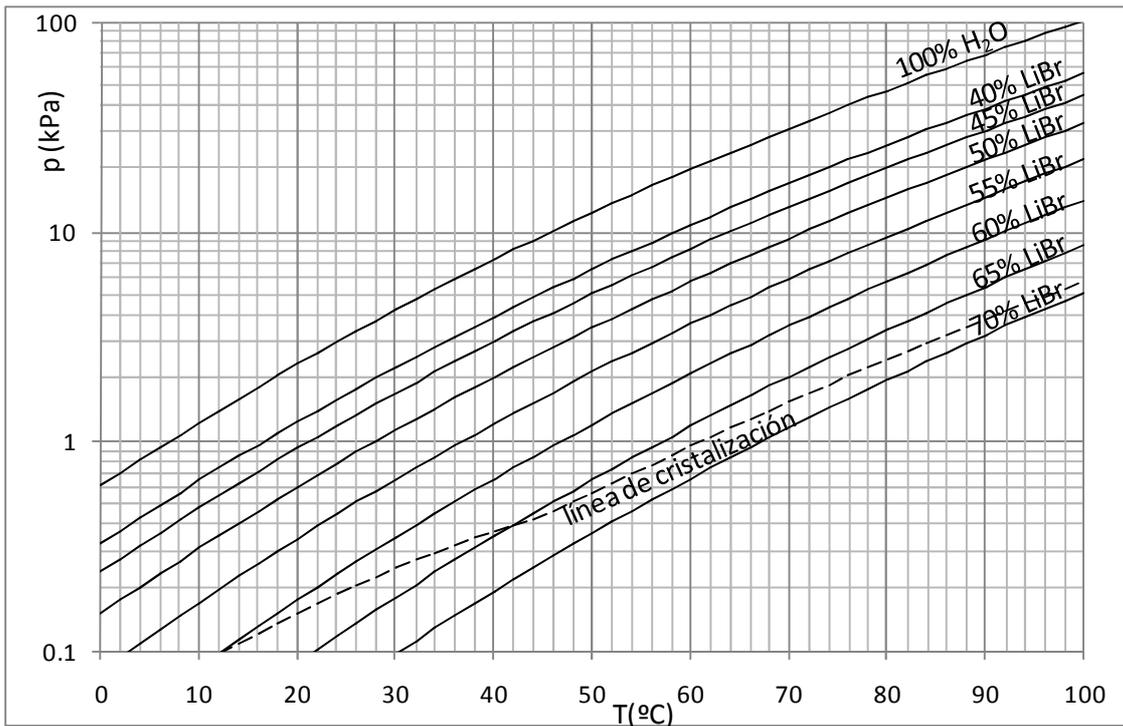


Figura 5.17. Diagrama de equilibrio de las mezclas de H₂O en LiBr (isolíneas de fracción másica de LiBr).

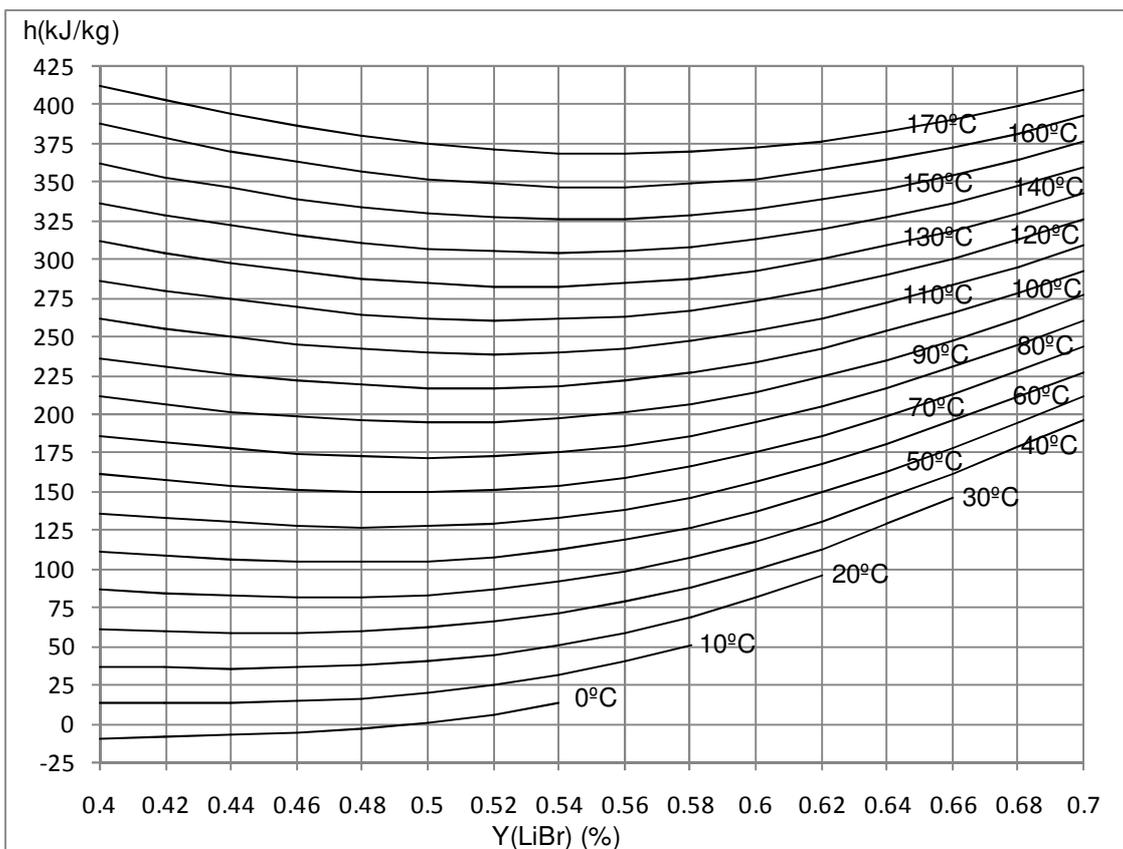


Figura 5.18. Diagrama de entalpía de soluciones H₂O/LiBr

5.8.4 Ecuaciones para el cálculo de los diagramas de equilibrio

Para construir los diagramas del sistema NH₃/H₂O se ha hecho uso de las ecuaciones (5.8) y (5.9), propuestas por Patek y Komflar en 1995, mientras que para los del sistema LiBr/H₂O se han utilizado las ecuaciones (5.10) y (5.11), igualmente propuestas por Patek y Komflar, pero en 2006. Estas ecuaciones fueron ajustadas por medio de los coeficientes que figuran en la Tabla 5.1.

i	NH ₃ -H ₂ O						BrLi-H ₂ O							
	Ecuación 5.8			Ecuación 5.9			Ecuación 5.10				Ecuación 5.11			
	m _i	n _i	a _i	m _i	n _i	a _i	m _i	n _i	t _i	a _i	m _i	n _i	t _i	a _i
1	0	1	-7.6108	0	0	3.22302	3	0	0	-241.303	1	0	0	2.27431
2	0	4	25.6905	0	1	-0.384206	4	5	0	19175000	1	1	0	-7.99511
3	0	8	-247.092	0	2	0.0460965	4	6	0	-175521000	2	6	0	385.239
4	0	9	325.952	0	3	-0.00378945	8	3	0	32543000	3	6	0	-16394
5	0	12	-158.854	0	4	0.00013561	1	0	1	392.571	6	2	0	-422.562
6	0	14	61.9084	1	0	0.487755	1	2	1	-2126.26	1	0	1	0.113314
7	1	0	11.4314	1	1	-0.120108	4	6	1	185127000	3	0	1	-8.33474
8	1	1	1.18157	1	2	0.0106154	6	0	1	1912.16	5	4	1	-17383.3
9	2	1	2.84179	2	3	-0.000533589					4	0	2	6.49763
10	3	3	7.41609	4	0	7.85041					5	4	2	3245.52
11	5	3	891.844	5	0	-11.5941					5	5	2	-13464.3
12	5	4	-1613.09	5	1	-0.052315					6	5	2	39932.2
13	5	5	622.106	6	0	4.89596					6	6	2	-258877
14	6	2	-207.588	13	1	0.0421059					1	0	3	-0.00193046
15	6	4	-6.87393								2	3	3	2.80616
16	8	0	3.50716								2	5	3	-40.4479
17	0	1	-7.6108								2	7	3	145.342
18											5	0	3	-2.74873
19											6	3	3	-449.743
20											7	1	3	-12.1794
21											1	0	4	-0.00583739
22											1	4	4	0.23391
23											2	2	4	0.341888
24											2	6	4	8.85259
25											2	7	4	-17.8731
26											3	0	4	0.0735179
27											1	0	5	-0.00017943
28											1	1	5	0.00184261
29											1	2	5	-0.00624282
30											1	3	5	0.00684765

Tabla 5.1. Coeficientes de ajuste de las ecuaciones 5.8 y 5.9 (Patek y Komflar, 1995) y 5.9 y 5.10 (Patek y Komflar, 2006)

$$T(K) = 100 \sum_i a_i (1 - Y_{\text{NH}_3})^{m_i} \left(\ln \frac{20}{p(\text{bar})} \right)^{n_i} \quad (5.8)$$

$$h(\text{kJ/kg}) = 100 \sum_i a_i \left(\frac{T(\text{K})}{273.16} - 1 \right)^{m_i} Y_{\text{NH}_3}^{n_i} \quad (5.9)$$

$$p(T) = p_{\text{sat}} \left(T - \sum_i a_i X_{\text{LiBr}}^{m_i} (0.4 - X_{\text{LiBr}})^{n_i} \left(\frac{T}{647.096} \right)^{t_i} \right) \quad (5.10)$$

$$h(\text{kJ/kg}) = 4.186(T - 273.15)Y_{\text{H}_2\text{O}} - 2084.314 \sum_i a_i X_{\text{LiBr}}^{m_i} (0.4 - X_{\text{LiBr}})^{n_i} \left(\frac{647.096}{T - 221} \right)^{t_i} \quad (5.11)$$

Para el cálculo de la presión de saturación de la solución líquida LiBr/H₂O se debe utilizar cualquier correlación que proporcione la presión de saturación del agua, tal como las que se proponen en el Tema 11.

5.9 Balances máscicos

Los balances máscicos que pueden realizarse en el absorbedor y en el generador son dos: el de masa total y el de fluido refrigerante (el balance de absorbente sería la diferencia de los anteriores). Identificando con los subíndices *r*, *sp* y *sr* al refrigerante, a la solución pobre en refrigerante y a la solución rica en refrigerante:

$$\dot{m}_r + \dot{m}_{sp} = \dot{m}_{sr} \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_r + \dot{m}_{sp} Y_p = \dot{m}_{sr} Y_r \quad (5.13)$$

Combinando estas ecuaciones puede obtenerse el gasto máscico de cada solución en función del de refrigerante y de las fracciones máscicas de éste en las soluciones:

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_r \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} \quad (5.14)$$

$$\dot{m}_{sr} = \dot{m}_r \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} \quad (5.15)$$

La evolución de presión y temperatura para los distintos estados de concentración del refrigerante suelen representarse a lo largo del ciclo por medio del diagrama de Old-Ham, también llamado de Duhring, tal y como el que se presenta en la Figura 5.19. En este diagrama se aprecia que el proceso de absorción de refrigerante en la solución pobre conduce a una solución rica cuya temperatura es intermedia a las iniciales, y que el proceso de generación vuelve a separar ambos componentes: vapor que se condensa y enfría en el condensador gracias a la disipación externa, y solución pobre que aumenta su temperatura a consecuencia del calor aportado en el propio generador. También se aprecian en el diagrama los cambios de presión, que acompañados de cambios de temperatura (bomba, válvulas e intercambiador) se producen entre los conjuntos absorbedor- evaporador y generador-condensador.

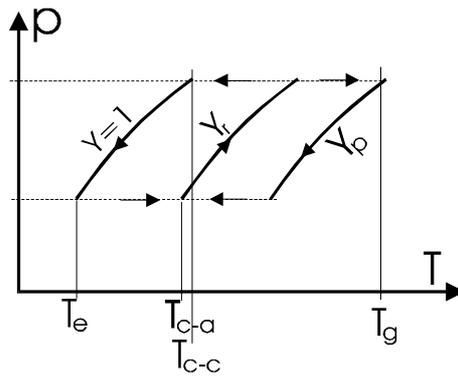


Figura 5.19. Diagrama de Old-Ham

5.10 Balances entálpicos

Por medio de los balances entálpicos en el absorbedor, en el generador y en el intercambiador de calor, pueden obtenerse las potencias térmicas intercambiadas, necesarias para estimar la eficacia del ciclo. Haciendo referencia a la numeración de la Figura 5.2, el balance en el absorbedor:

$$|Q_{c-a}| = -Q_{c-a} = m_r h_1 + m_{sp} h_{10} - m_{sr} h_2 = m_r \left[(h_1 - h_2) + \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} (h_{10} - h_2) \right] \quad (5.16)$$

Y en el generador:

$$|Q_g| = Q_g = m_r h_5 + m_{sp} h_8 - m_{sr} h_4 = m_r \left[(h_5 - h_4) + \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} (h_8 - h_4) \right] \quad (5.17)$$

El trabajo absorbido por la bomba (si es que existe), teniendo en cuenta que el gasto que la atraviesa es el de la solución rica, vale:

$$|W_b| = -W_b = m_r \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} (h_3 - h_2) \quad (5.18)$$

Por lo tanto la eficacia del sistema, definida como cociente entre objetivo (calor absorbido en el evaporador) y coste energético tanto mecánico (trabajo consumido por la bomba) como térmico (calor aportado en el generador):

$$\varepsilon = \frac{|Q_e|}{|Q_g| + |W_b|} = \frac{h_1 - h_7}{h_5 - h_4 + \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} (h_8 - h_4) + \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} (h_3 - h_2)} \quad (5.19)$$

Por otra parte, el balance entálpico en el intercambiador de calor situado entre las corrientes de absorbente rico y pobre en refrigerante, indica que:

$$\dot{m}_{sr} (h_4 - h_3) = \dot{m}_{sp} (h_8 - h_9) \rightarrow h_4 - h_3 = \frac{1 - Y_r}{1 - Y_p} (h_8 - h_9) \quad (5.20)$$

Como el gasto de solución rica es siempre mayor que el de solución pobre, el aumento de entalpía en la primera siempre será inferior a la disminución de entalpía en la segunda: $h_4 - h_3 < h_8 - h_9$, y dado que los calores específicos de ambas no es

esperable que sean muy distintos, lo mismo puede afirmarse de las temperaturas: $T_4 - T_3 < T_8 - T_9$. El efecto del intercambiador es incrementar la entalpía a la entrada en el generador (h_4) y disminuirla a la entrada del absorbedor (h_{10}). Observando las ecuaciones 5.12 y 5.13, esto conduce a reducir tanto el calor disipado en el absorbedor como el requerido en el generador, llevando éste último efecto a un aumento de la eficacia del ciclo.

5.11 Funcionamiento como bomba de calor

La máquina de absorción puede actuar como bomba de calor, siendo su funcionamiento idéntico al visto. La única diferencia es que en este caso el objetivo de la máquina es la cesión de calor al foco caliente. Los focos térmicos aprovechables son tanto el condensador como el absorbedor (ver Figura 5.11). En este caso la expresión de la eficacia es distinta ya que el objetivo también lo es:

$$\varepsilon_{bc} = \frac{|Q_c|}{|Q_g| + |W_b|} = \frac{|Q_{c-c}| + |Q_{c-a}|}{|Q_g| + |W_b|} = \varepsilon_{ref} + 1 \quad (5.21)$$

Puede observarse que, igual que ocurría en la máquina de refrigeración por compresión, la eficacia de la máquina funcionando como bomba de calor supera en una unidad a la eficacia de refrigeración.

5.12 Funcionamiento como transformador de calor

Otra posible opción de la máquina de absorción, dado su carácter de máquina tritérmica, es su utilización como transformador de calor, esquematizado en las Figuras 5.20 y 5.21. Esta opción tiene como objetivo la revalorización térmica de flujos de calor que, por su baja temperatura tengan poca aplicación o pocas posibilidades de un aprovechamiento eficiente. La elevación del estado térmico de estos flujos, aún a costa de una pérdida energética, puede conducir a un incremento de su exergía, que incremente su valor práctico, es decir sus posibilidades de una eficiente transformación en potencia mecánica.

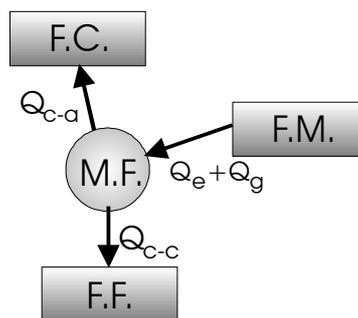


Figura 5.20. Esquema de intercambios térmicos en el transformador de calor de absorción

Las aplicaciones más interesantes son aquéllas en las que se dispone de una fuente térmica de escaso nivel térmico, por ejemplo a partir de gases de combustión de motores, de vapor de salida de turbinas, de calor residual de procesos industriales, o de paneles solares térmicos. La instalación no es idéntica a la de la máquina de refrigeración, ya que las zonas de baja presión y alta presión se invierten. El

condensador y el generador quedan en la zona de baja y el evaporador y el absorbedor en la de alta presión. Como consecuencia, al margen de otras diferencias de diseño, es necesario instalar bombas donde antes había válvulas de expansión, y hay que colocar una válvula de expansión donde antes figuraba la bomba.

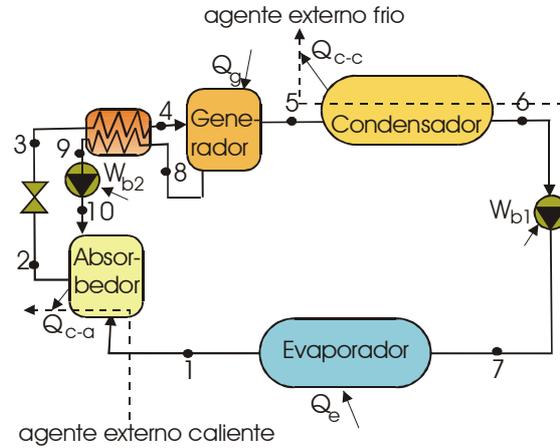


Figura 5.21. Esquema de máquina de absorción funcionando como transformador de calor

En este caso, a diferencia de la ecuación (5.1), el balance energético queda:

$$\dot{Q}_e + \dot{Q}_g + \dot{Q}_{c-c} + \dot{Q}_{c-a} - W_{b1} - W_{b2} = 0 \quad (5.22)$$

balance que expresado en valores absolutos:

$$|\dot{Q}_e| + |\dot{Q}_g| - |\dot{Q}_{c-c}| - |\dot{Q}_{c-a}| + |W_{b1}| + |W_{b2}| = 0 \quad (5.23)$$

Por lo tanto la eficacia de la transformación resulta:

$$\varepsilon_{ic} = \frac{|\dot{Q}_{c-a}|}{|\dot{Q}_e| + |\dot{Q}_g| + |W_{b1}| + |W_{b2}|} = \frac{|\dot{Q}_{c-a}|}{|\dot{Q}_{c-a}| + |\dot{Q}_{c-c}|} < 1 \quad (5.24)$$

Como puede verse, la eficacia siempre es necesariamente menor que la unidad, es decir la transformación tiene un coste energético. Sin embargo, es posible que la exergía asociada al flujo térmico resultante sea superior a la asociada al flujo térmico inicial.

5.13 Ejemplo práctico

5.13.1 Enunciado

Una planta de refrigeración por absorción con mezcla de bromuro de litio y agua trabaja entre los siguientes niveles térmicos, para lograr una potencia frigorífica de 50 kW:

- Temperatura del generador: $T_g = 70^\circ\text{C}$
- Temperatura del evaporador: $T_e = 5^\circ\text{C}$
- Temperatura del condensador: $T_c = 25^\circ\text{C}$

- Temperatura del absorbedor: $T_a = 25^\circ\text{C}$

Supónganse condiciones de saturación tanto a la salida del evaporador como a la salida del condensador. La eficacia del intercambiador es de 0.75. Calcular el gasto másico de refrigerante y de absorbente, y la eficiencia del sistema, comparándolo con la máxima teóricamente posible.

5.13.2 Resolución

De las tablas de vapor de agua en condiciones de saturación pueden obtenerse las siguientes entalpías, así como la presión en evaporador y condensador:

$$h_1 = h_g(T=5^\circ\text{C}) = 2510.75 \text{ kJ/kg} \quad (5.25)$$

$$h_6 = h_l(T=25^\circ\text{C}) = 104.8 \text{ kJ/kg} \quad (5.26)$$

$$p_e = 0.874 \text{ kN/m}^2 \quad (5.27)$$

$$p_c = 3.17 \text{ kN/m}^2 \quad (5.28)$$

Y a partir del diagrama de vapor sobrecalentado, puede obtenerse la entalpía del vapor de agua a la salida del generador:

$$h_5 = h(T=70^\circ\text{C}, p=3.17 \text{ kN/m}^2) = 2632 \text{ kJ/kg} \quad (5.29)$$

Entrando con la presión y temperatura reinantes tanto en el absorbedor como en el generador, pueden obtenerse en el diagrama de equilibrio de la mezcla BrLi-H₂O (Figura 5.14), las fracciones másicas de BrLi en agua:

$$\text{Absorbedor } (T_a=25^\circ\text{C}, p_e=0.874 \text{ kN/m}^2): Y_r(\text{BrLi}) = 0.49 \quad (5.30)$$

$$\text{Generador } (T_a=70^\circ\text{C}, p_c=3.17 \text{ kN/m}^2): Y_p(\text{BrLi}) = 0.61 \quad (5.31)$$

Y entrando con la temperatura y con la fracción másica obtenida en cada caso, pueden obtenerse, en los diagramas de entalpía de la solución, las entalpías de las soluciones rica y pobre salientes del absorbedor y del generador:

$$\text{Absorbedor } (T_a=25^\circ\text{C}, Y_r(\text{BrLi}) = 0.49): h_2 = 50 \text{ kJ/kg} \quad (5.32)$$

$$\text{Generador } (T_a=70^\circ\text{C}, Y_p(\text{BrLi}) = 0.61): h_8 = 175 \text{ kJ/kg} \quad (5.33)$$

Por tanto la fracción másica de refrigerante (agua) en absorbente (BrLi) en la solución rica (salida del absorbedor) y en la pobre (salida del generador):

$$Y_r = Y_r(\text{H}_2\text{O}) = 1 - Y_r(\text{BrLi}) = 1 - 0.49 = 0.51 \quad (5.34)$$

$$Y_p = Y_p(\text{H}_2\text{O}) = 1 - Y_p(\text{BrLi}) = 1 - 0.61 = 0.39 \quad (5.35)$$

Se plantean a continuación los balances entálpicos en cada elemento de la instalación:

- Bomba: Despreciando el trabajo consumido, al comportarse la solución líquida como fluido prácticamente incompresible:

$$h_3 = h_2 \quad (5.36)$$

- Intercambiador de calor: Se plantean dos balances. Por una parte, un balance energético global, en el que puede suponerse que no hay pérdidas al entorno:

$$\dot{m}_{sr}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{sp}(h_8 - h_9) \rightarrow \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p}(h_4 - h_3) = \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p}(h_8 - h_9) \quad (5.37)$$

Y por otra parte, un balance exergético en el que la eficacia del intercambiador compara el calor intercambiado con el máximo que podría haberse intercambiado:

$$\varepsilon = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_3} \quad (5.38)$$

- Válvula del circuito principal:

$$h_6 = h_7 \quad (5.39)$$

- Válvula del circuito secundario

$$h_9 = h_{10} \quad (5.40)$$

- Absorbedor

$$h_1 + \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} h_{10} = \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} h_2 + |q_{c-a}| \quad (5.41)$$

- Generador:

$$h_5 + \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} h_8 = \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} h_4 + |q_g| \quad (5.42)$$

- Condensador:

$$|q_{c-c}| = h_5 - h_6 \quad (5.43)$$

- Evaporador:

$$|q_e| = h_1 - h_7 \quad (5.44)$$

Introduciendo en los balances del absorbedor y del generador las ecuaciones (5.36) (5.37) (5.38) (5.39) y (5.40), queda:

$$\begin{aligned} h_1 + \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} (1 - \varepsilon) h_8 &= \left(\frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} - \varepsilon \frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} \right) h_2 + |q_{c-a}| \rightarrow \\ \rightarrow |q_{c-a}| &= h_1 + \frac{(1 - Y_r)(1 - \varepsilon)h_8 - (1 - Y_p - \varepsilon + \varepsilon Y_r)h_2}{Y_r - Y_p} \end{aligned} \quad (5.45)$$

$$\begin{aligned} h_5 + \left(\frac{1 - Y_r}{Y_r - Y_p} - \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} \frac{1 - Y_r}{1 - Y_p} \varepsilon \right) h_8 &= \frac{1 - Y_p}{Y_r - Y_p} \left(1 - \varepsilon \frac{1 - Y_r}{1 - Y_p} \right) h_2 + |q_g| \rightarrow \\ \rightarrow |q_g| &= h_5 + \frac{(1 - Y_r)(1 - \varepsilon)h_8 - (1 - Y_p - \varepsilon + \varepsilon Y_r)h_2}{Y_r - Y_p} \end{aligned} \quad (5.46)$$

A partir de los balances (5.36) (5.43) (5.44) (5.45) y (5.46) puede observarse que se cumple la conservación energética señalada en la ecuación (5.2).

La eficacia del sistema queda:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{|q_e|}{|q_g|} = \frac{h_1 - h_7}{h_5 + \frac{(1 - Y_r)(1 - \varepsilon)h_8 - (1 - Y_p - \varepsilon + \varepsilon Y_r)h_2}{Y_r - Y_p}} = \\ &= \frac{2510.75 - 104.8}{2632 + \frac{(1 - 0.51)(1 - 0.75)175 - (1 - 0.39 - 0.75 + 0.75 * 0.51)50}{0.51 - 0.39}} = 0.888 \quad (5.47)\end{aligned}$$

La máxima eficacia teórica del sistema puede obtenerse de la ecuación (5.6):

$$\varepsilon_{\max} = \left(\frac{T_g - T_c}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) = \left(\frac{343 - 298}{343} \right) \left(\frac{278}{298 - 278} \right) = 1.824 \quad (5.48)$$

Puede comprobarse que la eficacia está bastante por debajo de la máxima teórica.

Por último, el gasto másico de refrigerante:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} = \frac{\dot{Q}_e}{h_1 - h_7} = \frac{50000}{(2510.75 - 104.8)10^3} = 0.02078 \text{ kg/s} \quad (5.49)$$

El gasto de fluido absorbente puede obtenerse tanto a partir del de la solución pobre como del de la rica. Por ejemplo, a partir del gasto de solución rica:

$$\begin{aligned}\dot{m}_a &= Y_r(\text{BrLi}) \dot{m}_{sr} = (1 - Y_r) \dot{m}_{sr} = \dot{m}_r \frac{(1 - Y_r)(1 - Y_p)}{Y_r - Y_p} \\ &= 0.02078 \frac{0.49 * 0.61}{0.51 - 0.39} = 0.05176 \text{ kg/s} \quad (5.50)\end{aligned}$$

5.14 Bibliografía

1. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers). 1983 Handbook of fundamentals. ASHRAE, Atlanta, USA, 1983.
2. Torrella, E. La producción de Frío. *Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia*. Valencia, 1996.
3. Kim, J.; Park, Y.; Lee, H. Performance of evaluation of absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp.217-225. 1999.
4. De Ceballos, C. Sistemas de refrigeración por absorción con energía solar térmica. *Era Solar*, nº 106.
5. Donate M. Análisis de viabilidad de nuevos productos alternativos para su utilización como absorbentes en máquinas enfriadoras de líquido por absorción. Tesis doctoral. Universidad de Castilla-La Mancha. 2004.

6. Patek, J.; Klomfar, J. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18(4), pp. 228-234. 1995.
7. Patek, J.; Klomfar, J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 566-578. 2006.
8. De Lucas, A.; Donate, M.; Molero, C.; Villaseñor, J.; Rodríguez, J.F. Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 324-330. 2004.

TEMA 6. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR EYECCION

6.1. Introducción.....	117
6.2. Aplicaciones y fluidos refrigerantes empleados	118
6.3. Descripción del ciclo termodinámico	119
6.4. Descripción del eyector y comportamiento del flujo	120
6.5. Diferencias con el ciclo teórico	122
6.6. Eficacia del sistema.....	122
6.7. Sistemas con mezcla	123
6.8. Sistemas de refrigeración por eyección y compresión combinados.....	126
6.9. Ejemplo práctico.....	127
6.9.1. Enunciado	127
6.9.2. Resolución	127
6.10. Bibliografía.....	129

TEMA 6. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR EYECCION

6.1. Introducción

Al igual que los sistemas de refrigeración por compresión y que los de absorción, los sistemas de refrigeración por eyección son sistemas en los que el efecto frigorífico se produce a través de un cambio de fase. Pero al contrario que en los de compresión, y al igual que en los sistemas de absorción, en los de eyección la compresión que debe sufrir el fluido refrigerante para producir frío de forma cíclica tampoco tiene lugar en un compresor. En este caso la presión del fluido se incrementa por intercambio de energía cinética en entalpía, es decir en un difusor. Este método de compresión tiene la ventaja de no consumir energía. Sin embargo, esto no significa que el ciclo de refrigeración por eyección carezca de consumo energético. Lo tiene, pero exclusivamente en forma de energía térmica, ya que para poder imprimir al flujo la energía cinética para el mencionado intercambio, previamente es necesario aumentar la entalpía de una porción del flujo circulante de refrigerante, en el denominado generador. Más adelante, esta entalpía se convierte en energía cinética en una tobera y a continuación esta energía cinética se reparte conservativamente con el resto del flujo de refrigerante que sigue su ciclo inverso convencional y con el que se reúne en el tramo de inducción situado entre la tobera y el difusor. El conjunto formado por la tobera, el inductor y el difusor recibe el nombre de eyector. Debido a la ausencia de consumo de potencia mecánica, estos sistemas, lo mismo que los de absorción, son muy atractivos en los casos en que se dispone de una fuente térmica de un nivel de temperatura no necesariamente alto.

Otra similitud con los sistemas de refrigeración por absorción es que los sistemas de eyección son también tritéricos, es decir, intercambian calor desde tres focos de temperaturas distintas, como se aprecia en la Figura 6.1. En ella se muestra cómo el calor se recoge tanto desde el foco frío (evaporador) como desde el caliente (generador) para cederlo en el foco intermedio (condensador).

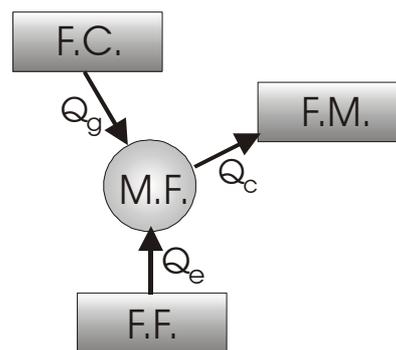


Figura 6.1. Esquema de intercambios térmicos en los sistemas de refrigeración por eyección.

Un análisis combinado del primer y segundo principios de la termodinámica conduce, como sistema tritérico, a la misma limitación teórica de la eficacia que en el caso de los sistemas de absorción:

$$\varepsilon \leq \left(\frac{T_g - T_c}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) = \eta_c \varepsilon_c \quad (6.1)$$

6.2. Aplicaciones y fluidos refrigerantes empleados

El fluido refrigerante más utilizado en los sistemas de eyección es el agua. Esto condiciona tanto el rango de trabajo como las dimensiones de estos sistemas, limitándolos a temperaturas de evaporación superiores a 0 °C. También se utilizan salmueras, es decir disoluciones de agua con sales que bajan la temperatura de ebullición, con lo que se amplía ligeramente el rango de trabajo. En cualquier caso, a estas temperaturas la evaporación del agua ocurre a muy baja presión, por lo que el vapor generado tiene un gran volumen específico. Ello obliga a grandes tamaños de la instalación. Debido a las bajas presiones y al uso de agua como refrigerante, estos sistemas suelen denominarse como plantas de refrigeración por vacío de vapor (*steam vacuum cooling plants*).

En cierto sentido, estos sistemas ocupan un sector de aplicación similar al de los sistemas de refrigeración por absorción, ya que son adecuados para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura, fuentes que en ocasiones son flujos de calor residuales. Sin embargo, la necesidad de sus grandes tamaños limita su utilización a determinadas aplicaciones industriales, y preferentemente a aquéllas en las que existe disponibilidad de vapor de agua. Quizá las aplicaciones más comunes se encuentran en la industria de alimentación, para tratamiento de vegetales, frutas, champiñones, carnes y pescados, y también en los sectores del papel y del tabaco.

Recientemente se han desarrollado sistemas de refrigeración por eyección con otros refrigerantes, sobre todo con CO₂. Estos sistemas se describen en el apartado 6.8.

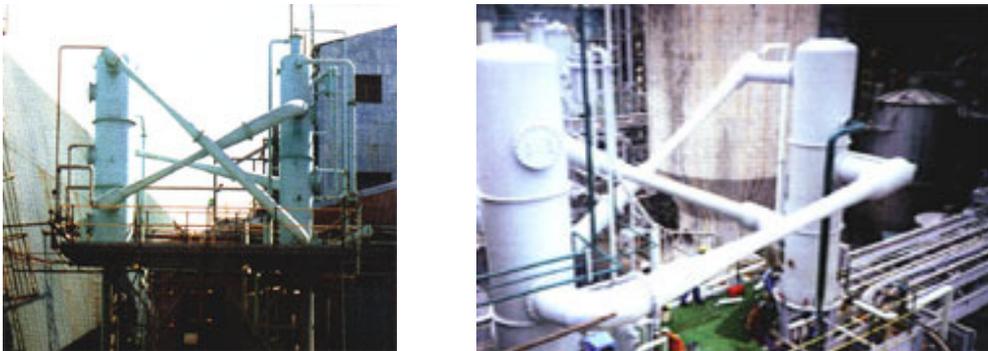


Figura 6.2. Plantas de refrigeración por vacío de vapor, de Applied Vacuum CC en industrias papeleras.



Figura 6.3. Plantas de refrigeración por vacío de vapor de Graham Engineering (izqda. y centro) y de Croll Reynolds (dcha.).

6.3. Descripción del ciclo termodinámico

El ciclo termodinámico básico es coincidente con el ciclo de refrigeración por compresión simple, y con el de absorción, en la secuencia de procesos condensación, expansión isoentálpica y evaporación. Por el contrario, la compresión se produce en el difusor que forma parte del eyector. Con el fin de provocar en la tobera el chorro de vapor que induce cantidad de movimiento al vapor procedente del evaporador, una parte del gasto del agua líquida se desvía, a la salida del condensador, en dirección a un generador a través de una bomba de agua. En dicho generador de vapor es donde tiene lugar el consumo energético, de tipo térmico, de la instalación. La porción de gasto que atraviesa el generador sufre un ciclo termodinámico directo cuya función es hacer posible que el resto del gasto másico de refrigerante complete el ciclo termodinámico inverso propio de una máquina de refrigeración.

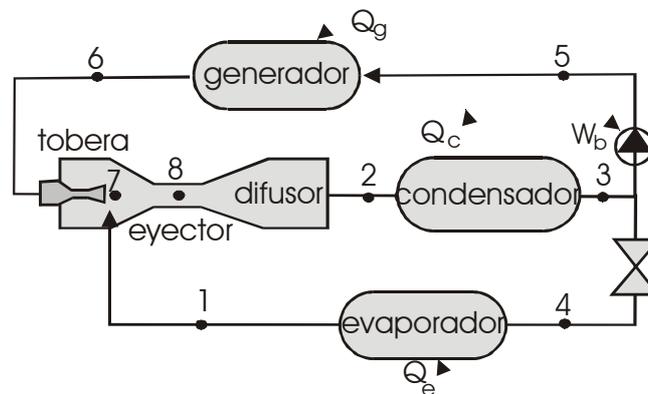


Figura 6.4. Esquema de la instalación de un sistema de refrigeración por eyección.

Con la numeración de la Figura 6.4, el ciclo termodinámico presentado en los diagramas de la Figura 6.5 solo muestra la entalpía del flujo en cada punto, pero es conveniente tener en cuenta además que a la salida de la tobera (punto 7) la energía cinética obtenida durante la expansión, se transmite al flujo resultante de la mezcla (punto 8) con el vapor saliente del evaporador (punto 1), para luego perderse esta energía cinética a costa de incrementar la entalpía a la salida del difusor (punto 2).

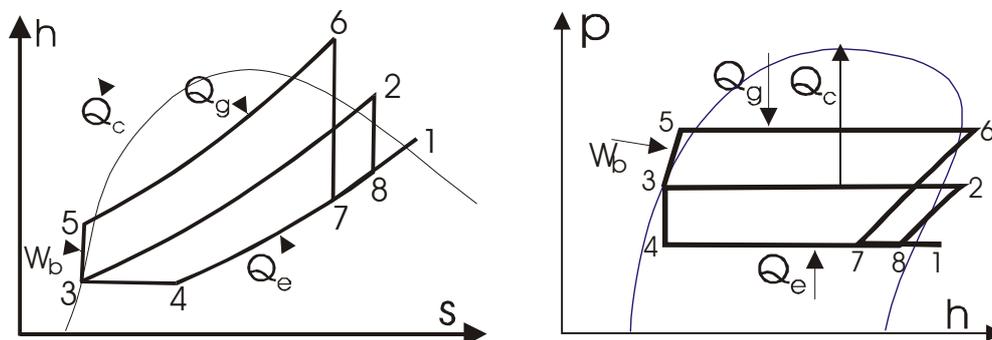


Figura 6.5. Ciclo termodinámico de refrigeración por eyección sobre diagramas h - s y p - h .

6.4. Descripción del eyector y comportamiento del flujo

El elemento central de estos sistemas es el eyector, sobre cuyo esquema se muestra (Figura 6.6) la evolución de la presión y de la velocidad del flujo a su través. Está constituido por la unión en serie de los siguientes elementos:

- Una tobera convergente-divergente (desde la coordenada espacial x_6 hasta x_7). Dicha geometría requiere que el salto de presión sea supercrítico (en el caso del vapor de agua un cociente entre las presiones de entrada y salida superior a dos) y tiene como objetivo generar sobre el gasto procedente del generador (\dot{m}_g) un chorro de vapor de velocidad supersónica:

$$\dot{m}_g \left(h_6 + \frac{c_6^2}{2} \right) = \dot{m}_g \left(h_7 + \frac{c_7^2}{2} \right) \quad (6.2)$$

Despreciando la velocidad a la entrada de la tobera:

$$c_7 = \sqrt{2(h_6 - h_7)} \quad (6.3)$$

- Un mezclador, en el que tiene lugar la succión de los vapores del evaporador (desde x_1 a x_7 en el esquema de la figura), y el posterior intercambio de cantidad de movimiento con el chorro saliente de la tobera (de x_7 hasta x_8). Dicho intercambio tiende a igualar las velocidades del chorro (línea continua) y del vapor procedente del evaporador, (\dot{m}_e : línea a trazos), tal como se observa en el diagrama de velocidad de la Figura 6.6. La disminución de la velocidad inicialmente supersónica del chorro provoca, en algún punto del mezclador (x_0) el cruce de la barrera del sonido (en este punto la velocidad del vapor es igual a la del sonido, $c_0=a$), lo que genera una onda de choque. Esta onda de choque, en su transmisión en dirección aguas abajo, provoca una cierta pre-compresión del vapor que se antepone a la que posteriormente tiene lugar en el difusor. Llamando \dot{m}_c al gasto total circulante por el condensador, los balances de masa, cantidad de movimiento y entalpía en el mezclador son:

$$\dot{m}_g + \dot{m}_e = \dot{m}_c \quad (6.4)$$

$$\dot{m}_g c_7 + \dot{m}_e c_1 = \dot{m}_c c_8 \quad (6.5)$$

$$\dot{m}_g \left(h_7 + \frac{c_7^2}{2} \right) + \dot{m}_e h_1 = \dot{m}_c \left(h_8 + \frac{c_8^2}{2} \right) \quad (6.6)$$

Despreciando la energía cinética a la salida del evaporador (lo que ya se ha tenido en cuenta en la ecuación 6.6), la conservación de la cantidad de movimiento conduce a:

$$c_8 = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c} c_7 \quad (6.7)$$

expresión que combinada con el balance entálpico permite obtener la entalpía de la mezcla de vapores de entrada al difusor:

$$h_8 = \frac{\dot{m}_g h_6 + \dot{m}_e h_1}{\dot{m}_c} - \frac{c_8^2}{2} \quad (6.8)$$

- Un difusor divergente (desde x_d hasta x_2). La geometría de sección creciente comienza (x_d) cuando ya el flujo ha incrementado su presión por efecto de la onda de choque. Desde este punto hasta el final del difusor continúa intercambiándose energía cinética en entalpía (y por lo tanto elevándose la presión), hasta reducir la energía cinética a valores despreciables, los que corresponden a la velocidad de circulación del flujo por el resto de conductos de la instalación:

$$m_c \left(h_8 + \frac{c_8^2}{2} \right) = m_c \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) \rightarrow h_2 = h_8 + \frac{c_8^2}{2} \quad (6.9)$$

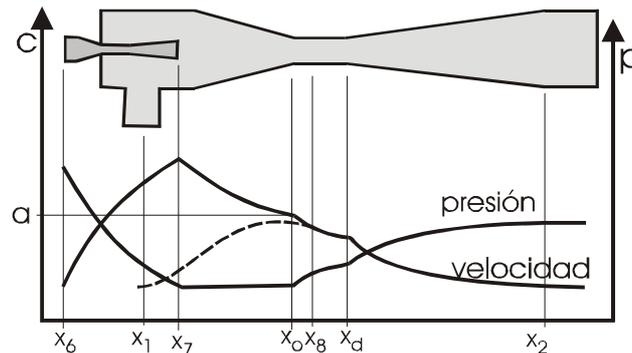


Figura 6.6. Esquema de un eyector y evolución de la velocidad y la presión.

Los eyectores tienen formas muy alargadas y estrechas, con el fin de reducir las irreversibilidades en los procesos de expansión y compresión, y de asegurar el completo mezclado de las corrientes procedentes de evaporador y tobera (Figura 6.7).



Figura 6.7. Eyectores de Applied Vacuum CC (izqda.) y de Artisan Industries (dcha.)

6.5. Diferencias con el ciclo teórico

Las principales diferencias entre el comportamiento real del vapor y el ciclo teórico de eyección mostrado en la Figura 6.5, debidas a la presencia del eyector, se ilustran en la Figura 6.8:

- Expansión no isoentrópica en la tobera, cuantificable a través del rendimiento isoentrópico de ésta.
- Compresión no isoentrópica en el difusor, cuantificable a través del rendimiento isoentrópico de éste.
- Pérdida de presión del flujo de vapor procedente del evaporador a su entrada en el mezclador.

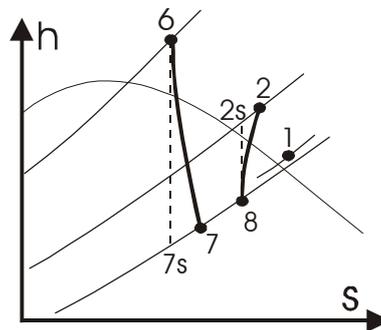


Figura 6.8. Diferencias con el ciclo teórico, en el eyector

6.6. Eficacia del sistema

La eficacia del sistema es el cociente entre el objetivo de la instalación (absorción de calor en el evaporador) y los consumos energéticos, constituidos por la potencia térmica consumida en el generador y por la potencia mecánica consumida por la bomba de agua:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} = \frac{\dot{m}_e (h_1 - h_4)}{\dot{m}_g (h_6 - h_5) + \dot{m}_g (h_5 - h_3)} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \frac{h_1 - h_4}{h_6 - h_3} \quad (6.10)$$

Puede observarse que al aumentar el gasto másico desviado hacia el generador disminuye la eficacia. Sin embargo, dicha derivación es necesaria para poder generar la suficiente energía como para elevar la presión en el difusor del eyector lo necesario para alcanzar en el condensador la temperatura necesaria para la disipación de calor. Es necesario tener en cuenta que la temperatura del condensador debe superar a la ambiental para poder ceder al agente externo (generalmente a la temperatura ambiental) el calor necesario para la condensación.

El otro gasto energético del ciclo, la potencia consumida por la bomba, es muy inferior al del generador ($h_5 - h_3 \ll h_6 - h_5$). Por eso, un incremento de la relación de compresión en la bomba tiene escaso efecto sobre la eficacia, y sin embargo eleva la temperatura de generación de vapor y en consecuencia, también la de condensación, consiguiéndose así el objetivo mencionado de poder disipar el calor de la condensación al agente externo.

Los efectos comentados hacen que el principal criterio de diseño de estos sistemas sea el de maximizar los saltos de presión en la bomba y minimizar los gastos de generación de vapor. Sin embargo, tal criterio no es aplicable cuando se dispone de una fuente térmica residual de un determinado nivel, ya que es este nivel de temperatura el que impone el salto de presión necesario. En este caso, si la fuente térmica disponible es de un nivel insuficiente para lograr una eficacia aceptable, existe la alternativa de complementarla con otra fuente adicional de mayor nivel térmico que complete el proceso de generación de vapor a la presión de diseño óptima, tal como se indica en el ejemplo de la figura 6.9. Se puede afirmar, por tanto, que si la fuente térmica disponible no es del nivel suficiente, al menos puede utilizarse para precalentar el agua hasta aproximar su temperatura a la de evaporación.

En cualquier caso, la eficacia de los ciclos de refrigeración por eyección, al igual que la de los de absorción, raramente supera la unidad.

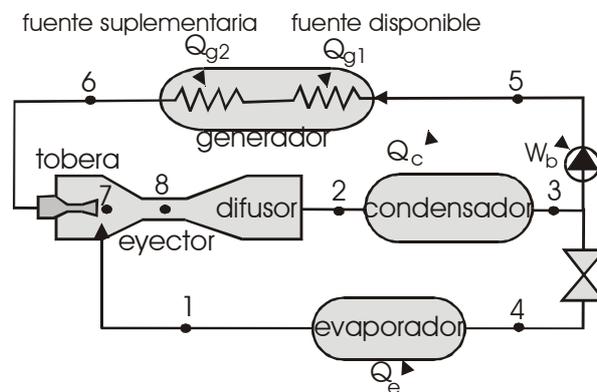


Figura 6.9. Sistema de eyección con aprovechamiento de fuente térmica residual

6.7. Sistemas con mezcla

En los sistemas de refrigeración por eyección es habitual, en primer lugar, que el fluido refrigerante sea la misma sustancia que el agente externo que recoge el calor disipado en el condensador: agua. En este caso, es posible instalar condensadores de contacto, en los que ambos fluidos, refrigerante y agente disipador, se mezclan y se confunden, tal y como ilustra la Figura 6.10. Esta medida por sí sola no modifica el balance entálpico del condensador con respecto al del ciclo básico.

$$\dot{m}_a (h_{as} - h_{ae}) = \dot{m}_c (h_2 - h_3) \quad (6.11)$$

Sin embargo, garantiza que a la salida del condensador, el fluido que sigue el ciclo de refrigeración (\dot{m}_c) tiene la condición de líquido saturado, y que fluido que desaloja el calor de condensación (\dot{m}_a) tiene la condición de vapor saturado.

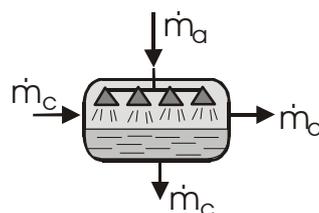


Figura 6.10. Condensador de contacto

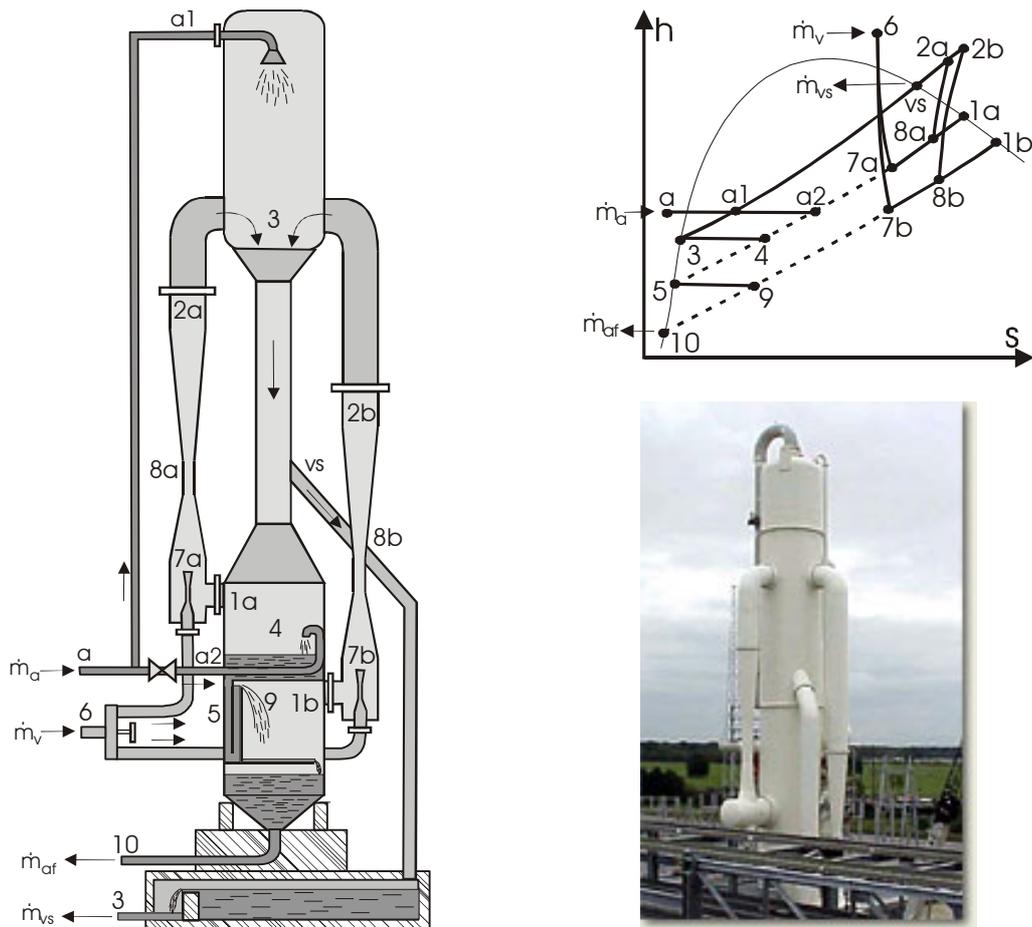


Figura 6.12. Sistema de producción de agua fría por eyección en doble etapa. En la foto, torre de enfriamiento de agua de Artisan Industries

En la Figura 6.12 se presenta el ciclo termodinámico y un esquema (más realista que los anteriores) de un sistema en el que, además de condensador de contacto y de inyección de vapor de proceso, el objeto de la instalación es la obtención de una porción del propio refrigerante, agua fría (\dot{m}_{af}), extraída del propio ciclo. Puede apreciarse que el vapor se reparte en dos eyectores verticales que lo expanden hasta dos niveles de depresión y lo recogen de nuevo en un condensador descendente del que se extrae un vapor saturado de bajo valor térmico, que en el caso concreto de la figura se condensa en un depósito inferior para su uso como agua caliente. También es destacable que el agua que alimenta el sistema, a la presión de la red, se divide en dos corrientes. La primera se despresa hasta la presión de condensación elevando su cota de altura en una torre (ver ejemplo en la foto de la misma figura), y la segunda se expande hasta el nivel de depresión intermedio por medio de una válvula de expansión. Por su parte, el agua saturada obtenida tanto en el condensador como en el primer separador no se expande en válvulas sino por medio de pérdidas de presión controladas. Por ejemplo, desde el primer depósito de saturación, un conducto laberíntico conduce el agua al segundo depósito de saturación, que nuevamente actúa como separador de líquido y de vapor. Un balance másico global conduce a que:

$$\dot{m}_{af} = \dot{m}_a + \dot{m}_v - \dot{m}_{vs} \tag{6.14}$$

Este balance junto con los balances másicos y entálpicos en el condensador, los separadores y los eyectores, permiten obtener el valor de la eficacia.

6.8. Sistemas de refrigeración por eyección y compresión combinados

En los últimos años están apareciendo en el mercado algunos sistemas de refrigeración que son combinación de los de compresión convencionales y los de eyección. Tienen tres niveles de presión y trabajan con refrigerantes de alta presión como el CO_2 . Son por lo tanto sistemas de pequeño tamaño, y en particular el eyector tiene dimensiones muy reducidas. Una de las aplicaciones más comunes de estos sistemas son los equipos de aire acondicionado de los automóviles, como consecuencia de las directivas que exigen a los fabricantes reducir las emisiones medias de gases de efecto invernadero y por tanto el consumo de los vehículos, o de los incentivos fiscales para reducir dichas emisiones. Dos ejemplos de estos sistemas se muestran en las figuras 6.13 y 6.14. Con respecto a los sistemas de refrigeración por compresión, estos sistemas logran ahorrar parte del trabajo de compresión, al realizarse por medio del difusor sin que ello requiera una aportación adicional de energía térmica. De hecho, algunas aplicaciones han destacado por sus elevadas eficiencias.

El sistema esquematizado en la Figura 6.13, de aplicación en vehículos de alta gama, tiene dos evaporadores en los que se genera frío a dos niveles térmicos, uno destinado a congelador y otro a aire acondicionado. Por la tobera del eyector solo se hace circular el flujo de refrigerante que se evapora a media presión, expandiéndose el resto directamente hasta el evaporador de baja. El sistema de la Figura 6.14 es de tipo supercrítico (como consecuencia de la baja presión crítica del CO_2) y se diferencia del anterior en que solo existe un evaporador y en que todo el flujo de refrigerante se hace circular por la tobera.

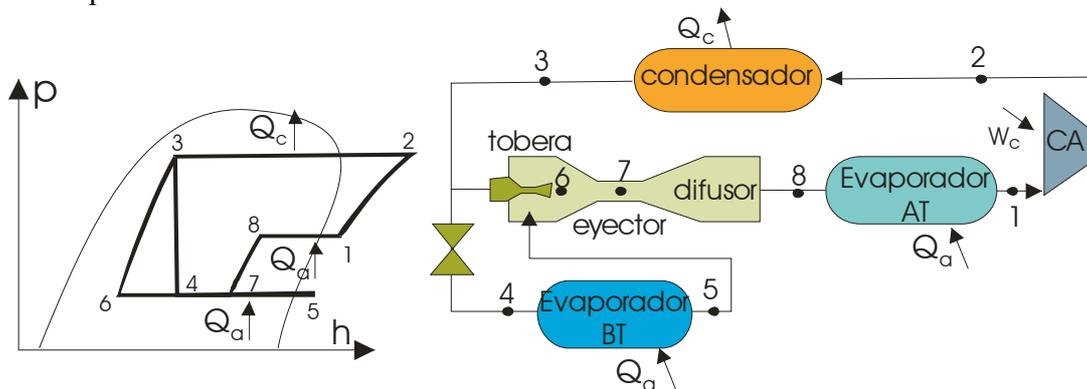


Figura 6.13. Sistema de refrigeración por compresión/eyección de Denso con CO_2

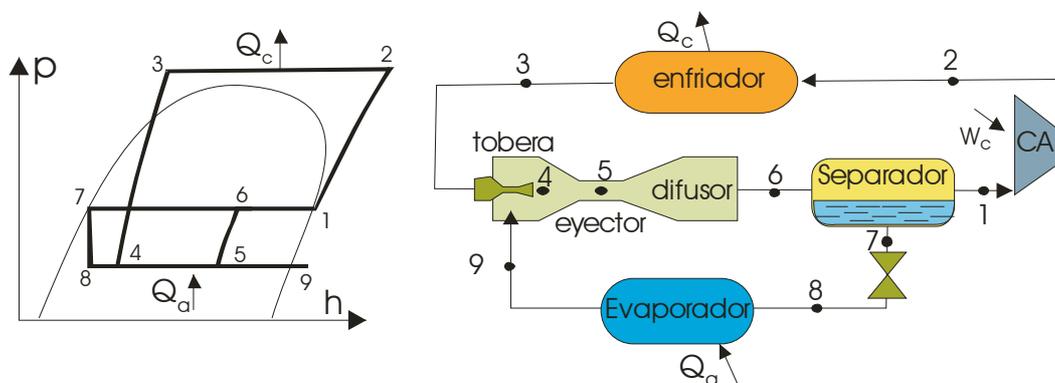


Figura 6.14. Sistema de refrigeración por compresión/eyección transcrito con CO_2

6.9. Ejemplo práctico

6.9.1. Enunciado

Un sistema de refrigeración por eyección tiene una potencia frigorífica de 405 kW para producir frío a 5° C. Utiliza una corriente de vapor saturado a 5 bar. Suponer condiciones de saturación tanto a la salida del evaporador como del condensador. Suponer rendimientos isoentrópicos de 0.92 para la tobera y de 0.85 para el difusor. Si la relación másica entre el vapor vivo y el generado en el evaporador es de 1.5, calcular la temperatura de condensación, el gasto de vapor que es necesario aportar, y la eficacia del ciclo. Comparar ésta con la máxima teóricamente posible.

6.9.2. Resolución

Se sigue la numeración de la Figura 6.11. De las tablas de vapor de agua en condiciones de saturación pueden obtenerse las siguientes entalpías y entropías, así como la temperatura de la corriente aportada:

$$h_6 = h_g(p=5 \text{ bar}) = 2747.5 \text{ kJ/kg}; s_6 = 6.82 \text{ kJ/kgK} \quad (6.15)$$

$$h_1 = h_g(T=5 \text{ °C}) = 2510.75 \text{ kJ/kg}; h_l = 21 \text{ kJ/kg} \quad (6.16)$$

$$s_1 = s_g(T=5 \text{ °C}) = 9.027 \text{ kJ/kgK}; s_l = 0.076 \text{ kJ/kgK} \quad (6.17)$$

$$T_g = 151.8 \text{ °C} \quad (6.18)$$

Como la entropía la salida de la tobera, supuesta isoentrópica, es conocida, puede calcularse su título de vapor, y a partir de éste, su entalpía:

$$s_{7s} = s_6 \rightarrow x_{7s} = \frac{s_{7s} - s_l}{s_g - s_l} = 0.7534 \quad (6.19)$$

$$h_{7s} = h_l + x_{7s}(h_g - h_l) = 1896 \text{ kJ/kg} \quad (6.20)$$

Usando el dato del rendimiento isoentrópico de la tobera, se obtienen la entalpía y la velocidad a la salida de la misma, esta última despreciando la velocidad de entrada (ecuación 6.3):

$$h_7 = h_6 + \eta_{\text{tobera}}(h_6 - h_{7s}) = 1964.6 \text{ kJ/kg} \quad (6.21)$$

$$c_7 = \sqrt{2(h_6 - h_7)} = 1251.3 \text{ m/s} \quad (6.22)$$

La conservación del momento en el eyector permite calcular la velocidad de entrada al difusor (ecuación 6.7):

$$c_8 = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c} c_7 = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_e + \dot{m}_g} c_7 = \frac{1}{\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} + 1} c_7 = \frac{1}{1.5 + 1} c_7 = 0.6 c_7 = 750.8 \text{ m/s} \quad (6.23)$$

Y a partir del balance entálpico, la entalpía en dicho punto (ecuación 6.8), y a continuación su título y su entropía:

$$h_8 = \frac{\dot{m}_g h_6 + \dot{m}_e h_1}{\dot{m}_c} - \frac{c_8^2}{2} = 0.6 h_6 + 0.4 h_1 - \frac{c_8^2}{2} = 2370.95 \text{ kJ/kg} \quad (6.24)$$

$$x_8 = \frac{h_8 - h_l}{h_g - h_l} = 0.943 \quad (6.25)$$

$$s_8 = s_l + x_8(s_g - s_l) = 8.52 \text{ kJ/kgK} \quad (6.26)$$

La ecuación de conservación de energía en el difusor (6.9), junto a la expresión de su rendimiento isoentrópico, permite identificar el punto 2s:

$$h_2 = h_8 + \frac{c_8^2}{2} = 2652.8 \text{ kJ/kg} \quad (6.27)$$

$$h_{2s} = h_8 + \eta_{dif}(h_2 - h_8) = 2610.52 \text{ kJ/kg} \quad (6.28)$$

A partir de este resultado, y sabiendo que $s_{2s} = s_8$, se obtiene, de las tablas de vapor sobrecalentado, la presión de dicho punto ficticio, que coincide con la presión de condensación, y por tanto la temperatura de condensación:

$$p_2 = p_c = 5.3 \text{ kN/m}^2 \rightarrow T_c = 34 \text{ °C} \quad (6.29)$$

La entalpía a la entrada de la válvula de expansión se obtiene como la entalpía de líquido saturado a esta presión, y además coincide con la de salida de la válvula:

$$h_3 = h_l(T=34\text{°C}) = h_4 = 142.4 \text{ kJ/kg} \quad (6.30)$$

Por tanto, el gasto de agua circulante por el evaporador:

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{h_1 - h_4} = \frac{405}{2510.75 - 142.4} = 0.171 \text{ kg/s} \quad (6.31)$$

Luego el gasto de vapor saturado que es necesario aportar:

$$\dot{m}_g = 1.5 \dot{m}_e = 0.2565 \text{ kg/s} \quad (6.32)$$

La expresión de la eficacia depende de cuál se considera el estado de referencia de la corriente de vapor aportada. Si se adopta como expresión de la eficacia la ecuación 6.10, lo que implica considerar el valor energético de la corriente aportada como si se calentase y bombease desde las condiciones de salida del condensador:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \frac{h_1 - h_4}{h_6 - h_3} = \frac{1}{1.5} \cdot \frac{2510.75 - 142.4}{2747.5 - 142.4} = 0.606 \quad (6.33)$$

A partir de la ecuación 6.1, puede compararse esta eficacia con la máxima teórica para estos niveles de temperatura:

$$\varepsilon_{\max} = \left(\frac{T_g - T_c}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) = \left(\frac{151.8 - 34}{151.8 + 273} \right) \left(\frac{5 + 273}{34 - 5} \right) = 2.658 \quad (6.34)$$

Puede comprobarse que el potencial de mejora de eficiencia sería alto, por lo que este sistema solo sería justificable si la corriente de vapor aportada tiene carácter residual.

6.10. Bibliografía

1. Torrella, E. La producción de Frío. *Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia*. Valencia, 1996.
2. Spencer, E. Estimating the size and cost of steam vacuum refrigeration. *Hydrocarbon processing*. 1967.
3. www.croll.com/croll/pr/vrefsys.asp
4. www.artisanind.com/jetvac/chillers.htm

TEMA 7. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR EXPANSION

7.1. Introducción.....	133
7.2. Aplicaciones y fluidos refrigerantes empleados	134
7.3. La máquina de enfriamiento de aire.....	135
7.3.1. Fundamentos.....	135
7.3.2. La máquina de enfriamiento de aire de compresión doble	137
7.3.3. La máquina de enfriamiento de aire regenerativa	138
7.3.4. Sistemas de acondicionamiento de cabinas de avión	139
7.4. El ciclo Siemens	140
7.5. Sistemas de producción de frío por expansión isoentálpica.....	141
7.5.1. Fundamentos.....	141
7.5.2. El ciclo Linde	141
7.5.3. El ciclo Linde dual	143
7.5.4. El ciclo Claude.....	144
7.5.5. Variantes del ciclo Claude	145
7.5.6. Ciclos de separación de gases.....	146
7.6. La máquina de refrigeración Stirling	147
7.7. Bibliografía.....	150

TEMA 7. SISTEMAS DE REFRIGERACION POR EXPANSION

7.1. Introducción

A diferencia de los sistemas descritos en los capítulos anteriores, los sistemas de refrigeración por expansión son sistemas en los que el efecto frigorífico no se produce a través de un cambio de fase sino gracias a la expansión provocada bien en una válvula isoentálpica, bien en una turbina o expansor con un determinado rendimiento isoentrópico o bien en un pistón con suficiente capacidad para absorber calor del entorno. La ausencia de cambio de fase como proceso de producción de frío es debida bien a que el fluido refrigerante no es condensable, o bien a que, siendo condensable y por tanto evaporable, el objetivo de la instalación no es absorber calor del entorno sino obtener un líquido que solo es posible obtener en las condiciones térmicas logradas tras la expansión.

Se vuelve en este tipo de sistemas a la compresión del gas (o del vapor) por medio de un compresor para producir frío de forma cíclica, del mismo modo que ocurre en los sistemas de refrigeración por compresión, y a diferencia de los de absorción y eyección. Se vuelve igualmente, tras el recorrido por los sistemas tritéricos, a los sistemas con dos focos térmicos es decir, ditéricos.

Los sistemas de generación de frío por expansión se clasifican, en primer lugar, en función del tipo de expansión:

- Expansión isoentrópica. Se puede conseguir con cualquier máquina que transforme energía de fluido (entalpía) en trabajo, es decir en turbinas, o en general, en expansores. Los procesos de expansión que ocurren en estas máquinas no son nunca realmente isoentrópicos sino que llevan asociados incrementos de entropía debidos principalmente a las irreversibilidades (aunque particularmente en expansores alternativos tales incrementos de entropía pueden ser también debidos en parte a una cierta transmisión de calor desde el entorno). Esta desviación respecto a la expansión isoentrópica, cuantificada por el rendimiento isoentrópico, no evita que el flujo sufra un enfriamiento hasta temperaturas inferiores a las del entorno, lo que permite lograr el efecto frigorífico perseguido. Para ello, no se requieren especiales características en el gas, ya que dicho efecto se obtiene tanto en gases con comportamiento cercano al ideal, como en gases próximos a sus condiciones de saturación (Figura 7.1 izquierda).
- Expansión isoentálpica. Se consiguen con válvulas de expansión isoentálpicas, es decir con simples estrangulamientos del flujo que provocan en ellos una pérdida de presión localizada, y por tanto una generación de entropía exclusivamente debida a la irreversibilidad provocada (la transmisión de calor suele ser despreciable dado el escaso tiempo de residencia del flujo). Sin embargo, el hecho de que el flujo sufra una expansión no garantiza su enfriamiento. Es mas, tal enfriamiento no se logra en absoluto si el comportamiento del gas es ideal, e incluso puede lograrse un calentamiento. Tal como se observa en la Figura 7.1. derecha, el requisito para que un flujo que se expande isoentálpicamente se enfríe es que las isotermas en el diagrama $h-s$ tengan pendiente ascendente al reducirse la presión. Este efecto, denominado de Joule-Thompson, se cuantifica por medio del coeficiente de Joule-

Thompson. Para que la expansión isoentálpica genere enfriamiento este coeficiente debe ser mayor que cero:

$$\mu_{JT} = \left. \frac{\partial T}{\partial p} \right|_h > 0 \quad (7.1)$$

Todas las sustancias puras tienen zonas en su mapa de comportamiento con coeficiente de Joule Thompson positivos, pero también las tienen con coeficientes negativos. La línea que separa ambas zonas se denomina curva de inversión, y se extiende hacia altos valores de p y T dejando a la izquierda (en los diagramas $h-s$ o $T-s$) la región de coeficientes negativos y a la derecha la de los positivos. Por lo tanto, es un requisito de los sistemas de refrigeración por expansión no sobrepasar esta línea de inversión con el fin de evitar el efecto opuesto al esperado.

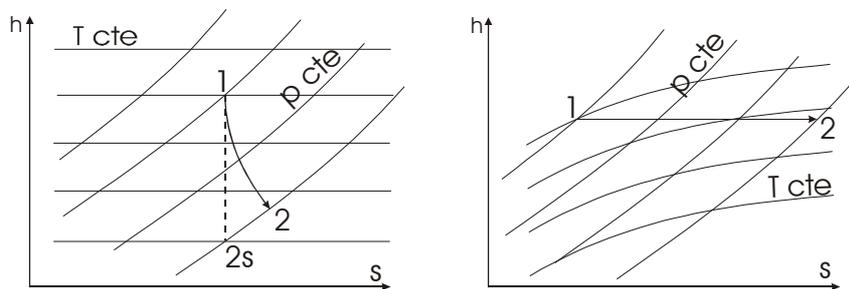


Figura 7.1. Procesos de expansión isoentrópica y isoentálpica.

- Expansión isotérmica. En este caso, la expansión se produce en el interior de un cilindro por medio del movimiento de un pistón. Por tanto, son máquinas de desplazamiento positivo (no de flujo continuo como las anteriores) y aunque el gas no se enfría, éste es capaz de enfriar el entorno por transmisión de calor a través de las paredes del cilindro.

Es necesario recordar que todos los sistemas de refrigeración estudiados en los Temas 3, 4, 5 y 6, están basados en realidad en la expansión isoentálpica de un líquido, aunque en su momento se han clasificado en función del sistema de compresión.

7.2. Aplicaciones y fluidos refrigerantes empleados

El fluido refrigerante más utilizado en los sistemas de expansión isoentrópica es el aire, dado que éste es el más seguro y barato de todos los existentes. La aplicación más habitual es la máquina de enfriamiento de aire, en sus diferentes variantes. Los diagramas utilizados son el $h-s$ o el $T-s$, que en el caso del aire son directamente proporcionales.

	T ebullición (K)	T crítica (K)	p crítica (bar)
Oxígeno	90	154.6	50.4
Aire	78.8	132.2	37.4
Nitrógeno	77.3	126.2	33.9
Hidrógeno	20.4	33.2	13
Helio	4.2	5.19	2.27

Tabla 7.1. Puntos crítico y de ebullición de gases permanentes

En los sistemas de producción de frío para obtención de gases licuados por expansión isoentálpica también es habitual el uso de diagramas $h-s$ y $T-s$ (éste último principalmente), si bien en este caso no son proporcionales. Los fluidos empleados suelen denominarse “gases permanentes”. Los más habituales son el aire, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno, helio. Sus temperaturas de ebullición y críticos se muestran en la tabla 7.1.

Por último en las máquinas de refrigeración por ciclo Stirling los fluidos de trabajo más adecuados son el hidrógeno o el helio debido a su bajo peso molecular, si bien suelen utilizarse otros gases más baratos y abundantes como el nitrógeno o el aire.

7.3. La máquina de enfriamiento de aire

7.3.1. Fundamentos

La máquina de enfriamiento de aire es una máquina de gran sencillez, fiabilidad y economía de mantenimiento, que puede emplearse para acondicionar ambientes en edificios, vagones de trenes (Figura 7.2), cabinas de avión, etc. Esta máquina recoge el aire en condiciones ambientales, lo comprime por medio de un compresor, lo enfría por intercambio térmico con un agente externo, generalmente también aire que se encuentra a menor temperatura, y lo expande en una turbina. El aire expandido, se encuentra a temperatura inferior a la ambiental, por lo que en vez de utilizarse para enfriar un recinto por intercambio térmico (lo que permitiría calentar de nuevo el aire hasta las condiciones iniciales y prepararlo así para su recirculación, completando así un ciclo cerrado), se introduce directamente en el local a acondicionar. Esto implica la admisión continua de aire a la entrada del compresor, conformando lo que se denomina un ciclo abierto. Aun así, tiene interés como referencia teórica el ciclo cerrado teórico, que es el que se muestra en la Figura 7.3. En esta figura el calor absorbido Q_a sería ficticio, ya que el frío se genera por intercambio másico de aire del recinto con la corriente de aire frío generada, y no por transmisión de calor.

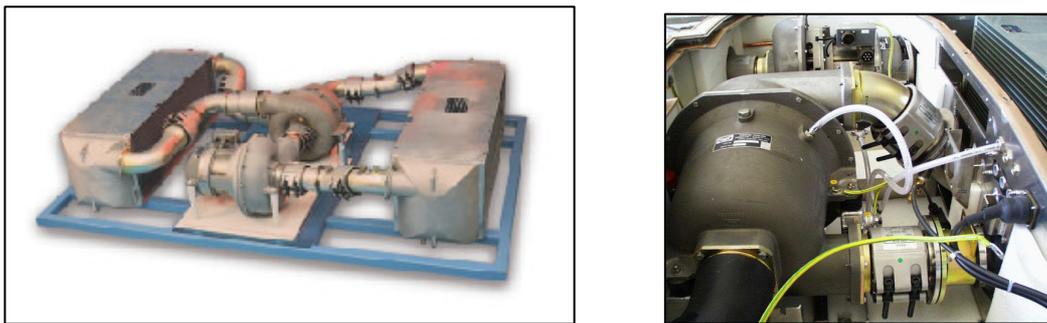


Figura 7.2. Sistemas de acondicionamiento de un edificio y de un vagón de tren con máquina de enfriamiento de aire

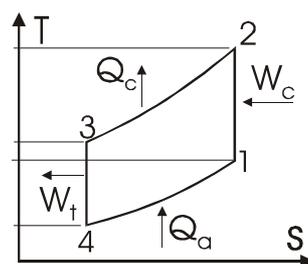


Figura 7.3. Ciclo termodinámico básico de refrigeración por expansión de aire

Este ciclo inverso, denominado ciclo inverso de aire estándar o ciclo de Brayton inverso, tiene peor rendimiento que el inverso de Carnot (a igualdad de temperaturas de los focos térmicos), y también tiene peor rendimiento que los ciclos inversos con fluidos condensables, ya que en éstos no se modifica la temperatura durante los cambios de fase. Esta conclusión es extensible a las máquinas de aire en comparación con las máquinas de producción de frío por compresión, aunque sin embargo, tienen la ventaja de que son máquinas más ligeras, y por tanto adecuadas en sistemas que requieren poco peso.

El requisito para la disipación de calor, que como se ha dicho se realiza con aire a las mismas condiciones que el que se utiliza como refrigerante, es que la temperatura de entrada a la turbina sea superior a la de entrada al compresor: $T_3 > T_1$.

Estas máquinas se utilizan en rangos térmicos lo suficientemente alejados de las condiciones de saturación como para poder suponerse comportamiento de gas perfecto durante todo el ciclo, lo que permite trabajar directamente con temperaturas en vez de con entalpías aprovechando que para un gas perfecto:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (7.2)$$

La Figura 7.4 muestra una instalación típica de un ciclo básico de enfriamiento de aire. Puede observarse que la salida del aire de acondicionamiento del recinto se encuentra a una temperatura T_s que en ningún caso supera a la ambiental (T_1). Por tanto, aunque la producción frigorífica específica de la máquina de enfriamiento de aire es $(h_1 - h_4)$, el efecto útil realmente conseguido es solo $(h_s - h_4)$.

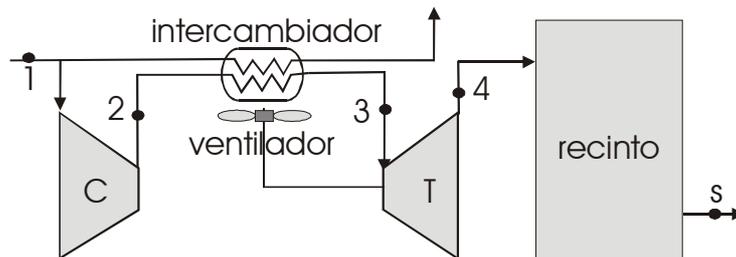


Figura 7.4. Esquema de la instalación básica de refrigeración por expansión de aire

La eficacia de la máquina es el cociente entre la producción frigorífica (independientemente de que parte de esta producción sea útil) y el trabajo de compresión. En principio, no se suele restar el trabajo proporcionado por la turbina, ya que éste puede invertirse en ventiladores que aceleren el flujo de ventilación en el intercambiador para mejorar el coeficiente de transmisión de calor por convección.

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_1} \quad (7.3)$$

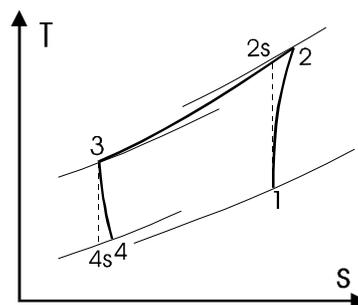


Figura 7.5. Ciclo real de compresión simple de aire

Las principales diferencias del ciclo real de enfriamiento de aire (supuesta compresión simple) con el ciclo teórico mostrado en la Figura 7.3, se observan en la Figura 7.5:

- Pérdida de presión en el intercambiador, como consecuencia de la pérdida de carga generada al ser atravesado por el aire.
- Compresión y expansión no isoentrópicas (procesos casi adiabáticos pero irreversibles) tanto en compresor como en turbina, cuantificadas por sus correspondientes rendimientos isoentrópicos.
- Contrapresión a la salida de la turbina, necesaria para la descarga de aire de la máquina.

7.3.2. La máquina de enfriamiento de aire de compresión doble

Una forma de incrementar la eficacia del ciclo es hacer la compresión en dos etapas. De esta forma los saltos térmicos en los intercambios de calor son menores, el proceso por tanto menos irreversible y, en consecuencia, la eficacia mayor. Por otra parte los saltos de presión pueden ser mayores sin el peligro de elevar en exceso la temperatura a la salida del compresor. Tal como se aprecia en el diagrama termodinámico de la Figura 7.6, entre las etapas de compresión se provoca una primera fase de enfriamiento intermedio, que igualmente utiliza aire ambiental como agente externo.

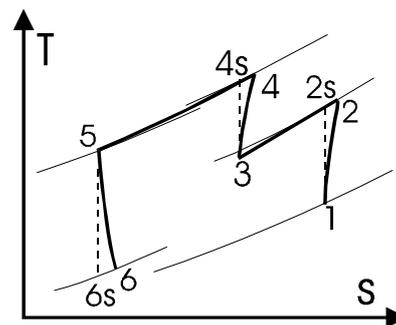


Figura 7.6. Ciclo real de compresión doble de aire

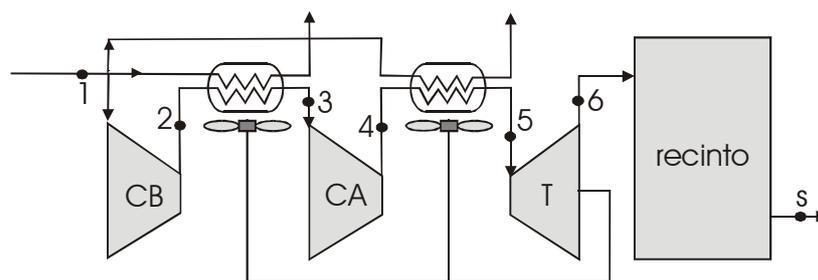


Figura 7.7. Máquina de compresión doble sin acoplamiento turbina-compresor.

Los posibles esquemas extremos de la máquina se muestran en las Figuras 7.7 y 7.8. En el primero de ellos el trabajo desarrollado por la turbina se emplea para accionar ventiladores que mejoren la eficiencia del intercambiador de disipación de calor, no existiendo acoplamiento entre ésta y los compresores. En este caso la eficacia del ciclo se determina contabilizando en el denominador la suma de los trabajos de las dos etapas de compresión:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_6}{(T_4 - T_3) + (T_2 - T_1)} \quad (7.4)$$

En el segundo caso (Figura 7.8) el trabajo desarrollado por la turbina se emplea para accionar uno de los compresores, generalmente el de alta, el cual es dimensionado precisamente para consumir la misma potencia que desarrolla la turbina. En este caso, el denominador de la eficacia sólo debe contabilizar el trabajo consumido por el compresor de baja, ya que el de alta es accionado por un consumo energético interno:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_6}{T_2 - T_1} \quad (7.5)$$

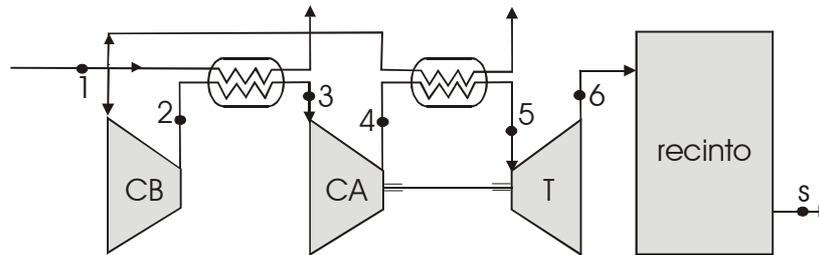


Figura 7.8. Máquina de compresión doble con acoplamiento turbina-compresor.

A la vista de estas expresiones de la eficacia puede pensarse que el sistema con turbina acoplada al compresor es preferible, en la medida en que ahorra trabajo externo de compresión. Sin embargo, este sistema también reduce la eficacia del proceso de enfriamiento, al no disponer los intercambiadores de ventilación forzada, lo que a igualdad de dimensiones de éstos puede provocar ciclos menos eficaces en su objetivo de enfriar el aire. Este problema puede resolverse aumentando superficies de transmisión de calor, pero entonces también el tamaño de la máquina y su coste. En definitiva, el acoplamiento de la turbina es una opción que debe valorarse en cada caso, y que, en general, puede tener más interés en sistemas móviles capaces de aprovechar la velocidad relativa del aire. También es posible diseñar sistemas híbridos, en los que la potencia generada por la turbina se reparta entre el accionamiento de uno de los compresores y el de los ventiladores.

7.3.3. La máquina de enfriamiento de aire regenerativa

Con el objeto de mejorar la eficacia del proceso de enfriamiento, y en consecuencia la del ciclo, existe la opción de la regeneración. Por razones didácticas, esta técnica se describe a continuación sobre una máquina de compresión simple aunque, obviamente, su interés práctico es el mismo en el caso de las máquinas de compresión doble.

Las máquinas regenerativas utilizan, en una primera fase, una corriente de aire ambiental como agente externo de disipación de calor. Pero debido al calentamiento de esta corriente y al enfriamiento del aire interno de la máquina, los saltos de temperatura disminuyen mucho a medida que avanza el proceso de intercambio. Para extender dicho proceso a partir de cierto punto sería necesario disponer de grandes intercambiadores o coeficientes de película muy altos. La alternativa propuesta por estas máquinas es completar la fase de enfriamiento con una segunda fase en la que el agente sea el propio

aire enfriado por la máquina, que por hallarse más frío, mantiene un mayor salto térmico y alarga el proceso de intercambio sin requerir grandes superficies.

El flujo de aire frío destinado a la regeneración puede recuperarse de la salida del recinto objeto de acondicionamiento (Figura 7.9), o bien puede extraerse directamente de la salida de la turbina (Figura 7.10). En estas figuras los esquemas se acompañan de los ciclos termodinámicos, en los que se aprecia que en la última fase de enfriamiento isóbaro el salto térmico disponible es mayor gracias a la regeneración.

Cuando la regeneración utiliza aire procedente del recinto, el estado térmico de dicho aire se ha incrementado previamente en función de las cargas térmicas existentes, ya que corriente de aire incide sobre el recinto y sobre el aire comprimido en serie. En este caso, por tanto, la efectividad del enfriamiento está supeditada a una cierta variabilidad.

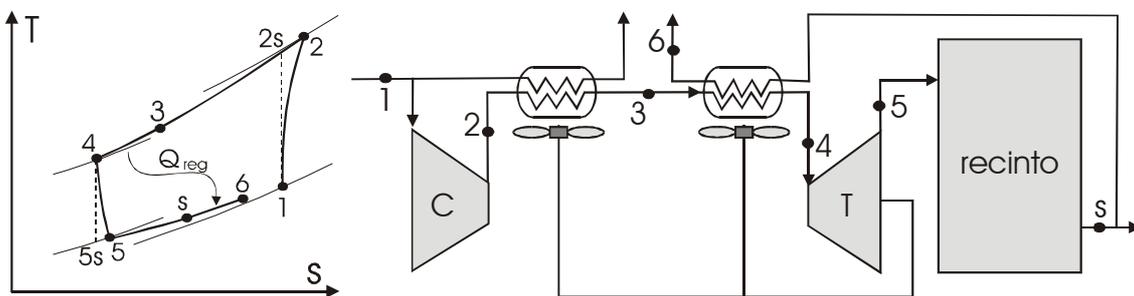


Figura 7.9. Máquina de enfriamiento de aire regenerativa por recuperación del aire.

Por el contrario, si la corriente de aire de regeneración procede directamente de la salida de la turbina, ésta actúa en paralelo con el resto del flujo saliente que incide sobre el recinto, no afectándole a éste. Esta opción provoca saltos aún mayores en el intercambio térmico con el aire comprimido, si bien con caudales necesariamente más restringidos. El sistema es más estable, y el enfriamiento más eficaz, pero el ciclo no es necesariamente más eficiente, ya que, a igualdad de tamaño de la instalación, la extracción reduce la producción de caudal de aire frío.

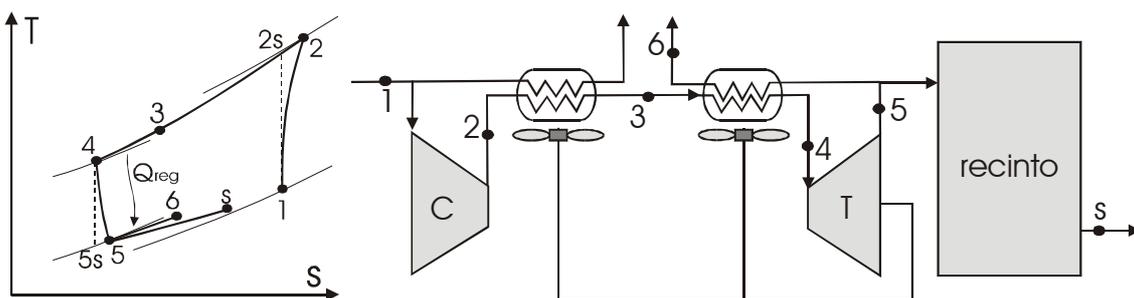


Figura 7.10. Máquina de enfriamiento de aire regenerativa por extracción de turbina.

7.3.4. Sistemas de acondicionamiento de cabinas de avión

Los sistemas de acondicionamiento de cabinas de avión son sistemas basados en la máquina de enfriamiento de aire que se ha expuesto, con doble compresión, pero en los que el objetivo no es propiamente la producción de frío. En esta ocasión el objetivo es el acondicionamiento de un espacio para hacer posible la permanencia confortable de pasajeros, cuando las condiciones del exterior de la cabina son insostenibles para el ser

humano, ya que a las alturas de vuelo alcanzadas, las presiones y temperaturas son excesivamente bajas. Por tanto el objetivo del sistema es ahora comprimir y calentar el aire del exterior. Para ello, se hace uso en la primera etapa de compresión del propio motor del avión. El aire exterior que impacta sobre éste sufre sucesivos procesos de compresión en un difusor, un precompresor (fan) y el propio turbocompresor, antes de servir como oxidante en la cámara de combustión y de salir despedido a través de la turbina y la tobera de impulsión. Es una extracción de caudal de aire del turbocompresor la que se deriva hacia el sistema de acondicionamiento. Esta corriente, calentada por la compresión, se enfría por intercambio con aire de impacto, se somete a una segunda etapa de compresión, se vuelve a enfriar de nuevo con aire de impacto, y se expande, por medio de una turbina que acciona este último compresor, hasta alcanzar la presión y temperatura de cabina, tal como se indica en la Figura 7.11.

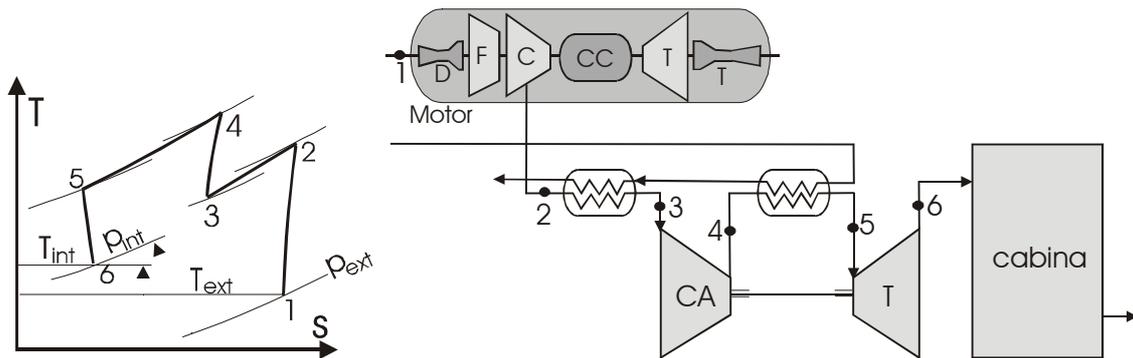


Figura 7.11. Sistema de acondicionamiento de cabinas de avión

La necesidad de regular de forma independiente el motor y el sistema de acondicionamiento impide lograr el objetivo por medio de una simple extracción de aire del motor del avión seguida de un enfriamiento.

7.4. El ciclo Siemens

La regeneración por extracción del gas de salida de la turbina, descrita en el apartado 7.3.3, tiene gran potencial de enfriamiento, ya que puede lograr enfriar el aire de entrada a la misma por debajo de la temperatura ambiental. Al ciclo cerrado así definido se le denomina ciclo Siemens (Figura 7.12), ya que fue patentado por W. Siemens en 1857, y es la base de los sistemas de producción de gases licuados. Sin embargo, su aplicación en este campo ha sido sustituida por otros esquemas basados en procesos de expansión isoentálpica que se describen en el apartado 7.5, que tienen la ventaja de no disponer de partes móviles (el expansor), que pueden ser causa de problemas a tan baja temperatura.

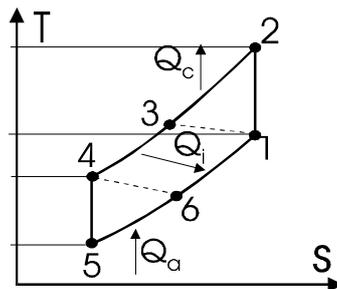


Figura 7.12. Ciclo Siemens de refrigeración

7.5. Sistemas de producción de frío por expansión isoentálpica

7.5.1. Fundamentos

Estos sistemas tienen como objetivo licuar gases de baja temperatura de ebullición. La necesidad de provocar sobre ellos un intenso enfriamiento hace que puedan ser considerados ciclos de producción de frío. Se basan en ciclos inversos de refrigeración por compresión, pero en los que la cesión de calor es supercrítica, en los que se incorporan procesos de intercambio térmico entre vapores supercrítico y sobrecalentado, y en los que solo una porción del líquido obtenido se evapora para cerrar el ciclo, extrayéndose el resto como producción de líquido. Las bajas temperaturas a menudo requeridas exigen grandes relaciones de compresión, lo que aconseja realizar ésta en varias etapas. Sin embargo, la compresión se ve limitada por la inconveniencia de alcanzar presiones cuyas isóbaras sobrepasen la curva de inversión de la sustancia (lugar geométrico de los puntos con coeficiente de Joule-Thompson nulo).

7.5.2. El ciclo Linde

El ciclo Linde es también conocido como ciclo Linde-Hampson ya que fue patentado por ambos independientemente en 1895. Un esquema de una de las primeras instalaciones construida para licuar aire por medio de este ciclo en 1896 se muestra en la Figura 7.13.

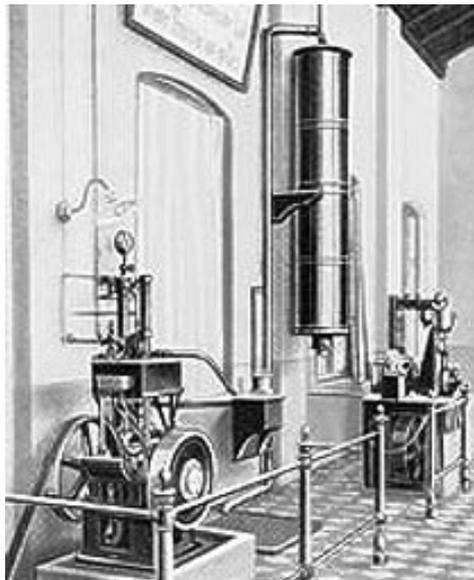


Figura 7.13. Instalación de producción de aire líquido construida por Linde en 1896.

El ciclo consta, en primer lugar, de un proceso de compresión del gas, generalmente en varias etapas (en la Figura 7.14 se han representado dos, por simplicidad), cuyo caudal ha sido previamente repuesto en condiciones ambientales (1) para compensar la extracción de gas licuado a baja temperatura (8). El gas comprimido disipa calor por intercambio con agente externo (aire o agua generalmente) hasta recuperar una temperatura prácticamente igual a la inicial (5). A partir de este punto, el gas se somete a un enfriamiento por intercambio con el vapor saturado a baja temperatura (9) en el regenerador. Una vez enfriado (6), se expande en una válvula hasta la presión inicial (7) y se introduce en un separador, de donde se extrae el líquido saturado y se recircula el vapor saturado (9).

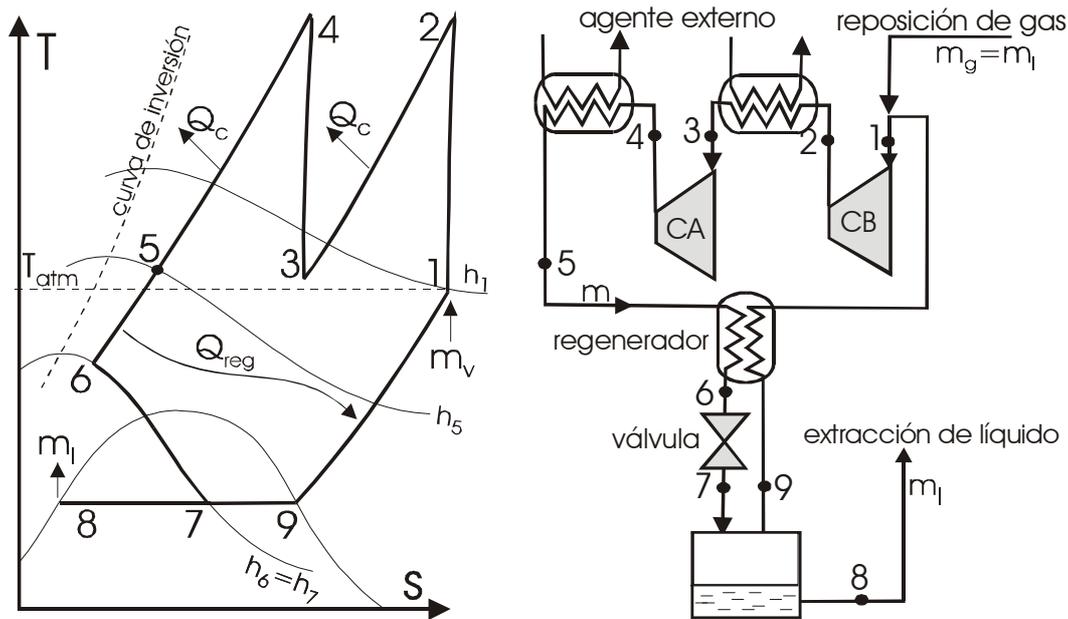


Figura 7.14. Esquema y diagrama de una instalación con ciclo Linde simple para producción de gases licuados

Los balances entálpicos, despreciando las pérdidas de calor al entorno, pueden escribirse así:

- Separador: $m_l h_8 + (m - m_l) h_9 = m h_7$ (7.6)

- Válvula: $h_7 = h_6$ (7.7)

- Regenerador: $m(h_5 - h_6) = (m - m_l)(h_1 - h_9)$ (7.8)

La combinación de estas ecuaciones permite obtener la producción de líquido en función del gasto total de refrigerante:

$$m_l = m \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h_8} \quad (7.9)$$

Puede comprobarse que la proporción de líquido producido a una determinada temperatura solo depende de la reducción de entalpía que puede obtenerse comprimiendo el gas y enfriándolo con agentes externos. Por tanto, los principales criterios de optimización del ciclo son lograr una completa disipación de calor tras la compresión (reducción de la temperatura T_5) y elevar la presión tanto como sea posible, siempre y cuando no se sobrepase la curva de inversión.

La producción de líquido, que también puede expresarse en términos de producción frigorífica (equivalente a la capacidad de enfriamiento que tendría el líquido producido), puede cualificarse por medio de la eficacia del ciclo, que combinada con la ecuación (7.9) conduce a:

$$\varepsilon = \frac{Q_a}{W} = \frac{m_l(h_1 - h_8)}{m[(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)]} = \frac{h_1 - h_5}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (7.10)$$

En vez del ciclo Linde básico, las instalaciones industriales de producción de gases licuados suelen seguir ciclos más complejos, con expansión hasta diversos valores de presión, producción a varias temperaturas, o conceptos de ciclos diferentes como los que se describen en los siguientes apartados.

7.5.3. El ciclo Linde dual

Una variante habitual del ciclo Linde es el ciclo Linde dual, en el que la corriente de gas comprimido se expande en dos fases, recuperándose parte (alrededor del 20%, \dot{m}_r) de la corriente semiexpandida (tras la primera fase de expansión) para ahorrar trabajo de compresión, y aumentar, por tanto, la eficacia del ciclo. Además, si se logra situar el ciclo de alta (con mayor gasto másico) en un rango de presiones en el que el coeficiente de Joule-Thompson es más elevado, la producción de líquido no tiene por qué reducirse sino que puede incluso aumentar ligeramente, contribuyendo ello a un aumento suplementario de la eficacia.

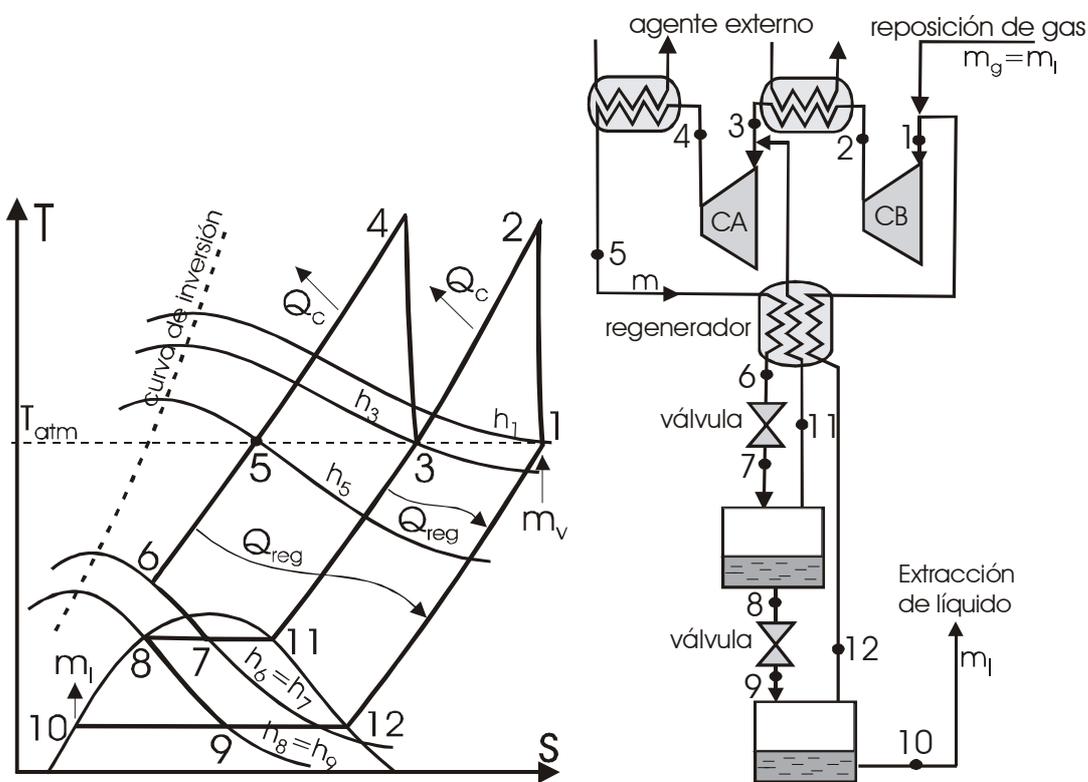


Figura 7.15. Esquema y diagrama de una instalación con ciclo Linde dual.

Los balances entálpicos en este caso quedan, con la numeración de la Figura 7.15:

- Separador de alta: $\dot{m} h_7 = \dot{m}_r h_{11} + (1 - \dot{m}_r) h_8$ (7.11)
- Separador de baja: $(\dot{m} - \dot{m}_r) h_9 = \dot{m}_l h_{10} + (\dot{m} - \dot{m}_r - \dot{m}_l) h_{12}$ (7.12)
- Válvulas: $h_7 = h_6$; $h_9 = h_8$ (7.13)
- Regenerador: $\dot{m} (h_5 - h_6) = \dot{m}_r (h_3 - h_{11}) + (\dot{m} - \dot{m}_r - \dot{m}_l) (h_1 - h_{12})$ (7.14)

Puede demostrarse que al combinar estas ecuaciones se obtiene la siguiente expresión para la producción de líquido en función del gasto total de refrigerante y del gasto recirculado hacia el compresor de alta:

$$\dot{m}_l = \dot{m} \frac{(h_3 - h_5)(h_{12} - h_8)}{(h_3 - h_8)(h_{12} - h_{10}) - (h_1 - h_{12})(h_8 - h_{10})} \quad (7.15)$$

Esta ecuación es equivalente a la del ciclo Linde simple (7.9) cuando $h_3=h_1$, $h_8=h_{10}$ y $h_{11}=h_{12}$.

7.5.4. El ciclo Claude

El ciclo Claude se diferencia del Linde en que, además del intercambio térmico entre los vapores supercrítico y saturado, incorpora también intercambio másico a través de un expansor (\dot{m}_e). Se podría clasificar este sistema, por tanto, como producción de frío por expansión isoentrópica e isoentálpica combinadas. La instalación necesaria es algo más compleja, pero la eficacia de producción de líquido es algo mejor que la del ciclo Linde. Sin embargo, para poder realizar la expansión entre los dos niveles de presión de trabajo, se requieren ciclos con temperaturas de producción de líquido muy bajas.

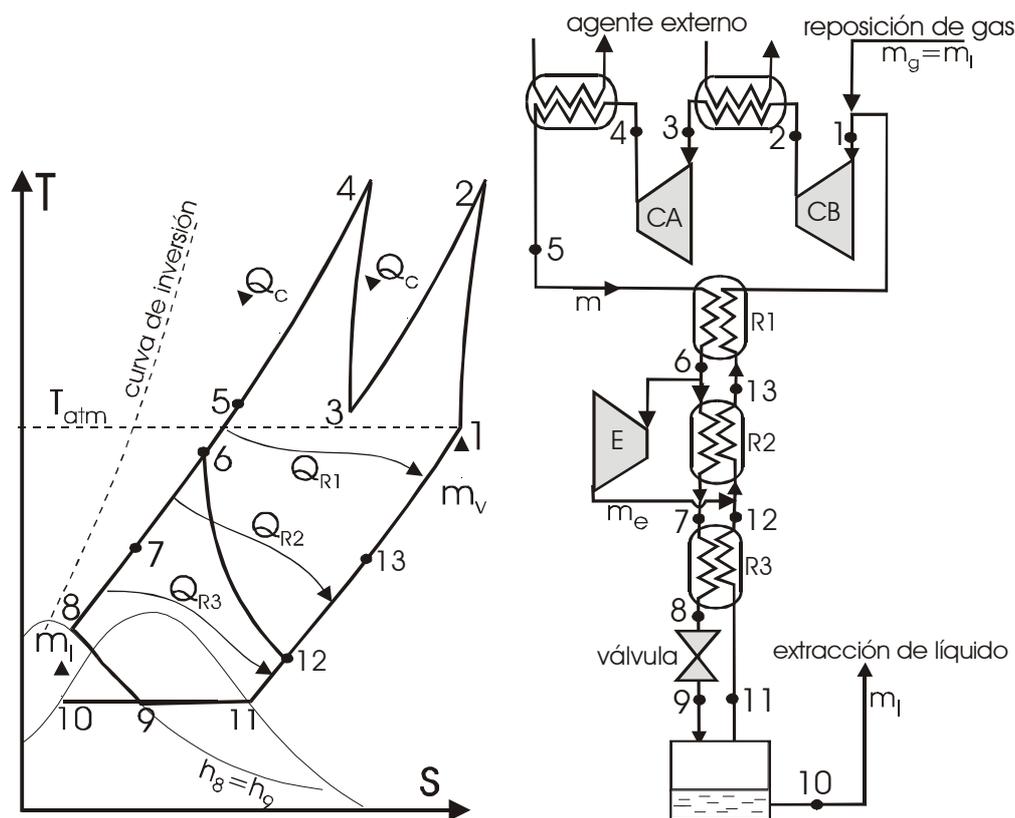


Figura 7.16. Esquema y diagrama de una instalación con ciclo Claude para producción de gases licuados

El gas comprimido, una vez recuperada su temperatura inicial por disipación de calor (5), sufre tres etapas de enfriamiento, como se observa en el esquema de la Figura 7.16. En las dos primeras (entre las cuales tiene lugar la extracción destinada al expansor) el enfriamiento se produce por intercambio con vapor saturado enriquecido

por el procedente del expansor, mientras que en la tercera el enfriamiento es por intercambio exclusivamente con el vapor saturado (11).

Los balances entálpicos, siguiendo en este caso la numeración de la Figura 7.16, son:

- Separador: $m_l h_{10} + (m - m_l - m_e) h_{11} = (m - m_e) h_9$ (7.16)

- Válvula: $h_9 = h_8$ (7.17)

- Regenerador de alta (R1): $m(h_5 - h_6) = (m - m_l)(h_1 - h_{13})$ (7.18)

- Regenerador de media (R2): $(m - m_e)(h_6 - h_7) = (m - m_l)(h_{13} - h_{12})$ (7.19)

- Regenerador de alta (R3): $(m - m_e)(h_7 - h_8) = (m - m_l - m_e)(h_{12} - h_{11})$ (7.20)

La combinación de estas ecuaciones permite obtener la producción de líquido en función del gasto total de refrigerante y del extraído hacia el expansor:

$$\dot{m}_l = \dot{m} \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h_{10}} + \dot{m}_e \frac{h_6 - h_{12}}{h_1 - h_{10}} \quad (7.21)$$

Se aprecia que la producción de gas licuado se incrementa, con respecto a la del ciclo Linde, en relación directa a la masa derivada hacia el expansor.

7.5.5. Variantes del ciclo Claude

Una variante del ciclo Claude es el ciclo Heylandt, patentado por Paulus Heylandt, en el que se prescinde del regenerador R1. Generalmente este ciclo se usa cuando la relación de compresión es tan grande que una expansión isoentrópica provocando tal salto de presiones es suficiente para lograr un gran enfriamiento. En este caso el método de enfriamiento es más isoentrópico que isoentálpico ya que el peso del expansor en el proceso es aún mayor que en el caso del ciclo Claude. Una aplicación típica del ciclo Heylandt es la producción de oxígeno líquido, proceso que tiene lugar con una relación de compresión de alrededor de 200.

Otra variante muy común del ciclo Claude es el ciclo Claude dual, en el que, al igual que en el Linde dual, la corriente de gas se comprime y se expande en dos fases (o en más de dos).

Hasta ahora, los ciclos descritos son los ciclos teóricos básicos. Sin embargo, las instalaciones reales de producción de gases licuados son más complejas y responden generalmente a ciclos más sofisticados, debido al intento de mejorar eficacias y al interés por diversificar las condiciones del producto. Un ejemplo es la planta de producción de Helio líquido, cuyo esquema se muestra en la Figura 7.17, en la que se produce helio a una temperatura ligeramente superior a los 4.2 K y a 1.2 bar, y en menor cantidad, también a 1.8 K, pero a muy baja presión (17 mbar). Cuenta con dos estaciones de compresión, una convencional con compresores alternativos en triple etapa (CB-CM-CA), y otra de vacío, con compresores de tipo roots dispuestos en serie (CV), así como de un sistema de expansión con dos turbinas (EA-EB). El ciclo se

clasifica como Claude, aunque la complejidad es notablemente mayor que la del ciclo teórico.

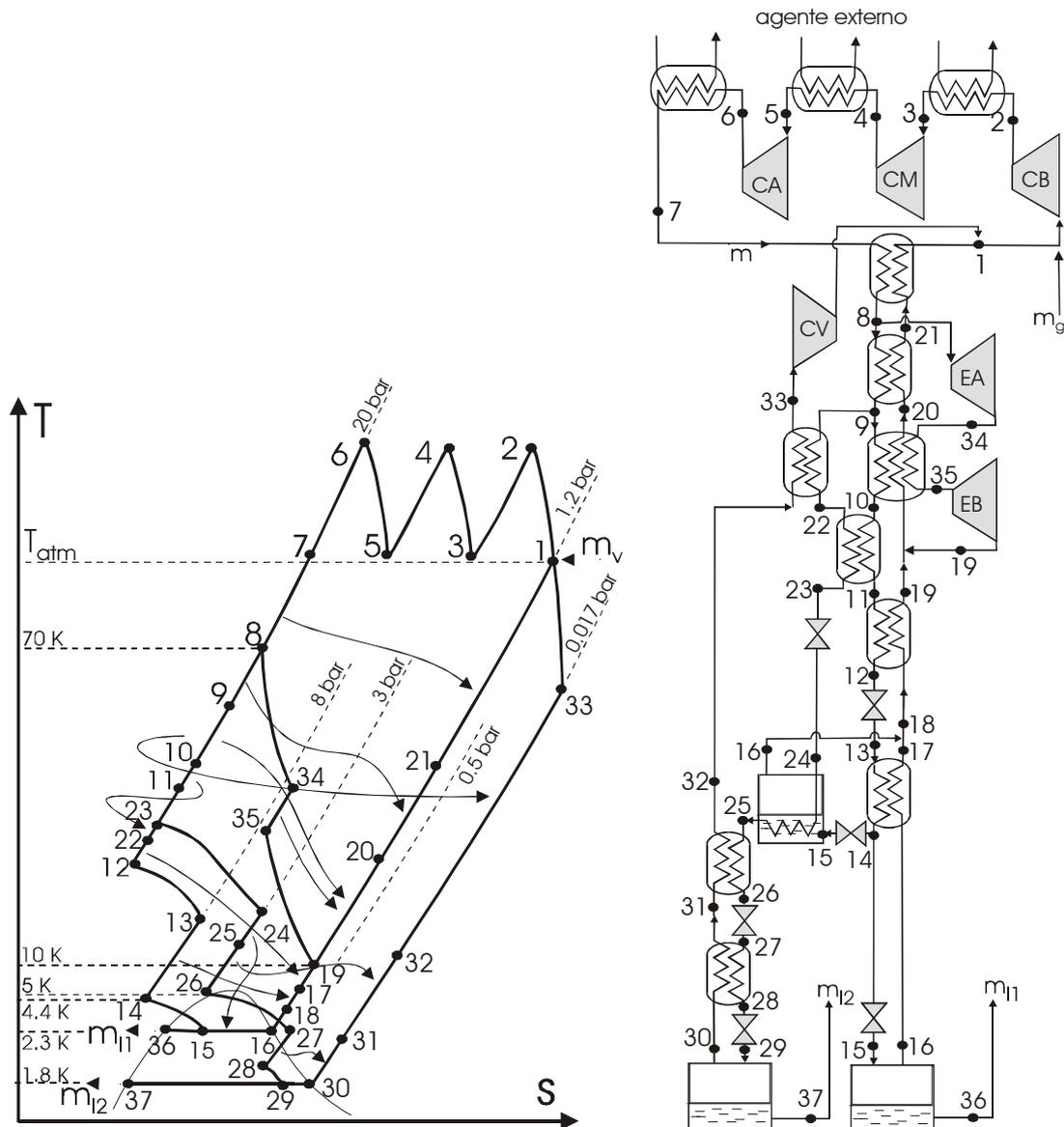


Figura 7.17. Ciclo Claude para producción de Helio líquido

7.5.6. Ciclos de separación de gases

Los ciclos de separación de gases a partir de gases multicomponentes son casos particulares de los ciclos descritos en los apartados anteriores. Las instalaciones de separación pueden recoger los gases licuados destinados a su embotellamiento en frío, o conducir por gasoducto los gases separados, o ambas cosas. Estos ciclos incorporan sistemas de destilación en frío para separar los diferentes componentes del gas del que se parte. Por ejemplo, las instalaciones de producción de nitrógeno y oxígeno líquidos a partir de aire requieren destiladores que separen ambos componentes en recipientes cuyas temperaturas se sitúan por encima de la de condensación del nitrógeno (-195°C a 1 atm) y por debajo de la del oxígeno (-183°C a 1 atm) a la presión correspondiente. Una vez separado el oxígeno líquido, el vapor restante continúa su enfriamiento hasta lograr también la condensación del nitrógeno.

Dada la baja concentración de argón en el aire, sólo cuando el caudal de aire es suficientemente alto, puede ser rentable producir también argón líquido, en cuyo caso debe instalarse un primer destilador a temperatura entre las de condensación del oxígeno y la del argón (-185.9°C a 1 atm) para separar así el oxígeno (más puro en este caso) y un segundo destilador a temperatura entre las del argón y del nitrógeno, para separar el argón. Esta secuencia marcada por las temperaturas de condensación a la misma presión, puede modificarse en función de la presión de cada corriente, o incluso puede realizarse en un único destilador isoterma dividido en recipientes a distintas presiones. Actualmente en España no existen instalaciones de separación de aire con producción de argón, pues los consumos de nitrógeno y oxígeno no son aún suficientes para justificar la inversión.



Figura 7.17. Instalaciones de producción de aire líquido de Shlobin (Bielorrusia) y de Dunaujvaros (Hungria)

7.6. La máquina de refrigeración Stirling

El principio de funcionamiento de la máquina Stirling fue propuesto por Robert Stirling en 1816, pero fue John Herschel quien propuso su uso para producción de frío basándose en el mismo ciclo termodinámico pero en sentido inverso. Sin embargo, exceptuando algunos refrigeradores que se utilizaron en Escocia a finales del siglo XIX, las máquinas de refrigeración Stirling no se han desarrollado comercialmente hasta muy recientemente. El rango de aplicaciones es muy amplio, desde refrigeración doméstica y congelación de alimentos hasta la refrigeración de componentes electrónicos o la criogenia, si bien el tamaño de la máquina limita las aplicaciones a potencias modestas. Estas máquinas tienen eficiencias muy altas y si no se han impuesto aún en el mercado es por su complejidad y elevado coste.

La máquina Stirling se basa en el ciclo teórico mostrado en la Figura 7.18, y su esquema se presenta en la Figura 7.19. Tras una compresión isoterma con disipación de calor al entorno (1-2), el pistón del cilindro caliente empuja el gas a través del regenerador (acumulador de calor), el cual, al estar frío del ciclo anterior, enfría al gas (2-3), manteniéndose el volumen constante. Se expande entonces el gas debido al movimiento del pistón del extremo frío (3-4) recibiendo el calor del entorno, que de esta forma se enfría. Cuando de nuevo este pistón empuja el gas hacia el lado caliente, el calor acumulado en el regenerador es devuelto al gas (4-1), calentándose hasta las condiciones iniciales.

A diferencia de este ciclo ideal, en la práctica, los pistones no llegan a detenerse, aproximándose sus posiciones a las descritas por medio de un movimiento sinusoidal. La función del regenerador es más eficiente si el ciclo se sincroniza con un cierto desfase con respecto al de otra máquina similar, de modo que los regeneradores de ambas estén en contacto térmico. Otra variante es la máquina Stirling de pistón libre, donde, a diferencia del esquema, el pistón del extremo frío controla su movimiento por el efecto de un muelle o por la diferencia de presión entre sus dos caras.

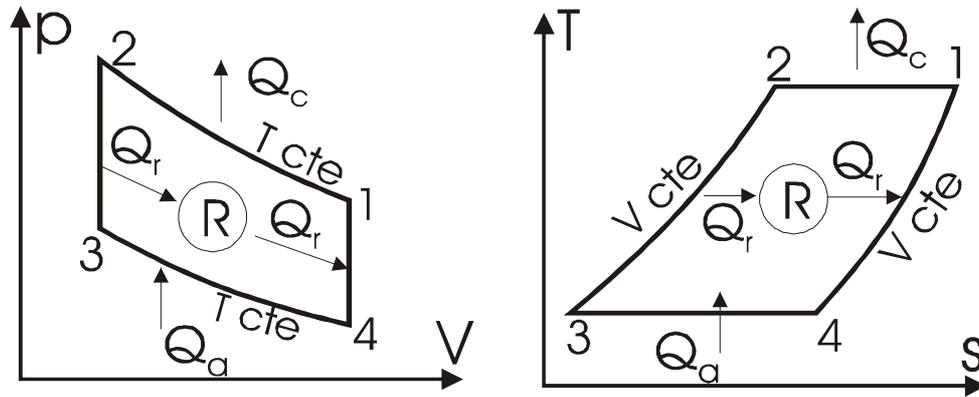


Figura 7.18. Ciclo Stirling de refrigeración

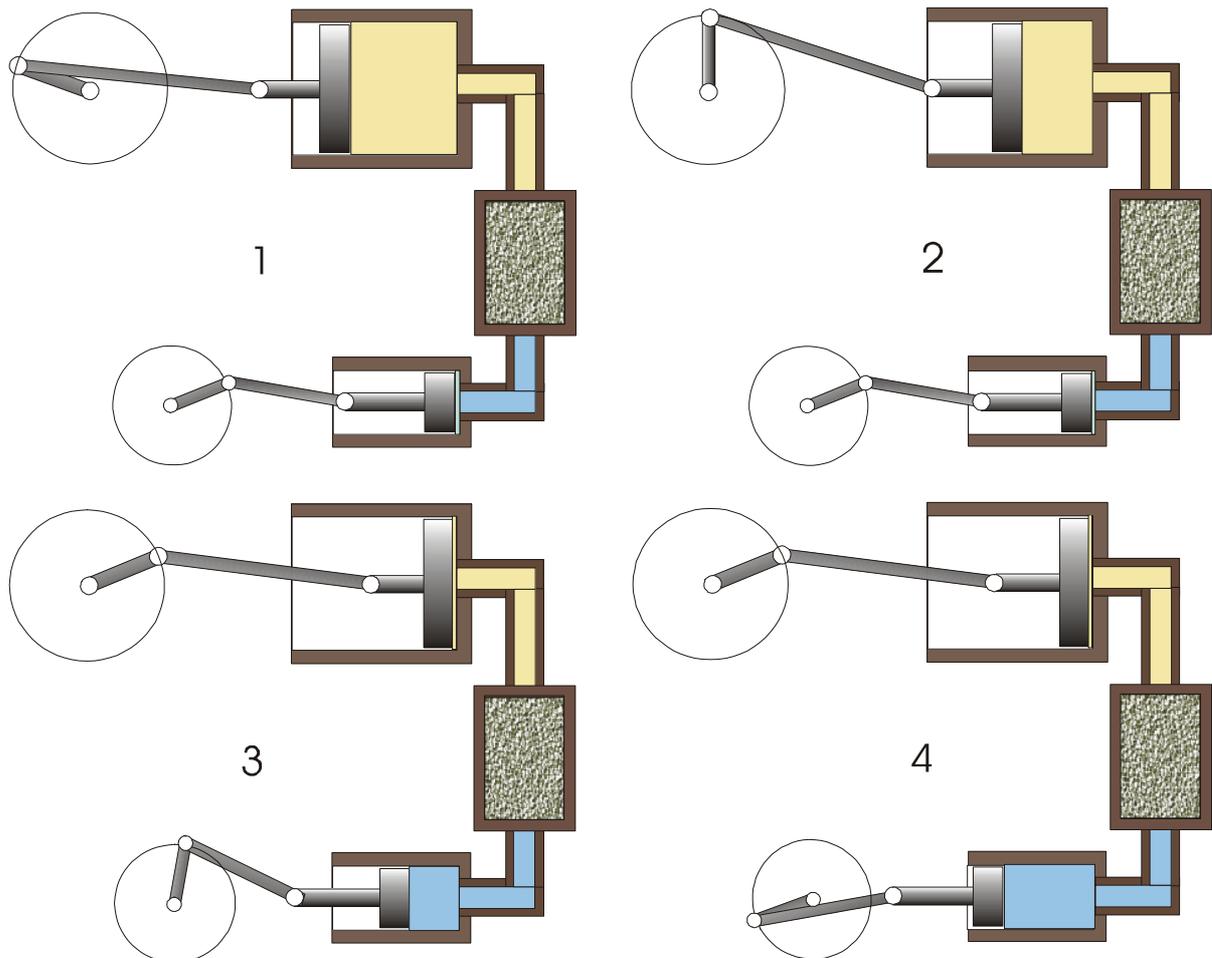


Figura 7.19. Esquema de una máquina Stirling de refrigeración



Figura 7.20. Máquina enfriadora Stirling de pistón libre de Global Cooling.



Figura 7.21. Nevera portátil con máquina Stirling de la marca Coleman, con 24 W de consumo eléctrico.



Figura 7.22. Planta para la producción de 5 L/h de nitrógeno líquido, modelo StirLIN-1, del fabricante Aurum Research. Incluye un compresor de aire, una unidad de separación de aire, un criogenizador Stirling y depósito de nitrógeno líquido.

7.7. Bibliografía

1. Haywood, R.W. Ciclos termodinámicos de potencia y refrigeración. *Ed. Limusa*, México, 1999.
2. Kellner, K.; Scurlock, R.G. Cryogenics and its applications. *Review of Physics in Technology*, Vol.2, nº 1, 1971.
3. Torrella, E. La producción de Frío. *Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia*. Valencia, 1996.
4. www.kryolab.fysik.lu.se
5. www.frperc.bris.ac.uk
6. www.uigi.com/cryodist.html
7. www.globalcooling.com
8. www.coleman.com
9. www.stirlingcryogenics.com
10. www.vectorsite.net/tpecp_10.html#m3
11. www.aurumresearch.com
12. www.stirlingengine.com

TEMA 8. REFRIGERACION POR EFECTOS ESPECIFICOS

8.1. Introducción.....	153
8.2. Efectos termoeléctricos	153
8.3. Refrigeración por efecto termoeléctrico	154
8.3.1. Principio operativo	154
8.3.2. Ventajas y aplicaciones	155
8.3.3. Balance energético	156
8.3.4. Criterios de utilización	158
8.3.5. Ejemplo práctico	160
8.3.5.1. Enunciado	160
8.3.5.2. Resolución	160
8.4. Refrigeración por efecto magneto-termo-eléctrico	162
8.5. Refrigeración por efecto magneto-térmico	162
8.6. Refrigeración por efectos fluidodinámicos	164
8.6.1. Efecto Ranque-Hilsch	164
8.6.2. Efecto Dufour.....	165
8.7. Refrigeración por efectos acústicos y ópticos	166
8.7.1. Refrigeración termoacústica	166
8.7.2. Refrigeración por técnicas láser	167
8.8. Bibliografía.....	167

TEMA 8. REFRIGERACION POR EFECTOS ESPECIFICOS

8.1. Introducción

Dentro del término “efectos específicos” se han incluido todos los efectos eléctricos y magnéticos de producción de frío, que ya se incluyeron en el gráfico de la Figura 1.12 (Tema 1). Pero además, completando dicha figura, se describen con menos profundidad en este tema otros efectos de menor aplicación no eléctricos ni magnéticos, sino basados en fenómenos fluidodinámicos, acústicos u ópticos, tal como se muestra en la Figura 8.1. Es difícil encontrar un denominador común entre todos los efectos abordados en este capítulo que justifique su agrupamiento como efectos específicos. En todo caso, los métodos de producción de frío que se presentan a continuación no requieren una circulación continua de un fluido refrigerante durante la que se modifican cíclicamente sus propiedades termodinámicas, al contrario de lo que ocurre en los métodos descritos en los capítulos precedentes. Otro denominador común es la escasa aplicación industrial de estos métodos, si bien los sistemas basados en el efecto Peltier empiezan a constituir una excepción debido a su creciente mercado.

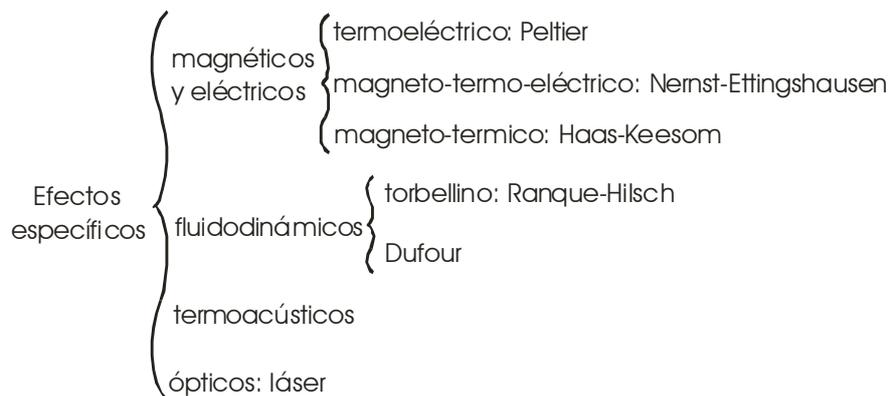


Figura 8.1. Clasificación de métodos específicos de producción de frío

8.2. Efectos termoeléctricos

Antes de describir el efecto Peltier es conveniente situar este efecto en el contexto de los diferentes efectos termoeléctricos, a pesar de que de todos ellos, solo el efecto Peltier ha encontrado aplicación en el sector de la producción de frío.

La existencia de efectos de interacción entre los campos eléctrico y térmico (efectos termoeléctricos) se detecta por primera vez en 1821 cuando Thomas J. Seebeck descubre el efecto termopar o efecto Seebeck. Este efecto consiste en que en la unión de contacto entre dos metales a diferente temperatura se genera una diferencia de potencial eléctrico. El coeficiente de proporcionalidad entre ambas diferencias (α) se denomina coeficiente de Seebeck:

$$\Delta V = \alpha \Delta T \quad (8.1)$$

Trece años después se descubre el efecto Peltier, que es en realidad en efecto justamente opuesto: cuando por el contacto entre dos metales, inicialmente a la misma temperatura, se hace circular una corriente eléctrica, esto tiene como consecuencia la

generación de un campo térmico que provoca el calentamiento de uno y el enfriamiento del otro. El coeficiente de proporcionalidad entre los campos térmico (calor provocado) y eléctrico (intensidad que lo provoca) se denomina en este caso coeficiente de Peltier:

$$Q = \pi I \quad (8.2)$$

dándose, además, la circunstancia de que este coeficiente es igual al producto del anterior por la temperatura que reina en la unión de los metales:

$$\pi = \alpha T \quad (8.3)$$

Existe un tercer efecto termoeléctrico en el que, a diferencia de los anteriores, no intervienen dos metales sino un solo material. Es el efecto Thompson, descubierto en 1851 por Lord Kelvin, consistente en que cuando una corriente eléctrica atraviesa un material conductor se genera un gradiente de temperaturas, que a su vez genera un flujo de calor en el sentido decreciente del gradiente, y en consecuencia el enfriamiento de un extremo y el calentamiento del otro. Al coeficiente de proporcionalidad entre los gradientes térmico y calorífico y la intensidad de la corriente que los provoca se le denomina coeficiente de Thompson, τ .

$$\frac{dQ}{dx} = \tau \cdot I \cdot \frac{dT}{dx} \quad (8.4)$$

Por último, el descubrimiento en 1926 de los materiales semiconductores (materiales de alta conductividad en un sentido de la corriente y de alta resistividad en el otro) supuso un avance para las aplicaciones del efecto termoeléctrico, ya que permitió lograr mayores coeficientes termoeléctricos (α y π) sin más que unir un material tipo P (que acumula la carga positiva en el extremo frío) con otro tipo N (que la acumula en el extremo caliente). En el caso de que la excitación inicial sea la propia corriente eléctrica, la consecuente acumulación positiva-negativa en el extremo donde se encuentra la unión P-N, provoca un enfriamiento de dicha unión.

8.3. Refrigeración por efecto termoeléctrico

8.3.1. Principio operativo

Como ya se ha dicho en el Tema 1, fue el relojero francés Jean Charles Athanase Peltier quien en 1834 descubrió el efecto Peltier. Pero la verdadera demostración del potencial refrigerador de este efecto la proporcionó Emil Lenz en 1838 cuando logró congelar agua, para posteriormente fundirla sin más que invertir el sentido de la corriente eléctrica.

En la actualidad un módulo de refrigeración por efecto Peltier (o simplemente un módulo Peltier) consiste en una unión de semiconductores P-N conectados eléctricamente en serie, pero conformando una conexión térmica en paralelo, tal como se indica en la figura 8.2. La corriente eléctrica provocada en el sentido indicado en la figura tiene como consecuencia el enfriamiento del extremo en el que se localiza la unión entre los semiconductores, al tender cada uno de los extremos de los semiconductores a su estado de equilibrio: el extremo en conexión del tipo N, sobre el que se acumula carga negativa, tiende a enfriarse, y lo mismo ocurre con el extremo conectado del tipo P, ya que sobre él se acumula carga positiva. Dicho extremo provoca

por tanto un efecto de refrigeración del entorno. Por contra, los extremos alejados de la conexión tienden a calentarse, y deben disipar calor a su entorno inmediato, que actúa como sumidero de calor.

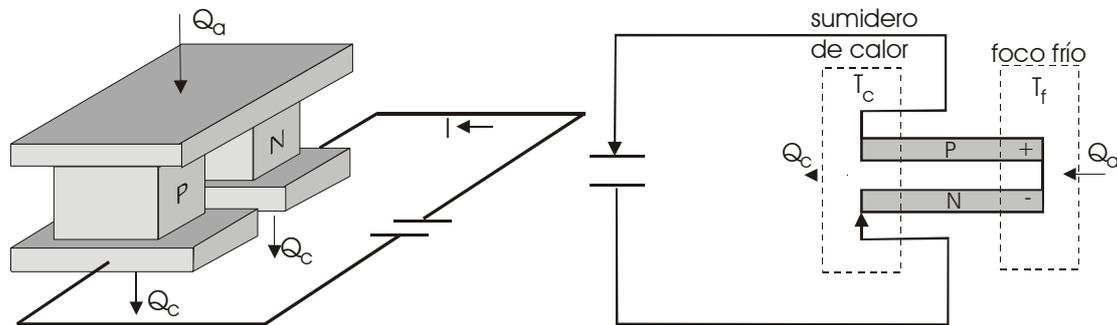


Figura 8.2. Módulo termoeléctrico Peltier para refrigeración

Si sobre el mismo circuito se invierte el sentido de la corriente (Figura 8.3) se produce, por el contrario, el calentamiento del extremo de conexión de los semiconductores, ya que ahora la carga positiva se acumula sobre el extremo del semiconductor tipo N, y la negativa sobre el del tipo P. Dicho extremo tiene por tanto un efecto calefactor. Los extremos alejados de la conexión, en cambio, tienden a enfriarse, y su entorno actúa como fuente de calor.

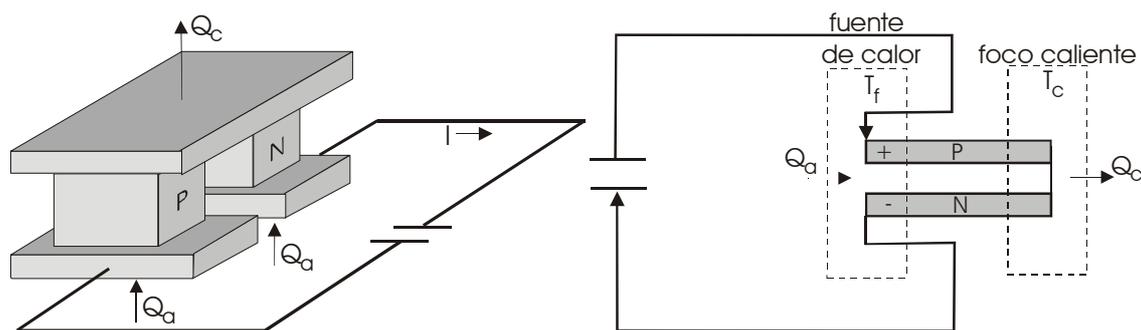


Figura 8.3. Módulo termoeléctrico Peltier para calentamiento

8.3.2. Ventajas y aplicaciones

Las ventajas de la refrigeración por efecto Peltier con respecto a otros sistemas de refrigeración, como pueden ser los de refrigeración por compresión, son:

- Pequeño tamaño de los módulos Peltier, y por tanto del sistema de refrigeración en su conjunto. Esta ventaja tiene especial importancia en ciertas aplicaciones caracterizadas por la ausencia de espacio.
- Ausencia de partes móviles, y por tanto de rozamientos y desgastes, lo que se traduce en una más larga vida útil.
- El control es más preciso, al ser el sistema íntegramente electrónico, y no disponer de partes mecánicas ni de fluidos, cuyo comportamiento está sujeto a cierta aleatoriedad.
- Posibilidad de provocar la inversión del sistema (provocando calentamiento) de forma sencilla, lo que puede tener interés, por ejemplo, para desescarchar.

Sin embargo, la baja potencia frigorífica que estos sistemas son capaces de desarrollar los limita a determinadas aplicaciones, como son la refrigeración de componentes electrónicos destinados a instrumentación o a computación (Figura 8.4), frigoríficos portátiles, cascos de automovilismo, o bombas de calor destinadas a procesos de calentamiento muy localizados. En estas aplicaciones los módulos pueden conectarse eléctricamente en serie (térmicamente en paralelo) formando una placa, lo que incrementa la potencia frigorífica del sistema, y a su vez las placas pueden colocarse en cascada (térmicamente en serie), lo que adapta el sistema a saltos térmicos mayores (Figura 8.5).

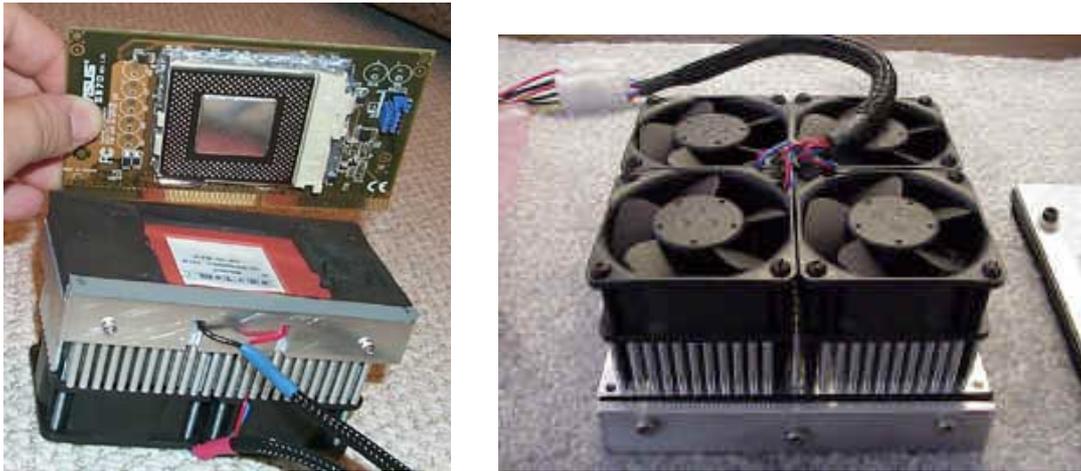


Figura 8.4. Módulos Peltier para CPU de ordenadores

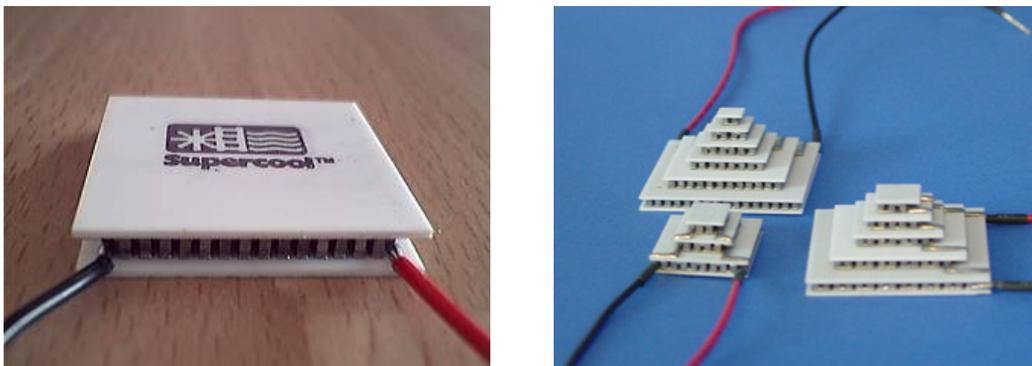


Figura 8.5. Placa Peltier y conjunto de placas dispuestas en cascada

8.3.3. Balance energético

En los módulos Peltier, el calor se transmite desde la zona objeto de refrigeración por conducción a través de los dos elementos semiconductores que forman la unión eléctrica:

$$|Q_{cond}| = C(T_c - T_f) \quad (8.5)$$

Al transmitir calor ambos elementos en paralelo, la conductancia se obtiene como la suma de las de los dos semiconductores, directamente proporcionales a sus secciones de paso al calor (A) y a sus conductividades térmicas (k), e inversamente a sus longitudes (L):

$$C = \frac{A_N k_N}{L_N} + \frac{A_P k_P}{L_P} \quad (8.6)$$

Pero, tal como se muestra en la Figura 8.3, hay otros flujos de calor que intervienen en el proceso. La circulación eléctrica a lo largo del circuito provoca una disipación de calor por efecto Joule, proporcional a la resistencia del cable, y que en principio no tiene una dirección preferente, por lo que puede repartirse a partes iguales en dirección al foco frío y al foco caliente:

$$|Q_J| = RI^2 \quad (8.7)$$

Esta resistencia es la suma de las de los cables de los dos semiconductores, resistencias que son directamente proporcionales a las longitudes de los cables y a las resistividades de los materiales (ρ) e inversamente a las secciones de los cables:

$$R = \frac{L_N \rho_N}{A_N} + \frac{L_P \rho_P}{A_P} \quad (8.8)$$

La potencia térmica aportada por efecto Peltier en el foco caliente puede relacionarse con la intensidad de la corriente, y a través del coeficiente de Peltier, también con la temperatura absoluta del foco, y lo mismo puede decirse de la desprendida desde el foco frío por efecto Peltier:

$$|Q_{Pc}| = \pi I = \alpha T_c I \quad (8.9)$$

$$|Q_{Pf}| = \pi I = \alpha T_f I \quad (8.10)$$

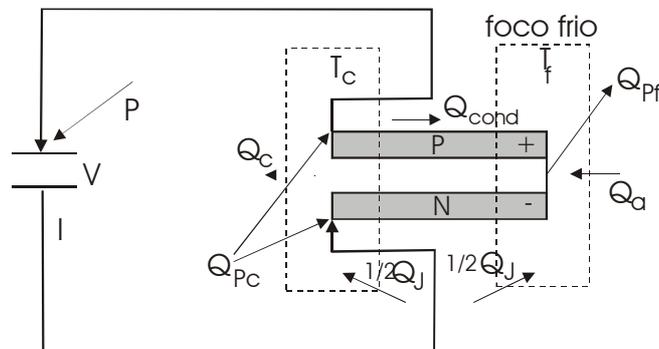


Figura 8.6. Balance energético en un módulo Peltier

Utilizando las potencias térmicas expresadas en las ecuaciones (8.5), (8.7), (8.9) y (8.10) para el caso de un módulo Peltier operando en modo enfriamiento (Figura 8.6), el balance térmico en los focos caliente y frío, suponiendo que el calor disipado por efecto Joule se reparte a partes iguales hacia los dos extremos, resultan, respectivamente:

$$|Q_c| = |Q_{Pc}| - |Q_{cond}| + \frac{1}{2}|Q_J| = \alpha T_c I - C(T_c - T_f) + \frac{1}{2} RI^2 \quad (8.11)$$

$$|Q_a| = |Q_{Pf}| - |Q_{cond}| - \frac{1}{2}|Q_J| = \alpha T_f I - C(T_c - T_f) - \frac{1}{2} RI^2 \quad (8.12)$$

Un balance global del sistema debe concluir que la potencia eléctrica consumida por el circuito es igual a la potencia térmica desprendida:

$$|\dot{Q}_c| - |\dot{Q}_a| = \alpha(T_c - T_f)I + RI^2 = [\alpha(T_c - T_f) + RI]I = VI = P \quad (8.13)$$

donde puede apreciarse, identificando el voltaje como el cociente entre la potencia eléctrica y la intensidad de la corriente, que este sistema se distingue de un circuito convencional por un incremento del voltaje equivalente al salto térmico provocado por el coeficiente de Seebeck. Dividiendo el calor absorbido por el extremo frío (objetivo del módulo) por la potencia eléctrica consumida, se obtiene la eficacia del módulo como sistema de refrigeración:

$$\varepsilon = \frac{\alpha T_f I - C(T_c - T_f) - \frac{1}{2} RI^2}{\alpha(T_c - T_f) + RI^2} \quad (8.14)$$

Esta expresión de la eficacia demuestra que la conducción térmica y la disipación por efecto Joule son fenómenos que restan eficacia a los sistemas Peltier (lo que hace interesantes semiconductores poco conductores térmicamente y con baja resistencia eléctrica), mientras que el coeficiente de Seebeck del material es la principal propiedad que favorece el efecto frigorífico.

8.3.4. Criterios de utilización

Un criterio de utilización es el de lograr una eficacia máxima. La intensidad de corriente que debe aplicarse para lograrla puede deducirse derivando la expresión de la eficacia (8.14) con respecto a la intensidad e igualando a cero:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial I} = 0 \rightarrow I(\varepsilon_{\max}) = \frac{\alpha(T_c - T_f)}{R \left(\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - 1 \right)} \quad (8.15)$$

donde se ha llamado T_m a la semisuma de las temperaturas de los focos caliente y frío:

$$T_m = \frac{T_c + T_f}{2} \quad (8.16)$$

El voltaje a aplicar en este caso, así como la potencia eléctrica consumida, pueden obtenerse particularizando la expresión general mostrada en (8.13):

$$V(\varepsilon_{\max}) = \alpha(T_c - T_f) + I(\varepsilon_{\max})R = \alpha(T_c - T_f) \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - 1} \right) \quad (8.17)$$

$$P(\varepsilon_{\max}) = V(\varepsilon_{\max})I(\varepsilon_{\max}) = \alpha^2(T_c - T_f)^2 \frac{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}}}{R \left(\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - 1 \right)^2} \quad (8.18)$$

Sustituyendo en la expresión (8.12) la intensidad que provoca la máxima eficacia, se obtiene la potencia frigorífica producida en este caso:

$$\dot{Q}_a(\varepsilon_{\max}) = C(T_c - T_f) \left[\frac{\frac{\alpha^2 T_f}{CR} \sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - \frac{\alpha^2 T_m}{CR}}{\left(\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - 1 \right)^2} - 1 \right] \quad (8.19)$$

Y dividiendo la potencia frigorífica por la potencia eléctrica consumida se obtiene la eficacia máxima alcanzable al variar la intensidad de la corriente. Dicha eficacia puede expresarse por medio de dos factores, el primero de los cuales refleja la eficacia de un ciclo de Carnot inverso operando entre los mismos focos térmicos. Dado que este factor constituye el límite teórico de cualquier sistema de refrigeración, debe concluirse que el segundo factor, siempre menor que la unidad, cuantifica la pérdida de eficacia provocada por las irreversibilidades inherentes al sistema:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \left(\frac{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - \frac{T_c}{T_f}}{\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} + 1} \right) = \varepsilon_{\text{carnot}}(\text{Irreversibilidad}) \quad (8.20)$$

Pero el de máxima eficacia no es siempre el criterio de utilización más apropiado para un sistema de refrigeración por módulos Peltier. De hecho, dado que la principal ventaja de estos sistemas es su reducido volumen, muy a menudo será preferible maximizar la potencia frigorífica del sistema sin tener que aumentar el tamaño del conjunto, aun a costa de hacerlo trabajar en condiciones de menor eficacia. En este caso, la intensidad que provoca la máxima potencia frigorífica puede obtenerse por medio de la derivación de ésta:

$$\frac{\partial \dot{Q}_a}{\partial I} = 0 \rightarrow I(\dot{Q}_{a\max}) = \frac{\alpha T_f}{R} \quad (8.21)$$

Y para obtener el voltaje, potencia eléctrica consumida, potencia frigorífica y eficacia del sistema, se sustituye esta intensidad en las expresiones (8.12), (8.13) y (8.14):

$$V(\dot{Q}_{a\max}) = \alpha(T_c - T_f) + I(\dot{Q}_{a\max})R = \alpha(T_c - T_f) + \alpha T_f = \alpha T_c \quad (8.22)$$

$$P(\dot{Q}_{a\max}) = V(\dot{Q}_{a\max})I(\dot{Q}_{a\max}) = \frac{\alpha^2}{R} T_c T_f \quad (8.23)$$

$$\dot{Q}_{a\max} = \frac{\alpha^2 T_f^2}{R} - C(T_c - T_f) - \frac{\alpha^2 T_f^2}{2R} = \frac{\alpha^2 T_f^2}{2R} - C(T_c - T_f) \quad (8.24)$$

$$\varepsilon(\dot{Q}_{a\max}) = \frac{\frac{\alpha^2 T_f^2}{2R} - C(T_c - T_f)}{\frac{\alpha^2 T_c T_f}{R}} = \frac{\frac{1}{2} T_f^2 - \frac{CR}{\alpha^2} (T_c - T_f)}{T_c T_f} \quad (8.25)$$

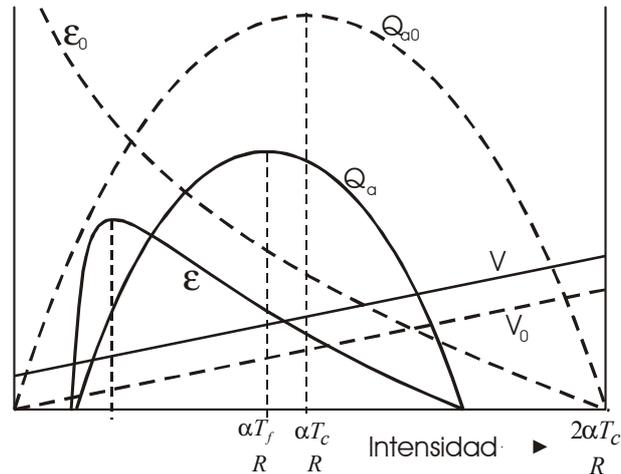


Figura 8.7. Condiciones de utilización de un módulo Peltier en función de la intensidad eléctrica

En la Figura 8.7 se representa el efecto de la intensidad de la corriente sobre las variables eléctricas y energéticas de un módulo Peltier operando entre dos focos térmicos (líneas continuas) y en el momento de la puesta en marcha, cuando aún no existe diferencia entre las temperaturas de los focos (líneas de trazos). Entre otras cosas, puede apreciarse que las condiciones de máxima potencia frigorífica se alcanzan con mayores intensidades que las de máxima eficacia, y que a medida que las temperaturas de los focos se distancian disminuyen tanto la eficacia como la potencia frigorífica, pero se aproximan las intensidades con las que se alcanzan sus máximos.

8.3.5. Ejemplo práctico

8.3.5.1. Enunciado

Un módulo Peltier pretende enfriar un recinto hasta -5°C desarrollando una potencia de enfriamiento de 3W , cuando la temperatura ambiental es de 40°C . El circuito eléctrico está formado por dos cables semiconductores de 1 cm de longitud y 2 mm^2 de sección. Ambos tienen resistividad de $4 \cdot 10^{-8}\ \Omega\text{ m}$ y conductividad térmica de $40\text{ W/m}^\circ\text{C}$. El coeficiente de Seebeck en la unión de ambos es de $4 \cdot 10^{-4}\text{ V/}^\circ\text{C}$. Calcular la intensidad y voltaje que se deben aplicar y decir en qué condiciones estará trabajando el módulo.

8.3.5.2. Resolución

La conductancia y la resistencia del conjunto formado por los dos semiconductores puede calcularse de las expresiones (8.6) y (8.8):

$$k_P = k_N = 40 \text{ W/m}^\circ\text{C} \rightarrow C = \frac{A_N k_N}{L_N} + \frac{A_P k_P}{L_P} = 2 \left(\frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot 40}{0.01} \right) = 0.016 \text{ W}^\circ\text{C} \quad (8.26)$$

$$\rho_P = \rho_N = 4 \cdot 10^{-8} \text{ } \Omega \text{ m} \rightarrow R = \frac{L_N \rho_N}{A_N} + \frac{L_P \rho_P}{A_P} = 2 \left(\frac{0.01 \cdot 4 \cdot 10^{-8}}{2 \cdot 10^{-6}} \right) = 4 \cdot 10^{-4} \text{ } \Omega \quad (8.27)$$

De la expresión (8.12):

$$\begin{aligned} I^2 - \frac{2\alpha T_f}{R} I + \frac{2}{R} [C(T_c - T_f) + \dot{Q}_a] &= 0 \rightarrow I = \frac{\alpha T_f}{R} \pm \sqrt{\frac{\alpha^2 T_f^2}{R^2} - \frac{2}{R} [C(T_c - T_f) + \dot{Q}_a]} = \\ &= \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot 268}{4 \cdot 10^{-4}} \pm \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot 268}{4 \cdot 10^{-4}} \right)^2 - \frac{2}{4 \cdot 10^{-4}} [0.016(313 - 268) + 3]} = \\ &= 268 \pm 230 \rightarrow I_1 = 38 \text{ A} ; I_2 = 498 \text{ A} \end{aligned} \quad (8.28)$$

siendo válidas las dos soluciones pues ambas están comprendidas en el rango de producción frigorífica:

$$I \in [I_{\min}, I_{\max}] = \frac{\alpha T_f}{R} \pm \sqrt{\frac{\alpha^2 T_f^2}{R^2} - \frac{2}{R} C(T_c - T_f)} = 268 \pm 261 = [7,529] \text{ A} \quad (8.29)$$

De las dos soluciones, no obstante, la más interesante es la primera por su menor consumo energético. Descartando por tanto la segunda, el voltaje aplicado es:

$$V = \alpha(T_c - T_f) + RI = 4 \cdot 10^{-4}(313 - 268) + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 38 = 0.0332 \text{ V} \quad (8.30)$$

Con el fin de comparar la intensidad resultante (I_1) con las correspondientes a eficacia máxima y a potencia frigorífica máxima, se hace uso de las expresiones (8.15) y (8.21):

$$I(\varepsilon_{\max}) = \frac{\alpha(T_c - T_f)}{R \left(\sqrt{1 + \frac{\alpha^2 T_m}{CR}} - 1 \right)} = \frac{4 \cdot 10^{-4}(313 - 268)}{4 \cdot 10^{-4} \left(\sqrt{1 + \frac{(4 \cdot 10^{-4})^2 290.5}{0.016 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}} - 1 \right)} = 24 \text{ A} \quad (8.31)$$

$$I(\dot{Q}_{a\max}) = \frac{\alpha T_f}{R} = \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot 268}{4 \cdot 10^{-4}} = 268 \text{ A} \quad (8.32)$$

Por tanto el módulo estará trabajando en condiciones intermedias entre las de máxima eficacia y las de máxima potencia frigorífica. Existe bastante margen para aumentar la potencia frigorífica, pero a costa de perder eficacia. La segunda solución, I_2 , se encuentra igualmente alejada de las condiciones de máxima potencia frigorífica pero mucho más alejada de las de máxima eficacia, por lo que su aplicación no tiene interés.

8.4. Refrigeración por efecto magneto-termo-eléctrico

Cuando un material conductor o semiconductor está sujeto a un gradiente de temperaturas (ΔT) y a un campo magnético perpendicular al primero (ΔM), se genera un tercer campo eléctrico (ΔV) y en consecuencia una corriente eléctrica por el conductor perpendicular a ambos campos. El coeficiente de proporcionalidad que proporciona el campo eléctrico en función del térmico se denomina coeficiente de Nernst, y puede ser negativo o positivo en función del material, y a su vez proporcional a la intensidad del campo magnético. A este efecto, descubierto en 1887 por el botánico y geólogo Albert Von Ettingshausen en colaboración con Walther Nernst (años después premio Nobel de química) y, se le denomina efecto Nernst o primer efecto Nernst-Ettingshausen.

El efecto Nernst-Ettingshausen puede también ser utilizado para la producción de frío si se provoca la corriente eléctrica por el conductor en presencia de un campo magnético perpendicular. El resultado es un gradiente térmico en la otra dirección perpendicular, que causa el calentamiento de una cara del conductor y el enfriamiento de la opuesta. A esta variante del mismo efecto se le conoce como efecto Ettingshausen o segundo efecto Nernst-Ettingshausen. El coeficiente de proporcionalidad entre los tres campos se denomina, en este caso, coeficiente de Ettingshausen. Un esquema del experimento puede observarse en la Figura 8.8. La utilización de este efecto para la producción de frío a escala industrial es prácticamente nula.

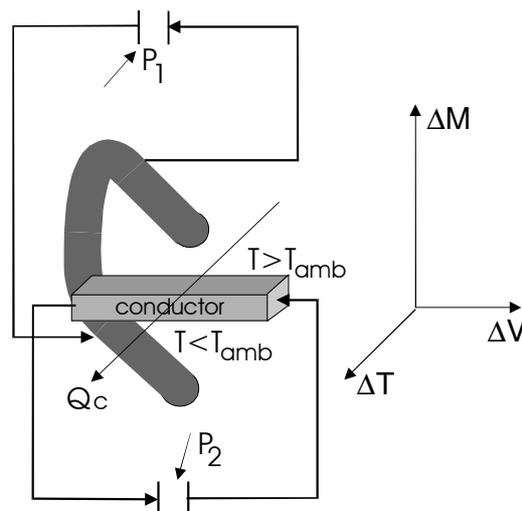


Figura 8.8. Sistema de refrigeración por efecto magneto-termo-eléctrico

8.5. Refrigeración por efecto magneto-térmico

En 1932 W.J. de Haas enuncia en su tesis doctoral el efecto magnetotérmico, o de desmagnetización adiabática, que W.H. Keesom logra llevar a la práctica en 1936 en el Laboratorio de Leiden. A este efecto se le conoce también como efecto Haas-Keesom. Se basa en que el proceso de magnetización de una sal paramagnética (compuesto sensible a los campos magnéticos), en el que ésta sufre una ordenación forzada de sus moléculas, es exotérmico, mientras que el proceso inverso en el que desaparece el campo magnético y se reconstituye la ordenación molecular original es endotérmico, ya que requiere un fuerte consumo de energía interna, y provoca por tanto una fuerte disminución de la temperatura. La producción de frío ocurre por tanto en el momento en el que se desmagnetiza la sal paramagnética en un recinto adiabático con el fin de minimizar la transmisión de calor desde el entorno, tal como se indica en el esquema de

la Figura 8.9. Los refrigeradores de este tipo trabajan, por tanto, en régimen cíclico (no continuo).

Los refrigeradores de desmagnetización adiabática (ADR) están consolidados tecnológicamente y pueden ocupar un determinado nicho de mercado para aplicaciones de criogenia, por ejemplo en la producción de hidrógeno o helio líquidos (Figura 8.10). Sus precios son elevados principalmente debido a la necesidad de encapsular los equipos con objeto de aislar los campos magnéticos internos.

La desmagnetización adiabática puede aplicarse no solo a nivel molecular sino incluso a nivel nuclear (Figura 8.11), nivel en el que se han conseguido las temperaturas más bajas, llegando a alcanzarse, como ya se comentó en el Tema 1 (ver Tabla 1.1), temperaturas absolutas inferiores a 10^{-5} K.

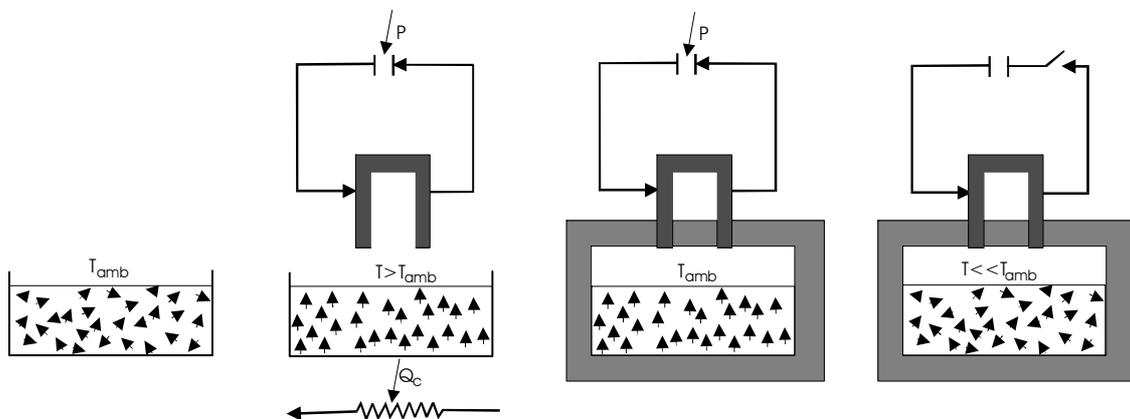


Figura 8.9. Producción de frío por desmagnetización adiabática



Figura 8.10. Refrigerador de desmagnetización adiabática de Janis Research Company

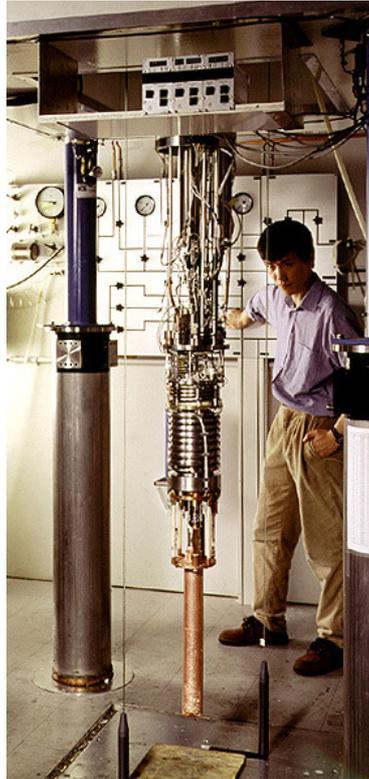


Figura 8.11. Refrigerador de desmagnetización adiabática de nivel nuclear

8.6. Refrigeración por efectos fluidodinámicos

8.6.1. Efecto Ranque-Hilsch

El efecto de tipo fluidodinámico de mayor interés y aplicación industrial es sin duda el efecto torbellino, o efecto Ranque-Hilsch. Este fenómeno fue descubierto en 1928 por el francés Georges Ranque, que lo patentó 6 años después. Sin embargo, la explicación teórica del fenómeno no llegó hasta 1946, cuando el científico alemán Rudolph Hilsch publicó su fundamento.

El efecto Ranque-Hilsch consiste en que si se expande el gas circulante por un conducto y se le imprime una fuerte rotación, al modo de una turbina radial, una parte del flujo tiende por su inercia a concentrarse en las paredes del tubo, calentándose, y la otra, se desprende hacia el interior del tubo, donde sigue expandiéndose y perdiendo energía cinética, y por tanto enfriándose. Si se canaliza el flujo caliente (m_c) a través de una válvula periférica hacia un extremo del tubo y el flujo frío (m_f) que circula más lento por el interior hacia el otro, se logra la separación de ambos. El proceso globalmente conserva la entalpía de remanso (líneas a trazos de la Figura 8.12), de modo que la reducción de entalpía de remanso de la corriente fría se compensa con el incremento de la corriente caliente. La reducción media de la entalpía (líneas continuas) se debe al aumento de la energía cinética de las dos corrientes.

El dispositivo que logra este efecto se conoce como tubo de vórtice, o bien tubo de Ranque-Hilsch, o bien pistola de aire frío, ya que el fluido refrigerante utilizado suele ser aire. La válvula periférica sirve como elemento de control, de forma que cuando se restringe la salida de aire caliente, se incrementa la de aire frío pero a costa de aumentar su temperatura de salida. Un esquema se muestra en la Figura 8.13.

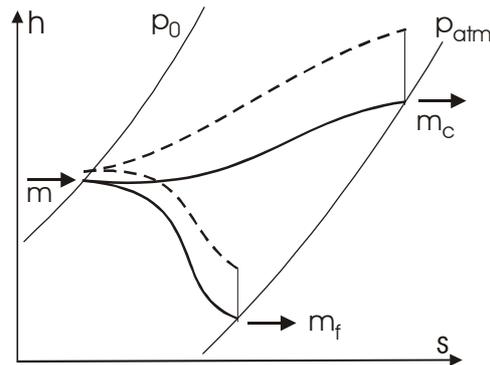


Figura 8.12. Transformación termodinámica en la producción de frío por efecto Ranque-Hilsch.

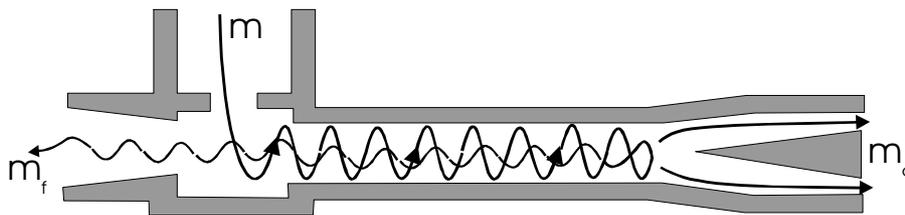


Figura 8.13. Esquema de un tubo de vórtice

Los equipos de refrigeración comerciales basados en este efecto (Figura 8.14) producen caudales de aire frío de hasta 7 l/s que alcanzan hasta -46°C . Para lograr la rotación necesaria en el interior del tubo (hasta un millón de rpm) es necesario introducir aire a una presión entre 5 y 7 bar. Las principales aplicaciones son sistemas para enfriamiento por chorro de aire de espacios pequeños, tales como depósitos, monos de trabajo, cámaras climáticas para acondicionamiento de muestras de laboratorio, etc.



Figura 8.14. Tubos de vórtice comerciales de Exair, Vortexair y Artx

8.6.2. Efecto Dufour

El efecto Dufour es el opuesto al efecto Soret, consistente en que todo gradiente térmico produce un gradiente de concentraciones en una mezcla multicomponente. Por el contrario, el efecto Dufour consiste en que cuando en un gas multicomponente se provoca un gradiente de concentraciones, éste induce un gradiente térmico. Ambos efectos son de baja intensidad y suelen despreciarse tanto en los balances de concentración de especies como en los balances térmicos, al analizarse el comportamiento temporal y dimensional de un flujo. El ligero enfriamiento que puede provocar este efecto no tiene potencial suficiente para ser aprovechado en sistemas de producción de frío.

8.7. Refrigeración por efectos acústicos y ópticos

8.7.1. Refrigeración termoacústica

La idea de utilizar ondas sonoras para la producción de frío fue concebida por investigadores del Los Alamos National Laboratory (laboratorio de Defensa norteamericano de Nuevo México) en los años 1980's. Se basan en aprovechar los gradientes térmicos asociados a los de presión generados sobre de un refrigerante al aplicarle una ondas sonoras de presión o de depresión (rarefacción). Hay que tener en cuenta que una onda de rarefacción, que provoca temperaturas inferiores a la ambiental, puede ser generada simplemente por medio de una reflexión de una onda de sobrepresión sobre un extremo abierto (Figura 8.15 izquierda). El equipo es similar a un refrigerador Stirling en el que se sustituye el pistón caliente por un generador de pulsos y el pistón frío por un resonador (Figura 8.15 derecha).

Estos refrigeradores están en fase de prototipo, aunque su comercialización se prevé próxima. Parece ser el Helio el refrigerante de más interés para esta aplicación. Alcanzan niveles sonoros internos entre 120 y 180 dB, si bien con una adecuada insonorización pueden resultar tan silenciosos como los sistemas convencionales. Estos equipos han demostrado capacidades de enfriamiento hasta -8°C . Sus aplicaciones de momento se limitan a usos militares y aero-espaciales (Figura 8.16), aunque existen expectativas de una próxima industrialización.

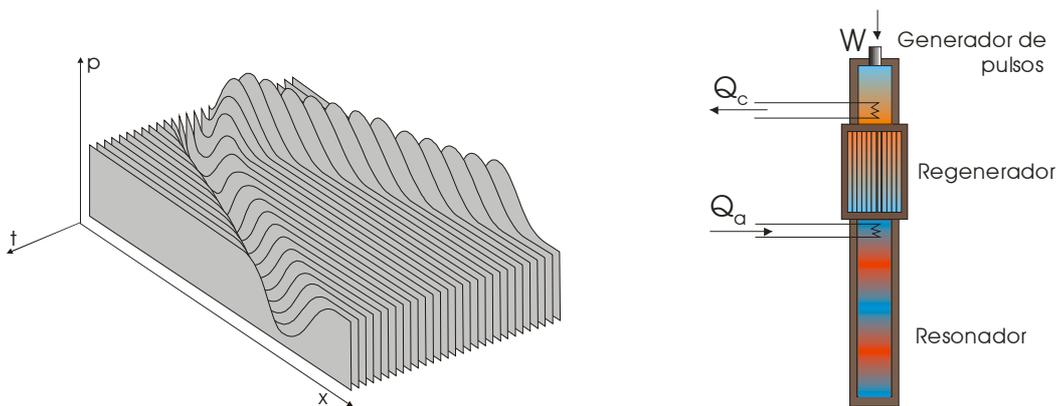


Figura 8.15. Producción de frío por reflexión de ondas de alta densidad



Figura 8.16. Refrigeradores termoacústicos. Prototipos Triton (izqda) y Tadopr (dcha), desarrollados respectivamente en Penn State University y en el Laboratorio Nacional de Los Alamos (USA)

8.7.2. Refrigeración por técnicas láser

La aplicación de pulsos de luz coherente (láser) de frecuencia muy corta (menor de 10 mHz) puede provocar una inmovilización atómica (hasta velocidades atómicas de 10 cm/s) que conduce a enfriamientos extremos. Con estas técnicas se han alcanzado las temperaturas más bajas alcanzadas hasta hoy, del orden de 10^{-6} K. Estas técnicas tienen su aplicación en ensayos de laboratorio, por ejemplo, en espectroscopía láser. También el laboratorio de Los Alamos es pionero en este tipo de desarrollos, siendo su más importante prototipo el LASSOR (Los Alamos Solid-State Optical Refrigerator).

8.8. Bibliografía

1. Torrella, E. La producción de Frío. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1996.
2. Riffat, S.B.; Xiaoli Ma. Thermoelectrics: a review of present and potential applications. Applied Thermal Engineering 23, pp.913-935. 2003.
3. Cox, N. Not in kind refrigeration alternatives. Earthcare Products internal report. 2000.
4. www.arstechnica.com
5. www.pk3.host.sk
6. www.hardocp.com
7. www.er.doe.gov
8. www.exair.com
9. www.janis.com
10. www.boojum.hut.fi
11. www.acs.psu.edu/thermoacoustics/refrigeration/
12. www.tech-sales.com

TEMA 9. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

9.1. Introducción.....	171
9.2. Compresores	171
9.2.1. Clasificación.....	171
9.2.2. Compresores alternativos.....	171
9.2.3. Compresores rotativos.....	173
9.2.4. Turbocompresores	177
9.3. Válvulas de expansión	178
9.3.1. Funciones, criterios de regulación y tipos de válvulas	178
9.3.2. Válvulas manuales	179
9.3.2. Válvulas presostáticas	180
9.3.3. Válvulas termostáticas	181
9.3.4. Válvulas de flotador	182
9.3.5. Válvulas de sección constante	183
9.4. Evaporadores	183
9.5. Condensadores.....	185
9.6. Otros elementos	187
9.6.1. Válvulas inversoras	187
9.6.2. Filtro deshidratador.....	188
9.7. Bibliografía.....	188

TEMA 9. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

9.1. Introducción

Se van a describir en este tema los principales componentes de los sistemas de refrigeración, haciendo especial referencia a los sistemas de refrigeración por compresión, ya que son los de mayor incidencia industrial y comercial, y porque muchos de los demás tipos de sistemas de refrigeración comparten algunos de sus componentes con estos sistemas.

9.2. Compresores

9.2.1. Clasificación

Los compresores pueden ser volumétricos o de flujo continuo o turbocompresores. Los más utilizados en refrigeración son sin duda los compresores volumétricos, es decir, los que confinan el volumen de gas durante su proceso de compresión. Estos, a su vez, pueden ser alternativos o rotativos en función del movimiento predominante de la máquina. En la figura 9.1 se presenta una clasificación de los tipos de compresores de posible utilización en refrigeración.

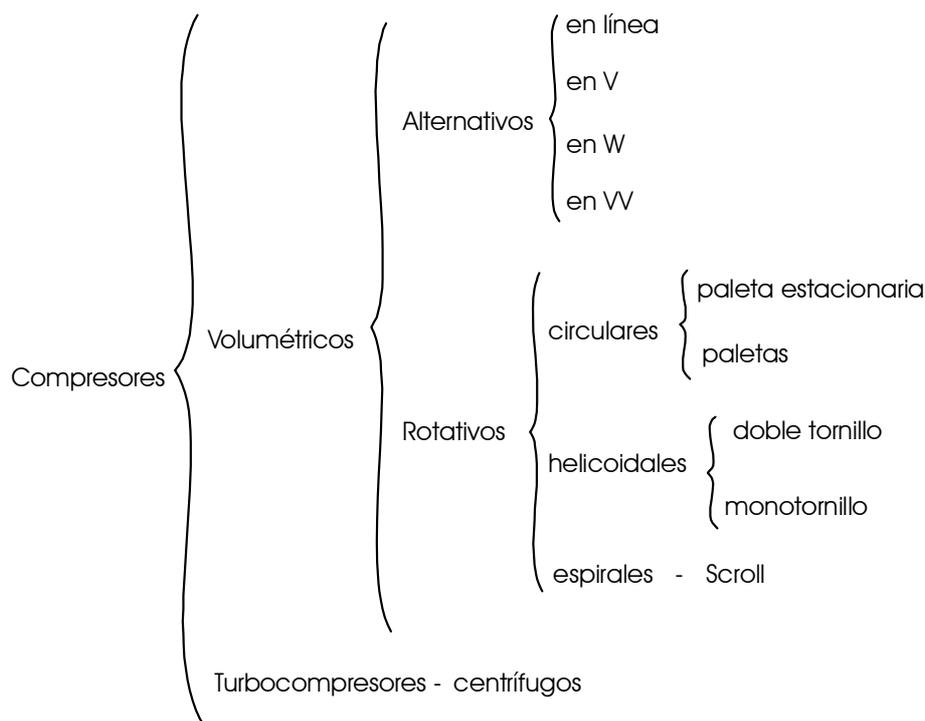


Figura 9.1. Clasificación de los compresores utilizados en sistemas de refrigeración

9.2.2. Compresores alternativos

Se caracterizan porque el movimiento predominante entre el pistón, principal pieza móvil, y el cilindro durante el ciclo de compresión es de tipo lineal alternativo. Son los compresores más utilizados en refrigeración. Se instalan en sistemas de refrigeración comprendidos entre 0.8 y 700 kW, es decir en todo el espectro de refrigeración salvo el rango de más alta potencia. Se utilizan además en sistemas de aire

acondicionado, en edificios comerciales, residenciales o industriales. Pueden estar formados por baterías de cilindros, que pueden sumar hasta un número de 16, y estar dispuestos en línea, en V (dos líneas con un cierto ángulo agudo entre ellas), en W (tres líneas con cierto ángulo entre líneas) o en VV (cuatro líneas con cierto ángulo entre líneas).

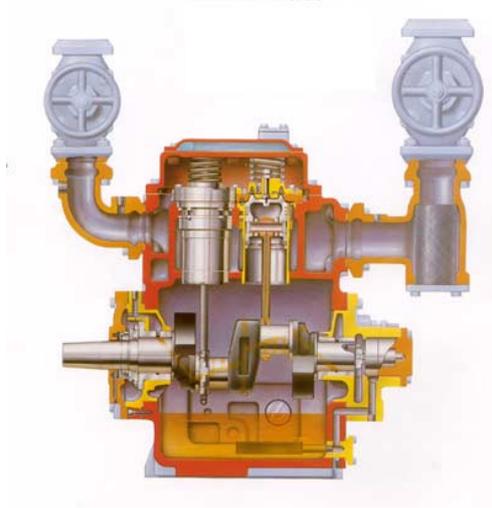


Figura 9.2. Esquema de un compresor alternativo

A su vez, los compresores alternativos pueden clasificarse en función de la disposición de la carcasa en:

- Herméticos. Disponen de una carcasa única que contiene tanto al compresor como al motor eléctrico. Son los más comunes en el rango de bajas potencias, donde interesa un compresor compacto de reducido tamaño y no merece la pena su reparación en caso de avería.



Figura 9.3. Compresores alternativos herméticos de las marcas Hitachi (izqda.), Copeland (centro) y Danfoss (dcha.)

- Semiherméticos. Igualmente disponen de carcasa única, pero tienen algún sistema para la apertura de la misma con el fin de hacer posible su mantenimiento o su reparación. Son habituales en el rango de medias potencias.



Abb. ähnlich / Fig. similar, © Bitzer

9.3. Compresor alternativo semihermético de la marca Bitzer

- Abiertos. Disponen de carcasas independientes para el motor eléctrico y para el compresor. Esta disposición es más sencilla cuando el compresor cuenta con gran número de cilindros. Además, la separación del motor eléctrico evita un cierto sobrecalentamiento del vapor a la entrada del compresor. Tienen el inconveniente de las posibles fugas de refrigerante en el sellado de la transmisión, que debe conectar las dos carcasas.



9.4. Compresores alternativos de la marca Metro en W, de 6 y 9 cilindros

Esta clasificación no aparece en la Figura 9.1, ya que puede igualmente aplicarse a los compresores rotativos.

9.2.3. Compresores rotativos

Se clasifican en función del tipo de movimiento rotativo de sus piezas móviles y por tanto del fluido confinado por ellas.

En primer lugar, si el movimiento del fluido rotativo es circular, es decir, tiene componente angular pero carece de componentes axial y radial, existen dos tipos de compresores de aplicación en sistemas de refrigeración:

- Compresores de paleta estacionaria. Se utilizan principalmente en pequeños sistemas de acondicionamiento de aire, con rangos de potencia frigorífica entre 0.18 kW y 18 kW.



9.5. Esquema de un compresor de paleta estacionaria

- Compresores de paletas, o de paletas deslizantes (“*sliding vane*”). Son típicos en sistemas de acondicionamiento de aire de automóviles. Cubren un rango de potencias frigoríficas entre 3.5 kW y 35 kW.

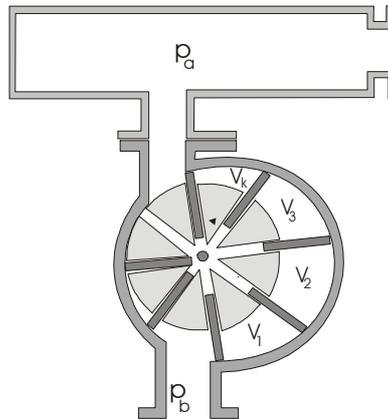


Figura 9.6. Esquema de un compresor de paletas.

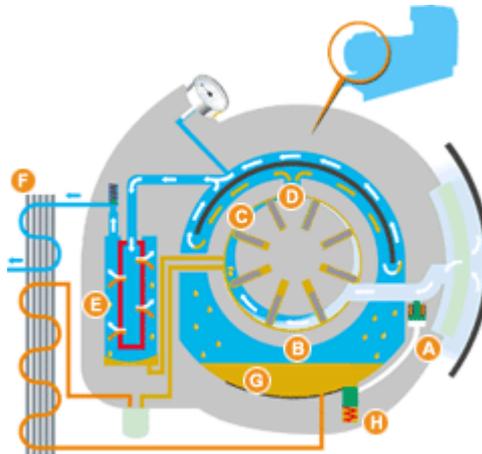


Figura 9.7. Esquema de compresor de paletas. El fluido refrigerante entra en la carcasa por (A), se confina (B), se comprime (C) y se expulsa (D). Luego sufre dos etapas de enfriamiento (E) y (F), esta última en un radiador que sirve también para refrigerar el lubricante que se recoge en (G).



Figura 9.8. Compresor de paletas de la marca CompAir.

También se clasifican como circulares los compresores tipo Roots o Lysholm, pero su aplicación en sistemas de refrigeración es muy escasa.

En segundo lugar, si el movimiento del fluido rotativo es helicoidal, es decir, tiene componentes angular y axial pero carece de componente radial, existen dos tipos de compresores. En ambos casos el rango de potencias es mucho mayor que el de los compresores rotativos circulares:

- Compresores de doble tornillo. Se utilizan en sistemas de refrigeración y aire acondicionado hasta 175 kW de potencia frigorífica. Se suele referir a ellos por medio del término “compresores de tornillos” (*screw compressors*). Son mucho más comunes que los de monotornillo.

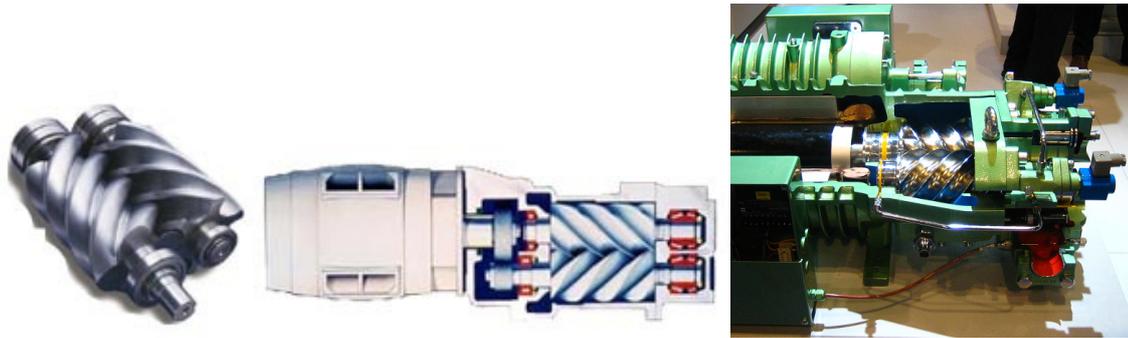


Figura 9.9. Sistema de compresión de doble tornillo



Figura 9.10. Compresores de tornillos de las marcas Carlyle (dcha.), Rollair (centro) y Mycom (dcha)



Figura 9.11. Compresores de tornillos de la marca M&M

- Compresores de monotornillo (*single screw compressors*): Ocupan el sector de mayor potencia de todos los compresores rotativos. Son habituales en sistemas de refrigeración o de aire acondicionado medios o grandes. Cubren un rango de potencias frigoríficas entre 53 kW y 1400 kW.



Figura 9.12. Esquema de un compresor de monotornillo



Figura 9.13. Compresor de monotornillo de la marca Vilter

En tercer lugar, si el movimiento del fluido rotativo es espiral, es decir, tiene componentes angular y radial pero carece de componente axial, el compresor se denomina *scroll*. La primera patente de un compresor *scroll* data de 1905, pero no fue hasta los años 1970's cuando la firma Copeland pudo desarrollar la tecnología necesaria para fabricar los componentes con las estrechas tolerancias requeridas. Estos compresores encuentran actualmente un mercado creciente en los sectores de la refrigeración y el aire acondicionado comercial. Sus potencias frigoríficas varían entre 3.5 kW y 88 kW.

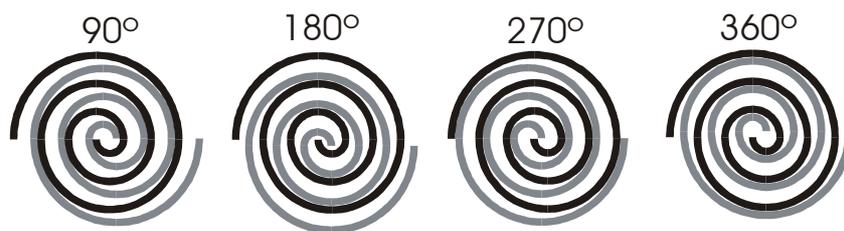


Figura 9.14. Secuencia de compresión scroll durante una vuelta completa de la espiral giratoria.

La compresión *scroll* se basa en la interacción entre dos espirales, una fija y otra giratoria, idénticas pero desfasadas 180°. La trayectoria de la espiral giratoria, conducida por la fija a través del contacto provocado por la fuerza centrífuga de la primera, va formando seis compartimentos, que van empujando el gas en dirección hacia el centro de la espiral, hacia donde el volumen se reduce y por tanto la presión se incrementa, hasta ser el gas descargado por el centro. La compresión es continua y uniforme, por lo que el proceso es casi reversible.



Figura 9.15. Compresores scroll hermético (de la marca Bristol) y semihermético (de la marca Bitzer)

9.2.4. Turbocompresores

Los turbocompresores son compresores de flujo continuo, y por tanto, al contrario que en los volumétricos, el flujo no llega a confinarse. Se clasifican en axiales y centrífugos, aunque solo los centrífugos tienen aplicación en la producción de frío. Además, éstos se utilizan solo en grandes instalaciones de aire acondicionado, de potencias por encima de los 350 kW, en las no siendo excesivos los saltos de presiones requerido, son muy grandes los caudales trasegados. También se utilizan en instalaciones de producción de gas natural, y de licuación de aire, nitrógeno y oxígeno. Los grandes compresores centrífugos de refrigeración suelen tener propulsión por turbina de gas, en vez de propulsión eléctrica.



9.16. Turbocompresor de amoníaco, de la Louisiana Chemical Equipment Company



9.17. Turbocompresor para producción de gas natural, de la compañía GE Energy



9.18. Turbocompresor de propano propulsado por turbina de gas, de la compañía Elliot

9.3. Válvulas de expansión

9.3.1. Funciones, criterios de regulación y tipos de válvulas

Las funciones de las válvulas de expansión en los sistemas de refrigeración son tres:

- Reducir la presión hasta la presión de entrada al evaporador, y por tanto provocar el enfriamiento del fluido refrigerante.
- Regular el caudal de refrigerante circulante en la máquina, adaptándolo a las necesidades de refrigeración.
- Estabilizar el evaporador ante sobrecargas, manteniendo constante el sobrecalentamiento de diseño, y en consecuencia, evitando que el compresor pueda aspirar refrigerante en estado líquido.

Suponiendo que el flujo que atraviesa la válvula es incompresible, hipótesis que se fundamenta en que el título de vapor suele ser bajo a su paso por la válvula, el gasto másico circulante sería:

$$\dot{m} = AC_d \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \quad (12.1)$$

siendo A la sección de paso realmente ofrecida por la válvula, que es función de su grado de apertura, ϕ , de forma que si éste fuera uno, la sección de paso sería la máxima sección o sección total (A_T):

$$A = \frac{A}{A_T} A_T = \phi A_T \quad (12.2)$$

Tal y como se explicó en el apartado 3.7.1 del Tema 3, el criterio básico de regulación de las válvulas de expansión en los equipos de refrigeración consiste en que al descender la temperatura del fluido refrigerante a la salida del evaporador, la válvula se cierra, es decir se reduce su grado de apertura ϕ . Por el contrario, al aumentar la temperatura de salida del evaporador, se abre la válvula. De esta forma, se adapta el gasto de refrigerante a las necesidades de refrigeración, ya que un descenso de la temperatura a la salida del evaporador indica que la evaporación se ha completado más tarde (ha ocupado más espacio del evaporador), como consecuencia de una disminución del flujo de calor desde el foco frío (por haber descendido la carga térmica en el mismo), lo que ha provocado una reducción del sobrecalentamiento. En este caso, un descenso del gasto de refrigerante restituye la situación original, lográndose el doble objetivo de adaptar el equipo a la menor necesidad de refrigeración, y de paso, proteger el compresor de la posibilidad de aspirar líquido. Por el contrario, un incremento de la temperatura a la salida del evaporador indica que la evaporación se ha completado demasiado pronto (ocupando menos espacio del evaporador) incrementándose el sobrecalentamiento, y en este caso, una reducción del gasto de refrigerante, vuelve a alargar la evaporación y a reducir el sobrecalentamiento.

En el caso de actuar el equipo como bomba de calor, la válvula está igualmente comandada por la temperatura de salida del evaporador, dada la prioridad de proteger el compresor, a pesar de que los cambios de temperatura ante variaciones de carga son menos sensibles que en el condensador. En este caso, el criterio de regulación es opuesto al anterior: cuando se reduce la temperatura a la salida del evaporador se abre la válvula y se incrementa el gasto de refrigerante, tal y como se explicó en el apartado 3.7.2. Los equipos reversibles pueden llevar válvula única, comandada por la temperatura de aspiración del compresor, tomada de un punto más cerca de éste que la válvula inversora, o bien llevar doble válvula, cada una programada con un criterio de regulación (para refrigeración o para calefacción), con la ventaja de una regulación más adecuada (apartado 3.7.3).

Las válvulas de expansión pueden ser manuales, presostáticas, termostáticas (las más comunes), de flotador o de sección constante. En los siguientes apartados se describe cada una de ellas.

9.3.2. Válvulas manuales

Las válvulas de apertura manual no tienen ningún tipo de regulación automática, y requieren personal para su accionamiento manual. Constan de un orificio que es obstruido progresivamente por un vástago (generalmente de aguja) a medida que éste se hace descender. No suelen utilizarse como sistema de expansión del fluido refrigerante en el circuito principal, pues ello requeriría unas condiciones de trabajo muy constantes.

Sus aplicaciones más comunes son los sistemas de control de nivel, la línea de sangría de aceite lubricante, o la línea paralela a la principal que habitualmente se instala por si la válvula de expansión principal sufre alguna obstrucción o avería.

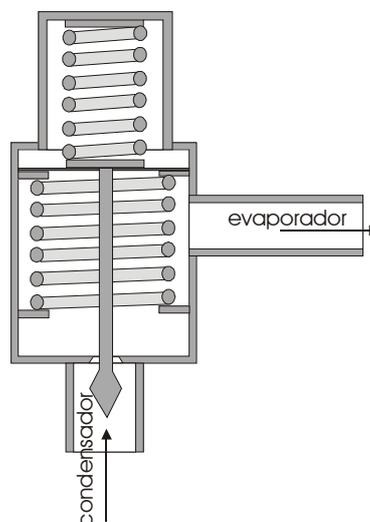


9.19. Válvula manual de Danfoss

9.3.2. Válvulas presostáticas

Su principio de funcionamiento es la tendencia a alcanzar el equilibrio de fuerzas que sobre una membrana ejerce por una parte un resorte ajustado por medio de un tornillo regulador y por otra la depresión reinante en el evaporador, de forma que si la presión en el evaporador baja, la válvula abre y si la presión en el evaporador aumenta entonces la válvula cierra.

Estas válvulas, también llamadas automáticas, no cumplen con ninguna función de regulación, y solo tienen como objetivo mantener la presión en el evaporador constante durante el régimen estacionario de funcionamiento del equipo, sirviendo de protección contra las sobrecargas. Por ejemplo, ante un incremento de la presión en el evaporador, el cierre de la válvula permite al compresor aspirar la cantidad suficiente de gases como para que la presión vuelva a recuperarse y entonces vuelve a abrirse la válvula. Además, cuando el compresor se detiene, la consiguiente elevación de la presión en el evaporador provoca su cierre, lo que proporciona seguridad al sistema.

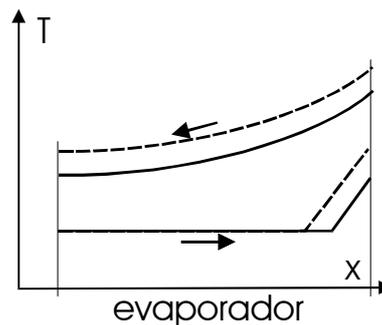


9.20. Esquema de válvula presostática

9.3.3. Válvulas termostáticas

Son válvulas idénticas a las presostáticas, pero además incorporan la actuación de la presión de un bulbo, presión que es excitada por la temperatura del ambiente en que se sumerge. Por tanto, aunque se denominen termostáticas, son en realidad, válvulas preso-termostáticas. La actuación de la presión del bulbo hace que el equilibrio de fuerzas se establezca, en este caso, entre la acción del resorte (que tiende a cerrar), la depresión en el evaporador (que tiende a abrir) y la presión del bulbo (que también tiende a abrir). De esta forma, además de mantenerse la presión del evaporador, el sistema es capaz de autorregularse a partir de la temperatura del objeto de enfriamiento o carga térmica, operando de la siguiente forma:

- Si la temperatura de la carga térmica baja, disminuye el salto térmico en el evaporador (línea continua en la Figura 9.21), la evaporación del refrigerante es más lenta, lo cual reduce el recalentamiento del vapor a la salida del evaporador, que al estar en contacto con el bulbo, reduce la presión en el capilar y provoca el cierre de la válvula.
- Si la temperatura de la carga térmica sube, aumenta el salto térmico en el evaporador (línea a trazos en la Figura 9.21), la evaporación del refrigerante es más rápida, lo cual aumenta el recalentamiento del vapor a la salida del evaporador, que en contacto con el bulbo, aumenta la presión en el capilar y provoca la apertura de la válvula.



9.21. Efecto de la carga térmica sobre la temperatura a la salida del evaporador

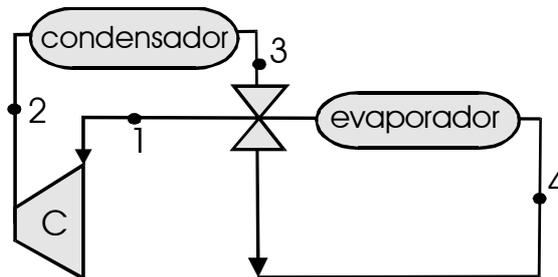
Las válvulas termostáticas se pueden clasificar en función del tipo de control y de accionamiento:

- Válvulas con control térmico y accionamiento mecánico. Son las hasta ahora mencionadas. El control térmico se ejerce desde el bulbo situado a la salida del evaporador y a través del capilar, y el accionamiento mecánico se realiza a través de la membrana.
- Válvulas con accionamiento eléctrico y control térmico. Sustituyen el accionamiento por membrana por un solenoide que, igual que en el caso anterior, es excitado por la presión del capilar. A su vez pueden ser de accionamiento directo o disponer de servoaccionamiento.
- Válvulas electrónicas. Tanto el accionamiento como el control son electrónicos. Permiten un ajuste térmico más preciso que las anteriores.



9.22. Válvulas termostáticas de accionamiento mecánico, de Danfoss

Un caso particular de las válvulas termostáticas de accionamiento térmico son las válvulas autocontenedoras, también llamadas de tipo H por la configuración de dos tubos entrantes y dos salientes, en las que en lugar de por medio de un capilar la señal térmica a la salida del evaporador se transmite por el paso directo del vapor a través de la válvula, tal como se aprecia en la Figura 9.22.



9.22. Sistema de refrigeración con válvula termostática autocontenedora

9.3.4. Válvulas de flotador

Son válvulas presostáticas que además incorporan la actuación de un depósito acumulador de líquido refrigerante en el que se mantiene el nivel del mismo gracias a un flotador. Al estar el acumulador en contacto bien con el evaporador (válvulas de flotador de baja presión) o bien con el condensador (válvulas de flotador de alta presión), la actuación del flotador responde a las variaciones de presión en el evaporador o en el condensador respectivamente.

Este tipo de válvulas tienen aplicación en los sistemas en los que el evaporador o el condensador son de tipo inundado, ya que solo de esta forma el nivel del flotador es indicativo de la intensidad del flujo de calor intercambiado.

En las válvulas de flotador de baja presión, cuando la carga térmica disminuye (supóngase equipo de refrigeración), también lo hace el salto térmico en el evaporador, por lo que la evaporación se ralentiza, el nivel de líquido sube, y la válvula tiende a cerrarse. Al contrario ocurre cuando la carga térmica aumenta. En cualquier caso, la

respuesta del sistema es muy rápida, al contrario que en las válvulas de flotador de alta presión. En éstas, cuando la carga térmica disminuye, todo ocurre igual en el evaporador (disminuye el salto térmico, se ralentiza la evaporación y sube el nivel de líquido) pero el flotador, situado ahora en el condensador, sólo detecta que el nivel en éste también sube cuando el sistema ha sido capaz de reaccionar: el gasto a través del compresor disminuye, lo que reduce el calor necesario para la condensación, y por tanto, asciende el nivel de líquido en el condensador, que provoca el cierre de la válvula (y al contrario cuando la carga térmica aumenta). Las válvulas de flotador de alta presión, por tanto, tienen tiempos de respuesta más lentos.



9.23. Válvulas de flotador de Danfoss (izqda.) y de Sea-bird (dcha.)

9.3.5. Válvulas de sección constante

No son, en realidad, válvulas, pues no modifican la sección de paso, pero se les llama así por extensión, ya que sí modifican el gasto circulante en función del salto de presión entre sus extremos. Su aplicación se restringe a máquinas domésticas sencillas, donde el bajo coste, gracias a la ausencia de partes móviles, es preponderante. Las hay basadas en orificios calibrados, o en conductos largos y estrechos (de relación longitud/diámetro entre 1000 y 5000), a los que impropiaemente se les denomina capilares.

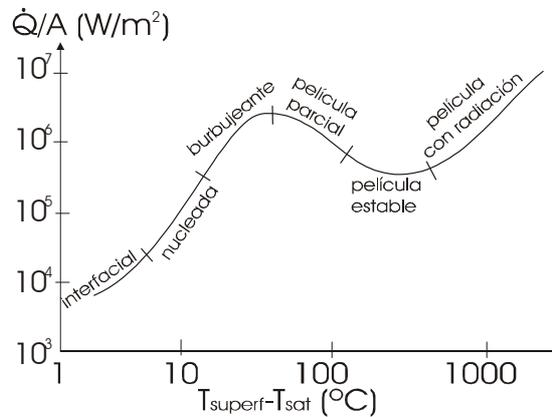
Las máquinas que disponen de este tipo de válvulas, tienen una mala capacidad de adaptación a variaciones de carga, ya que los tiempos de reestablecimiento de los niveles de presión de equilibrio son largos, lo que origina cierto aumento de consumo energético de las mismas. Son particularmente ineficientes cuando la frecuencia de operaciones arranque-parada es alta.

No obstante, casi todas las válvulas termostáticas utilizadas en refrigeración disponen de un capilar en paralelo, por el que no fluye refrigerante en condiciones normales de uso, pero que ante posibles obstrucciones de la válvula, suponen una vía de alivio del refrigerante, permitiendo al sistema mantener su funcionamiento y evitando averías.

9.4. Evaporadores

Los evaporadores son intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que baña al refrigerante que circula a su través sea superior a la de evaporación de éste, provocando así su cambio de fase total o parcial. En refrigeración, los saltos térmicos no son muy altos, con el fin de minimizar las

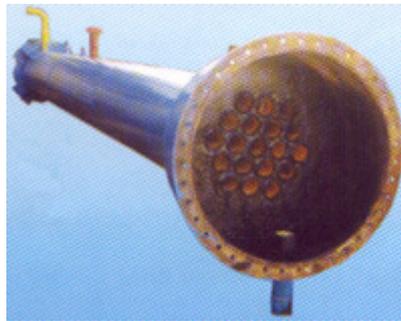
irreversibilidades térmicas. Por eso, el régimen de evaporación habitual raramente pasa de la ebullición nucleada (ver Figura 9. 24), en el que las burbujas de vapor se generan en las superficies superiores, o si lo hacen en las superficies inferiores, no alcanzan a atravesar el líquido disipándose en éste.



9.24. Regímenes de ebullición en función del salto térmico

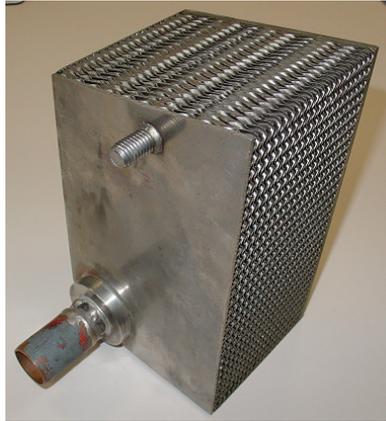
Los evaporadores pueden clasificarse en función del medio a enfriar. Cuando éste es un líquido, los evaporadores (*chillers*), a su vez, pueden ser de tipo inundado o de tipo seco:

- Evaporadores inundados. Son adecuados para caudales de líquido altos, con necesidades de enfriamiento bajas. Aseguran que la salida del refrigerante ocurre en condiciones de vapor saturado, aunque esto no garantiza que el vapor aspirado por el compresor esté totalmente seco. La evaporación de éste suele ocurrir en las superficies exteriores de los tubos, circulando el líquido a enfriar por el interior.



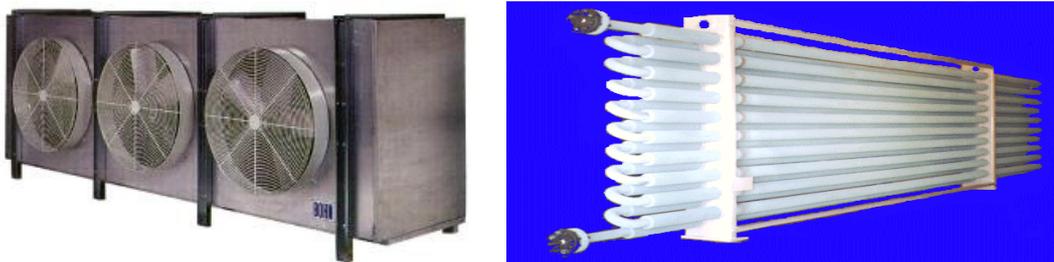
9.25. Evaporador inundado

- Evaporadores secos. Suelen ser de carcasa y tubos, o en el caso de bajas potencias, de tubos concéntricos, en ambos casos dispuestos contracorriente. También pueden ser intercambiadores de placas pequeños, como el de la Figura 9.26. En todos los casos, el refrigerante se evapora en los tubos internos. Nada garantiza la evaporación completa, por lo que debe ser el sistema de regulación el encargado de asegurar que a la salida el vapor refrigerante tenga cierto sobrecalentamiento.



9.26. Evaporador de placas para refrigeración de agua

Cuando el medio a enfriar es un gas (usualmente aire), los evaporadores se denominan baterías (*coils*). En ellos, la evaporación ocurre también en las superficies interiores. Suelen ser de flujo cruzado, y en función de las necesidades de potencia frigorífica, pueden ser de convección natural, o bien estar el flujo aire forzado por medio de ventiladores (*fan-coils*), tal y como se aprecia en las dos fotos de la figura 9.27. Una de las aplicaciones más corrientes de los *fan-coils* son los sistemas de acondicionamiento de aire, por lo que se remite al Tema 10 para mayor ilustración sobre este tipo de evaporadores.



9.27. Evaporadores de aire con convección forzada (izqda.) y natural (dcha.)

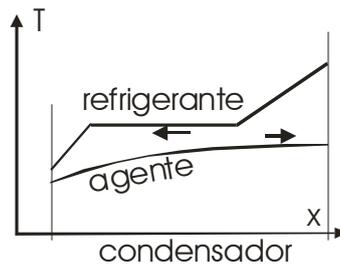
9.5. Condensadores

Los condensadores son también intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que baña al refrigerante que circula a su través sea inferior a la de condensación de éste, provocando así su cambio de fase, por lo general completo. Aunque por término medio los saltos térmicos no son muy altos, sí lo pueden ser en la sección de entrada del refrigerante, ya que éste procede de la impulsión del compresor, donde el vapor está sobrecalentado. Así pues, pueden distinguirse tres fases en el condensador, en función del estado del refrigerante (Figura 9.28):

- Enfriamiento del vapor. En este tramo del condensador el coeficiente de transmisión por convección (o coeficiente de película) es relativamente bajo, aunque como se ha dicho, los saltos térmicos suelen ser mayores que en el resto del condensador.
- Condensación. La temperatura del refrigerante permanece constante (salvo en caso de mezclas zeótropas), dependiendo el coeficiente de película del régimen de condensación. Si la condensación es por película, el coeficiente es bajo (más aún si la película es laminar que si es turbulenta, ya que en este caso la difusión térmica se

multiplica), como consecuencia de la resistencia térmica ofrecida por la película de líquido que se interpone entre el vapor y la pared. Si la condensación es por gotas, pueden lograrse valores del coeficiente de película hasta diez veces mayores que en régimen de condensación por película. No obstante, se requiere un preciso control del salto térmico para lograr mantener el régimen de condensación por gotas, que además depende de otros factores como el acabado superficial, la presión, etc. El diseño de condensadores que mantengan el régimen de condensación por gotas es un reto de investigación y de diseño en la actualidad.

- Subenfriamiento del líquido. En este tramo el coeficiente de transmisión por convección es relativamente alto, pero los saltos térmicos pueden reducirse mucho, acercándose la temperatura del refrigerante a la del agente externo.



9.28. Fases del proceso de disipación de calor en el condensador

También los condensadores pueden clasificarse en función del agente disipador. Cuando éste es aire, los condensadores se denominan baterías (*coils*) y la condensación ocurre en el interior de los tubos (Figura 9.29). En este caso la convección es, casi sin excepción, forzada con ayuda de ventiladores, lo que hace que por extensión suela denominarse a estos condensadores como aerotermos, o simplemente “aeros”. Si el agente es agua, entonces la condensación suele ocurrir en las superficies exteriores. Son habituales los intercambiadores de carcasa y tubos (Figura 9.30), para los cuales es más usual la disposición horizontal, debido a la mayor facilidad para el drenaje del líquido, si bien en el caso del refrigerante amoníaco suele utilizarse la disposición vertical. También se usan los condensadores de placas, más compactos, y son cada vez más habituales los de tubos concéntricos o coaxiales (Figura 9.31). Por último, si se combina la condensación del refrigerante con la evaporación de un líquido por necesidades industriales, o en refrigeradores en cascada, se utilizan los condensadores evaporativos.



9.29. Condensadores aerotermos de Danfoss y de Ciatesa



9.30. Condensador de carcasa y tubos de Danfoss



9.31. Condensador de tubos concéntricos de Danfoss

Un caso particular de condensador es aquel en el que tanto el refrigerante como el agente disipador son agua. Estos son condensadores de contacto, en los que los caudales de ambas corrientes se llegan a mezclar, mejorándose así la eficiencia del intercambio. Si además, como consecuencia del intercambio, la temperatura de salida puede llegar a ascender por encima de la de ebullición, se trata entonces de torres de refrigeración, que expulsan parte del caudal en forma de vapor y recuperan el resto como agua líquida. Estas, además, pueden ser de tiro inducido o de tiro forzado.

9.6. Otros elementos

9.6.1. Válvulas inversoras

En las máquinas de aire acondicionado reversibles a bomba de calor, uno de los elementos fundamentales es la válvula inversora. Es una válvula de 4 vías que permite al compresor aspirar el vapor refrigerante bien de la unidad interior o de la exterior. Estos conductos (derecho superior e izquierdo superior en la Figura 9.32) modifican el sentido del flujo al cambiar el modo operativo de la válvula, mientras que el central superior (que envía el vapor aspirado al compresor) y el inferior (que recoge el vapor de la descarga del compresor) son de dirección permanente.



9.32. Válvula inversora

9.6.2. Filtro deshidratador

Con el fin de evitar la entrada de refrigerante líquido en el compresor, así como de gotas de aceite lubricante, suelen colocarse filtros deshidratadores en la aspiración del compresor, como el de la Figura 9.33.



9.33. Filtro deshidratador

9.7. Bibliografía

1. Whitman, W.C.; Johnson, W.J. Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. Paraninfo, 2000.
2. Kreith, F. The CRC handbook of thermal engineering. CRC Press, Springer, 2000.
3. Torrella, E. La producción de Frío. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1996.
4. www.danfoss.com
5. www.ciatesa.es

TEMA 10. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

10.1. Definiciones, objetivos y aplicaciones	191
10.2. Reglamentos y normativas.....	193
10.3. Configuraciones	196
10.3.1. Clasificaciones	196
10.3.2. Sistemas unitarios	196
10.3.3. Sistemas centralizados	199
10.3.3.1. Características generales.....	199
10.3.3.2. Sistemas todo-aire.....	200
10.3.3.3. Sistemas todo-agua	201
10.3.3.4. Sistemas aire-agua	202
10.3.3.5. Distribución con refrigerante	202
10.3.4. Sistemas semicentralizados	202
10.4. Sistemas de recuperación de energía	203
10.5. Diseño de instalaciones.....	204
10.6. Bibliografía.....	204

TEMA 10. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

10.1. Definiciones, objetivos y aplicaciones

La definición más general que puede darse es la de climatización, más aún que la de acondicionamiento de aire. Se define climatización como el conjunto de operaciones destinadas a regular el ambiente de un local. Las características ambientales que pueden ser objeto de regulación son:

- **Temperatura.** El cuerpo humano se desenvuelve adecuadamente en un estrecho rango térmico, muy dependiente de su actividad. Para regular la temperatura las operaciones necesarias son de calefacción o de refrigeración
- **Grado de humedad.** El agua es el componente mayoritario del cuerpo humano, y por tanto está permanentemente intercambiando agua con el ambiente que lo rodea. Dicho intercambio depende mucho del contenido en agua del aire ambiental. Para regular este contenido se requieren procesos de humidificación o deshumidificación
- **Velocidad del aire.** La velocidad del aire pues influye mucho, a través del coeficiente de transmisión de calor por convección, sobre las sensaciones térmicas percibidas. En consecuencia, no debe ser ni excesivamente alta ni excesivamente baja. Para su regulación es necesario provocar movimiento o circulación del aire.
- **Limpieza del aire.** Al margen de exigirse unos requisitos de calidad del aire (relativos a su composición química), para asegurar la limpieza del aire se requiere eliminar las partículas en suspensión por medio de procesos de filtrado de las corrientes de circulación o renovación de aire.
- **Renovación.** La presencia de personas, máquinas o materiales que emiten sustancias, no necesariamente tóxicas, al ambiente hace necesario practicar una cierta renovación del aire, evitando por tanto el enrarecimiento del ambiente.
- **Ruido.** Sin necesidad de llegar a los umbrales de molestia, el nivel sonoro tiene gran influencia sobre la sensación de confort. Para controlar sus niveles máximos puede ser necesaria una cierta insonorización del local.
- **Otras características estéticas,** como la iluminación o la decoración del local.

Una definición más concreta es la de Acondicionamiento de Aire, que se define como el procedimiento para regular el ambiente de un local, por medio de operaciones de tratamiento del aire, es decir de sus características físicas y químicas. Según esta definición, de las características citadas se incluyen como objeto de acondicionamiento de aire la temperatura, humedad, velocidad, limpieza y ventilación.

Existen dos tipos de acondicionamiento de aire, en función del tipo de local sobre el que se realiza y de los objetivos que persiguen: acondicionamiento de confort y acondicionamiento industrial. Aunque los objetivos pueden especificarse más en función del sector de aplicación y del tipo de local, los objetivos generales del acondicionamiento de aire de confort son:

- **Lograr las condiciones idóneas para el desarrollo adecuado del cuerpo humano.** Se entiende por desarrollo el ejercicio por parte de las personas de la actividad propia del local objeto de acondicionamiento.

- Lograr que las personas perciban una sensación de bienestar y confort, durante el ejercicio de las actividades correspondientes.

Por su parte, los objetivos generales del acondicionamiento de aire industrial hacen referencia a la actividad propia de la industria y a las especiales características de los espacios industriales:

- Lograr las condiciones favorables para el desarrollo de trabajos en edificios industriales
- Lograr las condiciones favorables para la conservación de materiales y productos.

Los sectores de aplicación de los sistemas de acondicionamiento de aire son:

- Doméstico. En este sector se persigue, como objetivos concretos, lograr bienestar, confort, y como consecuencia, salud.
- Terciario. En este sector se persigue lograr condiciones de higiene salud pública, y en algunos casos incluso, de atractivo comercial.
- Industrial, o en general, laboral. En este sector se persigue en primer lugar condiciones adecuadas para el desarrollo del trabajo, en segundo, viabilidad tecnológica y en tercer lugar, productividad laboral.
- Transporte. Dependiendo del tipo de transporte, se persigue bienestar y confort durante tiempos de desplazamiento limitados y a menudo en concentraciones humanas altas.

Pero los sistemas de acondicionamiento de aire también tienen algunas contraindicaciones que es necesario tratar de evitar:

- Acondicionamiento parcial. Si se controlan solo algunas de las características del aire antes citadas, pero otras no, es posible lograr, por ejemplo, una adecuada temperatura, pero provocar al mismo tiempo una sensación de ahogo (exceso de humedad) o de sequedad (defecto).
- Acondicionamiento no personalizado. Dado que cada organismo humano requiere unas condiciones óptimas distintas, es imposible regular los sistemas de acondicionamiento en las condiciones adecuadas para todos los ocupantes del local, lo que puede provocar problemas de salud como constipados o alergias.
- Acondicionamiento deficiente. Los sistemas de acondicionamiento requieren un adecuado diseño y un correcto mantenimiento. La deficiencia en uno de estos dos aspectos puede ocasionar también problemas de salud como los antes citados, o incluso enfermedades más graves.

Las funciones de los sistemas de acondicionamiento de aire son distintas en función del periodo meteorológico o de la estación del año. En un país nortropical como España, las funciones más habituales se pueden distinguir claramente en función de la estación:

- Verano: Refrigeración, con el fin de rebajar las altas temperaturas propias de esta estación, y secado, con el fin de contrarrestar la humidificación asociada al enfriamiento del aire.

- Invierno: Calefacción, con el fin de aumentar las bajas temperaturas, y humidificación, con el fin de contrarrestar el secado provocado por el calentamiento del aire.
- Durante todo el año: Filtrado, circulación y ventilación del aire.

10.2. Reglamentos y normativas

La normativa que regula la utilización de los sistemas de aire acondicionado en España es el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE). En su versión más actual, este reglamento tiene dos antecedentes de consideración. El primero es el Reglamento de Calefacción, Climatización y Agua Caliente Sanitaria (RCCACS), aprobado en el Real Decreto 1618 de 1980. Tras casi 20 años de experiencia en la aplicación de este reglamento, los avances tecnológicos experimentados, la adecuación a los planes energéticos nacionales, la adaptación a disposiciones y directivas europeas que durante esos años se promulgaron (muchas de ellas condicionadas por la libre circulación de productos en el mercado único europeo), y la adaptación a nuevos requisitos de rendimiento, materiales de construcción y medio ambiente, obligaron a la elaboración de un nuevo reglamento, el RITE, que se aprobó en el Real Decreto 1751/1998, quedando derogado el RCCACS y las disposiciones posteriores que a él hacían referencia.

Por último, y tras casi 10 años más de experiencia con esta primera versión del RITE, se aprueba en Julio de 2007 el nuevo RITE por medio del Real Decreto 1027/2007, que deroga el RD 1751/1998, y que recoge diversas modificaciones con respecto al anterior reglamento, modificaciones que afectan principalmente a la eficiencia energética, a los nuevos requisitos de calidad del aire, a la segregación de espacios para fumadores, al uso de energías renovables y a los nuevos criterios de percepción del bienestar. Por último, algunas nuevas modificaciones al nuevo RITE, que afectan, principalmente, a las condiciones térmicas y de humedad en interiores de locales de pública concurrencia cuando éstas se logran consumiendo energías convencionales, han sido recientemente aprobadas en el RD 1826/2009.

El nuevo RITE recoge en su texto una serie de Instrucciones Técnicas (IT) que a su vez hacen referencia a diferentes normas españolas (UNE), europeas traspuestas en España (UNE-EN) o internacionales (UNE-EN ISO). De entre las normas que afectan a las instalaciones de aire acondicionado pueden señalarse, por ejemplo:

- UNE-EN ISO 7730:2005, sobre los criterios de bienestar térmico, norma que deroga la anterior UNE-EN ISO 7730:1996 sobre ambientes térmicos moderados, a la que hacía referencia el RITE de 1998. La nueva norma establece las reglas para el cálculo de los parámetros PMV (voto medio estimado – *predicted mean vote*), y a partir de éste, el PPD (porcentaje estimado de insatisfechos - *predicted percentage dissatisfied*), el cual a su vez constituye la base estadística para el cálculo de las condiciones de interior que deben lograrse en un proyecto.
- UNE-EN 13779, sobre los requisitos de ventilación, norma que deroga la UNE-100011:1991, a la que hacía referencia el RITE de 1998.
- UNE100713:2005, sobre acondicionamiento de hospitales.
- UNE100030:2005 sobre la prevención de la legionela, norma que deroga la anterior UNE 100030:1994, a la que hacía referencia el RITE de 1998.

- UNE-100001:2001, sobre condiciones exteriores, norma que deroga la anterior UNE 100001:1985, a la que hacía referencia el RITE de 1998.

Aunque el proyectista de una instalación de aire acondicionado debe conocer detalladamente el RITE y manejarlo con soltura, se han seleccionado a continuación tres apartados del mismo, que pueden considerados como los más críticos en el diseño de las nuevas instalaciones, debido especialmente a sus diferencias con la derogada versión de 1998.

En primer lugar, se muestran en la Tabla 10.1 las limitaciones establecidas en la IT 1.1.4.1 del RITE en relación a las condiciones interiores exigibles cuando se prevé una actividad metabólica sedentaria y una vestimenta típica (para otros casos ver el apartado 11.10 del tema siguiente). Las mediciones se realizan en “zona ocupada”, definida por determinadas separaciones con puertas y ventanas, suelos, paredes interiores y exteriores, etc. La temperatura operativa se calcula como la semisuma entre la medida en la zona ocupada y la temperatura media de radiación de las paredes. Suele estimarse que a una temperatura seca determinada le corresponde una temperatura operativa superior en 1° C, por lo que en la práctica pueden utilizarse para el diseño temperaturas entre 22 y 24°C en invierno y entre 24 y 26°C en verano.

	Invierno	Verano
Temperatura operativa	21-23 °C	23-25 °C
Humedad relativa	40-50 %	45-60 %

Tabla 10.1. Límites para condiciones interiores establecidos tras la última modificación del RITE

En la misma IT se establecen también las velocidades de circulación del aire en la zona ocupada, a través de la fórmula:

$$c \text{ (m/s)} = \frac{T(^{\circ}\text{C})}{100} - A \quad (10.1)$$

siendo $A=0.07$ si la circulación se realiza con difusión por mezcla (es decir con aportación de caudal exterior), y $A=0.1$ si la circulación es con difusión por desplazamiento (es decir con simple ventilación del aire interior).

En locales de usos administrativos, comerciales, culturales, de restauración, estaciones y aeropuertos, el RD 1826/2009 restringe aún más estas condiciones en su nueva I.T 3.8, exigiendo temperaturas interiores no superiores a 21°C en invierno y no inferiores a 26°C en verano, pudiendo mantenerse la humedad entre 30 y 70%.

En segundo lugar, se muestran a continuación las limitaciones establecidas en la IT 1.1.4.2 del RITE relativa a las exigencias de calidad de aire interior, denominado IDA –*indoor air*-. Por una parte, se presentan en la Tabla 10.2 las exigencias de ventilación de aire exterior en función del la calidad del IDA. Por otra parte, se presentan en la Tabla 10.3 los requisitos de filtración, en este caso en función de la calidad tanto del IDA como del aire exterior, denominado ODA –*outdoor air*-, aspecto éste que supone una novedad respecto a la anterior versión del RITE.

En la Tabla 10.2 se definen cuatro categorías de calidad de aire interior, y se recogen los mínimos de caudal o máximos de concentración requeridos al aplicar los

métodos indirectos de caudal de aire exterior por persona o por superficie y el método directo por concentración de CO₂. Basta aplicar uno de estos métodos, a elección del proyectista, si bien el de superficie solo es aplicable para espacios no dedicados a la ocupación humana, y el de CO₂ es difícil de aplicar de forma anticipada a la ejecución del proyecto. Por otra parte, en locales donde esté permitido fumar los caudales mínimos exigidos son el doble de los que se obtienen aplicando la tabla. Finalmente, las piscinas climatizadas y los hospitales, aunque se han incluido en las categorías de locales, tiene sus normas específicas para el cálculo de los caudales de ventilación.

Categoría del local	Definición	Caudal por persona (l/s)	Caudal por superficie (l/s.m ²) ⁽¹⁾	Concentración de CO ₂ (ppm v/v) ⁽²⁾
IDA 1	Calidad óptima (hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías)	25	No aplicable	350
IDA 2	Calidad buena (oficinas, residencias, museos, aulas y piscinas)	12.5	0.83	500
IDA 3	Calidad media (centros comerciales, cines, teatros, habitaciones de hoteles, restaurantes, bares, gimnasios, salas de fiestas)	8	0.55	800
IDA 4	Calidad baja (almacenes, pasillos)	5	0.28	1200
(1) Solo aplicable a locales sin ocupación humana permanente				
(2) Concentraciones por encima de la ambiental				

Tabla 10.2. Caudales mínimos de aire exterior establecidos por el RITE

En la Tabla 10.3 se definen cinco categorías de calidad de aire exterior, que condicionan, como también lo hace la calidad del aire interior, las exigencias de filtración. La identificación de las clases de filtros se realiza por medio de una letra (tipo de filtro) y una cifra numérica que es creciente con la eficacia del filtro, según se establece en la norma UNE-EN 779. La necesidad de instalar tales calidades de filtros en los equipos de aire acondicionado es una de las exigencias más difíciles de cumplir del nuevo reglamento, pues estos filtros generan pérdidas de carga muy superiores a las habituales, hasta el punto de que los ventiladores instalados en éstos a menudo tienen potencias insuficientes para vencerlas.

Categoría del aire exterior	Definición	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	Aire puro, que eventualmente puede contener partículas de polen	F9	F8	F7	F6
ODA 2	Aire con altas concentraciones de partículas sólidas	F7/F9	F8	F7	F6
ODA 3	Aire con altas concentraciones de contaminantes gaseosos	F7/F9	F6/F8	F6/F7	G4/F6
ODA 4	Aire con altas concentraciones de contaminantes gaseosos y de partículas	F7/F9	F6/F8	F6/F7	G4/F6
ODA 5	Aire con muy altas concentraciones de contaminantes gaseosos y de partículas	F6/GF/ F9	F6/GF/ F9	F6/F7	G4/F6

Tabla 10.3. Exigencias de filtración del aire exterior establecidas por el RITE.
G: filtros gruesos o prefiltros; F: filtros finos u opacimétricos; GF: filtros químicos.

En tercer lugar se describen a continuación las exigencias de recuperación de energía exigidas en la IT 1.2.4.5 del RITE. Por una parte, se rebaja a 70 kW la potencia mínima a partir de la cual se exige la presencia de subsistemas de enfriamiento con aire exterior (*free cooling*, ver apartado 10.4) a los sistemas centralizados del tipo todo aire. Y por otra parte, se exige la instalación de recuperadores (ver igualmente apartado 10.4) en sistemas que expulsen al exterior caudales superiores a 0.5 m³/s, con el requisito adicional de que las eficacias de dichos recuperadores sean superiores a unas determinadas. Los valores mínimos de estas eficacias son crecientes tanto con el caudal expulsado como con las horas de funcionamiento anuales de los equipos.

10.3. Configuraciones

10.3.1. Clasificaciones

Los sistemas de aire acondicionado pueden clasificarse en función del grado de descentralización del equipo de generación de frío con respecto a los sistemas de distribución al espacio o espacios a acondicionar. Esta clasificación distingue los equipos descentralizados o unitarios, en los que la generación y la distribución se realizan en una misma unidad, los sistemas centralizados, en los que una red de conductos distribuye el frío generado por una unidad central, y los sistemas semicentralizados, que son una combinación de los anteriores. En los apartados siguientes se describen estos tres tipos de sistemas, y a su vez se clasifican los centralizados con más detalle, por ser los de mayor importancia en el sector del aire acondicionado.

10.3.2. Sistemas unitarios

Los sistemas unitarios son los aparatos individuales de acondicionamiento de aire, que encuentran en el doméstico su principal sector de aplicación. Sus funciones se limitan habitualmente a la refrigeración, la calefacción, el filtrado y la ventilación. Por el contrario, su capacidad para proporcionar renovación de aire es muy pequeña, o nula (salvo en el caso de los sistemas de aire perdido). Suelen utilizar el propio aire del exterior como medio de disipación de calor en el condensador. Las potencias frigoríficas de estos equipos son bajas: entre 2000 y 8000 frigorías/hora.

Estos equipos son casi siempre más caros (en relación a su potencia frigorífica) que los sistemas centralizados o semicentralizados, por lo que su utilización se concentra en locales que no disponen de un proyecto general de sistema de acondicionamiento, como suele ser el caso de los edificios de viviendas, o que aunque dispongan de él, no pueden aprovecharlo por tener requerimientos específicos. Los tipos de equipos unitarios más comunes son:

- Sistemas de aire perdido. Constan de un armario individual, en el que se recoge aire íntegramente del exterior, y se impulsa hacia el interior del local, asegurando por tanto, una renovación completa. Existen dos tipos de sistemas de aire perdido:
 - Equipos con *fan-coil*. En el interior del conducto el aire se canaliza a través de un evaporador de tipo *fan-coil*. Son sistemas caros y de baja eficiencia energética. Sin embargo, este sistema tiene la ventaja de asegurar una limpieza máxima y eliminar eficazmente cualquier contaminación química o bacteriana generada en el interior del local. Son equipos típicamente utilizados en quirófanos o salas blancas.

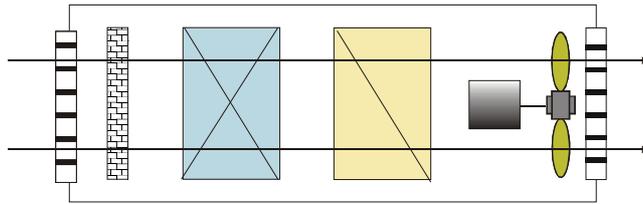


Figura 10.1. Sistema de aire perdido

- Lavadores unitarios. Estos equipos prescinden del *fan-coil* (no usan por tanto ningún fluido refrigerante). Se limitan a una humectación de la corriente de aire por rociado de agua, con el consiguiente enfriamiento y disponen de un sistema de retención de agua a la salida. Se utilizan en instalaciones de aire acondicionado para espacios industriales que requieren un buen control de humedad y tienen bajas cargas térmicas.
- Equipos portátiles. Llevan integrados en una unidad móvil, todos los elementos del sistema de refrigeración. Recogen aire del interior, por lo que no resuelven la renovación. Además su eficiencia es muy baja ya que el condensador disipa calor en el mismo local. Su atractivo comercial reside en la portabilidad.



Figura 10.2. Equipos portátiles de acondicionamiento de aire

- Sistema tipo ventana. Constan también de un armario individual que atraviesa la pared del local, pero a diferencia del caso anterior, recogen el aire íntegramente del interior del local. No resuelven por tanto la renovación del local, que debe asegurarse por puertas y ventanas (en viviendas), o con sistemas de renovación independientes del sistema de acondicionamiento de aire (solución habitual hoteles u hospitales). Sin embargo, ocasionalmente los equipos disponen de una pequeña compuerta que permite una cierta renovación. La eficiencia energética de estos equipos es mejor que la de los de aire perdido. Los principales sectores de aplicación son el doméstico y el terciario.

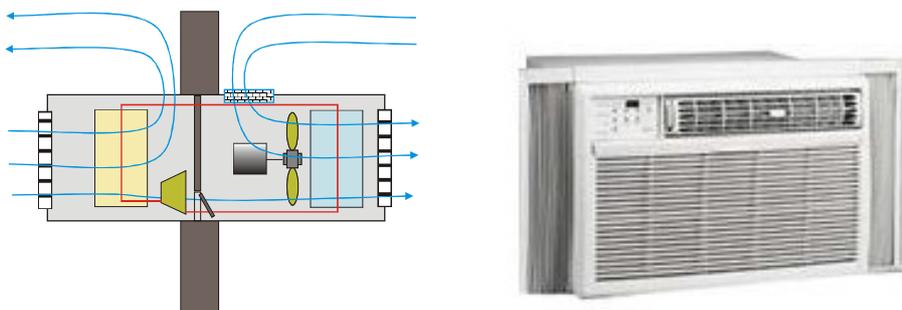


Figura 10.3. Equipo tipo ventana. Esquema, y fotografía de equipo de Frigidaire

- Sistema partido (tipo *split*). Constan de doble armario. Una unidad exterior contiene el condensador y el compresor (para evitar ruidos nunca se sitúa en el interior), mientras que la unidad interior comprende el evaporador y normalmente la válvula de expansión. Al intercambiar el evaporador calor con aire íntegramente del interior, tampoco provocan renovación del aire, debiendo ésta asegurarse con sistemas independientes o por puertas y ventanas. Este tipo de sistema es el más utilizado en el sector doméstico y también prolifera en el terciario. Sin llegar a considerarse un sistema semicentralizado, existe la posibilidad de duplicar las unidades interiores, logrando así una cierta modularidad y opcionalidad de funcionamiento. Los equipos partidos se pueden a su vez clasificar en función de la ubicación en el local de la unidad interior:
 - De pared o mural. Son equipos que se cuelgan de la pared del local.
 - De techo, o “*cassette*”. Se cuelgan del techo.
 - De falso techo o baja silueta. Se ubican en el falso techo evitando quedar a la vista. Impulsan el aire frío a través de rejillas de comunicación con el local.
 - De suelo. Se colocan sobre un soporte sobre el suelo, pudiendo adoptar una disposición vertical u horizontal (ésta solo adecuada en grandes espacios).



Figura 10.4. Unidades interior, de tipo mural (izqda.), y exterior (dcha.) de un equipo partido de la marca Hitachi



Figura 10.5. Unidades interiores de tipo cassette, de la marca Ciatesa

- Sistema compacto. Constan de un único armario, situado en el exterior, que contiene todos los elementos (condensador, evaporador, compresor y válvula). El ciclo de frío tiene lugar de forma completa en dicho armario, desde el que sale un conducto de aire para la impulsión y entra otro con el retorno, cerrando el circuito. A no ser que el conducto de impulsión de aire disponga de un sistema de mezcla con el aire exterior, lo cual es más propio de los sistemas centralizados, estos equipos tampoco garantizan la renovación del aire. Este tipo de sistema se utiliza en los sectores industrial y terciario, y en menor medida en el sector doméstico.

Además puede ser de tipo aire-aire o agua-aire, en función del fluido sobre el que el condensador disipa el calor.



Figura 10.6. Unidades compacta de tipo aire-aire, de la marca Ciatesa

10.3.3. Sistemas centralizados

10.3.3.1. Características generales

Los sistemas centralizados constan de una unidad central, donde se genera el frío (o bien se hace posible su generación), unida a una red de conductos que se encarga de la distribución a diferentes locales. Tienen sistemas de regulación centralizados, por lo que disponen de menor versatilidad y adaptabilidad e las condiciones de uso particulares de cada local, que en el caso de los sistemas unitarios. Entre los elementos contenidos en la unidad central, figuran el compresor y el condensador, donde se disipa el calor generalmente con agua, ya que por el tamaño de estos equipos el aire difícilmente tiene la suficiente capacidad de disipación. A su vez el agua circula en circuito cerrado enfriándose en torres de refrigeración. Las unidades centrales de estos sistemas pueden alcanzar potencias frigoríficas de hasta 200000 fg/h.

Los sistemas centralizados tienen la ventaja de que tanto la instalación como la explotación resultan mucho más baratas que si se instalaran sistemas unitarios. Esto es debido a las siguientes razones:

- Posibilidad de adjudicar el coste de la instalación de la red de conductos a los costes de inversión del edificio
- Se eliminan los gastos de obras realizados ex-profeso, habituales cuando se instalan sistemas unitarios.
- Posibilidad de montaje de conductos por medio de elementos prefabricados
- Posibilidad de simplificar la instalación al unificar elementos del sistema
- A igualdad de potencia frigorífica, el consumo energético de un sistema de gran tamaño y potencia es siempre inferior al de varios sistemas más pequeños.

A los argumentos anteriores hay que añadir que los sistemas centralizados ofrecen posibilidades de optimización energética como el “Free cooling” o los recuperadores.

Las unidades centrales de los sistemas centralizados pueden ubicarse en la cubierta del edificio, denominándose en este caso sistemas “roof-top”, o bien en espacios independientes habilitados al efecto en el exterior del edificio.



Figura 10.7. Unidades centrales de sistema “roof-top” de las marcas Ciatesa (izqda) y Carrier (dcha)

Los sistemas centralizados pueden clasificarse en función del fluido encargado de la distribución del frío, que circula por las conducciones.

10.3.3.2. Sistemas todo-aire

Los sistemas todo-aire son aquellos en los que el fluido distribuidor del frío es aire. En este caso, el evaporador del sistema también está ubicado en la unidad central, que suele denominarse Unidad de Tratamiento de Aire (UTA), de forma que el aire frío producido en ésta se distribuye por los locales a acondicionar. Debido al bajo calor específico de aire, este tipo de sistemas, ventajoso por procurar renovación y ventilación del aire, encuentra mayores dificultades que otros para una regulación precisa y rápida. Sus unidades centrales son voluminosas y se utilizan en edificios de muchos pisos, garajes, fábricas, hospitales, que dispongan de un espacio ex-profeso para dicha unidad. Existen cuatro opciones para lograr la regulación de estos sistemas:

- Por batería de calor. Una vez enfriado en la unidad central, se calienta el aire por baterías de calor, generalmente eléctricas, para evitar temperaturas excesivamente bajas en algunos locales. Esta solución es energéticamente poco eficiente.
- Por caudal variable (*variable air volume* –VAV- en inglés). Este sistema requiere la instalación en cada unidad distribuidora de rejillas y ventilador regulables en función de las necesidades térmicas de cada local. El inconveniente es que al variar el caudal también se modifica la intensidad de ventilación, por lo que este sistema solo el indicado cuando las necesidades de variación de caudal varían menos del 20%.
- Por by-pass. Consiste en modificar el caudal de aire enfriado, y mantener constante el caudal suministrado al local, completando el aire frío con aire recirculado del propio local. Se evita así el posible problema de exceso de ventilación.
- Por doble conducto. Este sistema requiere instalar una doble conducción para caudales de aire frío y de aire caliente, de forma que en cada local se ubica una unidad terminal de mezcla, en la que tiene lugar la mezcla entre las corrientes en las proporciones adecuadas para sus necesidades térmicas.

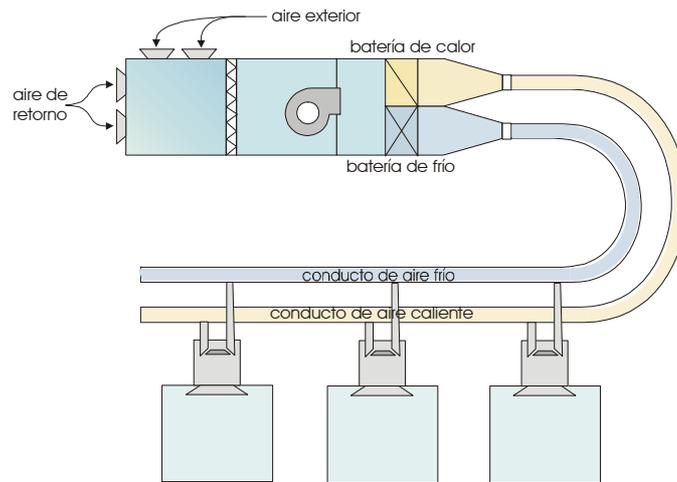


Figura 10.8. Esquema de un sistema todo-aire con regulación por doble conducto



Figura 10.9. Conductos de distribución de aire de un sistema todo-aire

10.3.3.3. Sistemas todo-agua

Los sistemas todo-agua son aquellos en los que el fluido distribuidor del frío es agua. También es en la unidad central donde queda ubicado el evaporador, si bien en este caso éste se encarga de absorber calor de una corriente de agua (y se clasifica por tanto como “*chiller*”). El agua actúa por tanto como fluido frigorífero, es decir, únicamente encargado de transportar el frío. Su mayor calor específico permite a estos equipos una más precisa regulación si necesidad de recurrir a soluciones como las descritas en el apartado anterior. No proporcionan renovación del aire, a no ser que se practiquen aberturas para entrada de aire exterior en la pared en la que se ubican las unidades interiores (si éstas consisten en convectores). Una vez el agua alcanza los locales a acondicionar, el enfriamiento del aire del local tiene lugar por medio de intercambiadores agua-aire (las unidades interiores) que pueden ser de los siguientes tipos:

- Convectores o *fan-coils*
- Radiadores
- Paneles radiantes en el suelo o en el techo

La unidad central ocupa menos espacio que las de todo-aire, y lo mismo ocurre con las tuberías de distribución. Se utilizan en hoteles, oficinas, fábricas, centros médicos, etc. Además, debido a su menor necesidad de una infraestructura específica

tienen aplicación en edificios existentes o rehabilitados que se deciden acondicionar térmicamente.

10.3.3.4. Sistemas aire-agua

Los sistemas aire-agua utilizan ambos fluidos como distribuidores del frío. Pretenden combinar las ventajas de control de los sistemas todo-agua con las de renovación y ventilación de aire de los todo-aire. El evaporador, igualmente ubicado en la unidad central, absorbe calor de una corriente de agua, parte del cual se emplea a su vez para el enfriamiento (generalmente por rociado) de otra corriente de aire a presión (con una sobrepresión entre 0.1 y 0.2 bar) por conductos más reducidos que los de los sistemas todo-aire. Ambas corrientes (la del agua restante y la de aire a presión) transportan el frío a los locales, en los que se ubican las unidades de inducción (*chilled diffusers*). En estas unidades, el aire a presión se acelera en unas toberas, e induce cantidad de movimiento a otra corriente de aire de retorno, tras enfriarse ésta última al atravesar un serpentín por el que circula la corriente de agua fría. Su campo de aplicación comprende tanto al de los sistemas todo-aire como al de los todo-agua.

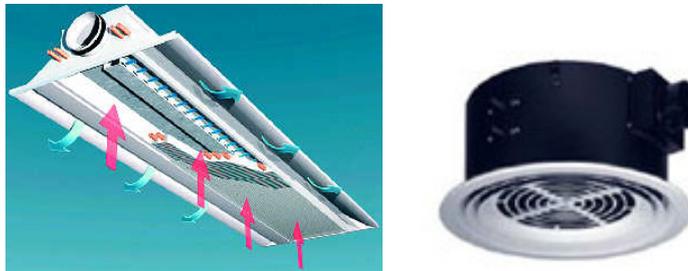


Figura 10.10. Inductores de techo rectangular (*FläktWoods*, izqda) y circular (*TroxTechnik*, dcha.)

10.3.3.5. Distribución con refrigerante

En este caso es el propio fluido refrigerante el que, tras disipar calor en el condensador de la unidad central se reparte y distribuye hacia los diferentes locales, en los que tiene lugar el enfriamiento del aire por medio de evaporadores. El control térmico en estos sistemas se realiza por variación del caudal de refrigerante destinado a cada local. Estos sistemas permiten también un control preciso, pero tienen como inconvenientes la necesidad de mayor volumen de refrigerante en circulación, y la dificultad de controlar las posibles fugas de refrigerante, por lo que son poco adecuados para grandes instalaciones, y más propios, por tanto, de sistemas semicentralizados.

10.3.4. Sistemas semicentralizados

Existen sistemas que no pueden clasificarse ni como unitarios ni como centralizados, y que tratan de aprovechar las ventajas de ambos. Se pueden denominar sistemas semicentralizados, y disponen de una unidad central de tamaño intermedio y de una red de conductos de distribución destinados al acondicionamiento de un número pequeño de locales. La unidad central puede localizarse en cubierta (*roof-top*), en el falso techo, y si alcanzan determinado tamaño, en un espacio independiente. Tienen sistemas de regulación centralizados, por lo que disponen de menor adaptabilidad que los sistemas unitarios, si bien este problema no suele ser tan grande como en los centralizados dado que la diferencia de condiciones entre los locales suele ser menor. La disipación de calor en el condensador puede hacerse con agua e incluso con aire. En el

primer caso suele ser necesaria la ayuda de una torre de refrigeración, y aún así se ahorra espacio. En el caso de disiparse el calor con aire es necesaria la presencia de ventiladores. Estos sistemas permiten aprovechar las ventajas de los sistemas unitarios (cierta versatilidad) y de los centralizados (menor coste, diseño del sistema desde el proyecto de obra, mayor eficiencia). También permiten la utilización del sistema de compensación por comparación entálpica (*free cooling*). Los fluidos distribuidores pueden ser aire (asegurando la renovación y ventilación) o el propio refrigerante (situando los evaporadores en las unidades terminales), ya que en este rango de tamaños rara vez se justifica la instalación de redes de agua como fluido frigorífero.

10.4. Sistemas de recuperación de energía

En el apartado 10.2 se han descrito las exigencias de recuperación de energía establecidas en el RITE para instalaciones centralizadas a partir de una potencia o caudal determinados.

El sistema “*Free cooling*” consiste en conducir la corriente de aire a través de la batería de frío o de un intercambiador de calor conectado con la torre de refrigeración, pudiéndose, en este caso, desconectar la batería de frío, como se indica en la Figura 10.11. El sistema “*Free cooling*” no está libre de consumo energético a pesar de su denominación, ya que en cualquier caso ventiladores y bombas de circulación deben permanecer en marcha. La regulación del sistema se realiza por comparación de temperaturas entre el interior y el exterior, de forma que la batería se desconecte cuando la temperatura del exterior es inferior a la del interior. Por tanto, este sistema es adecuado para casos de condiciones exteriores suaves.

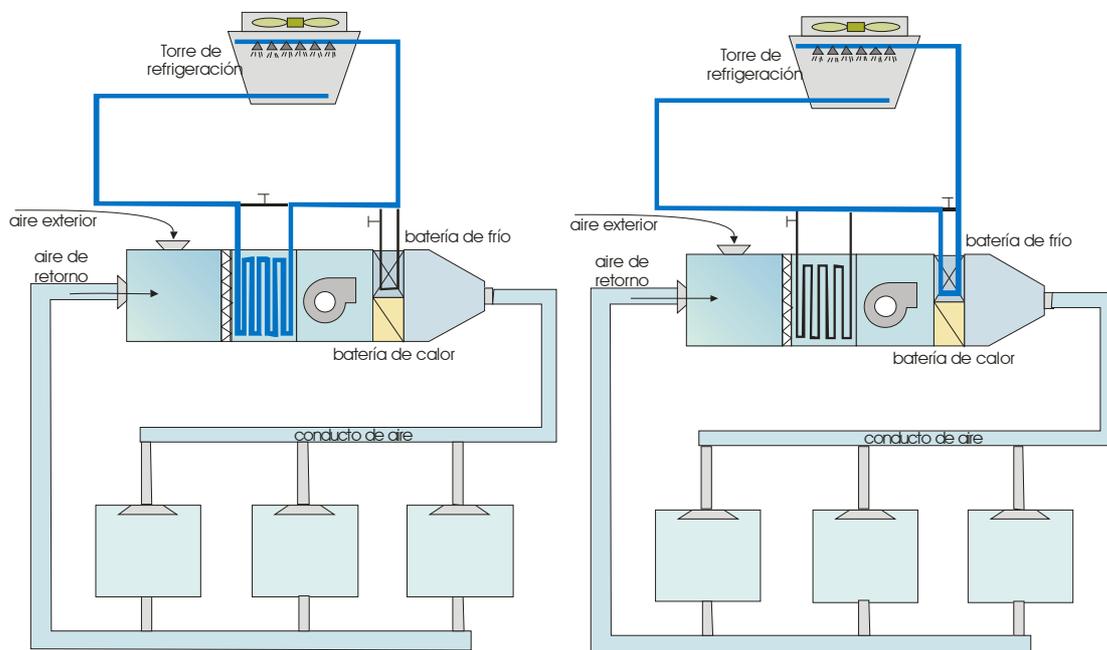


Figura 10.11. Sistema “*Free cooling*”. A la izquierda, el sistema funciona por intercambio de calor, con la batería desconectada. A la derecha, el sistema funciona normalmente.

En el caso opuesto de condiciones exteriores severas, la batería debe estar en marcha, y el ahorro energético puede proceder de la presencia de recuperadores que

intercambien calor entre el interior, más frío y el exterior, más caliente. Un esquema y fotografía de recuperador con intercambiador de placas se muestra en la Figura 10.12. No obstante, las altas exigencias de eficacia establecidas por el RITE deben obligar a instalar en estos equipos recuperadores más voluminosos y eficaces que los que hasta ahora se han instalado, y en muchos casos será necesario recurrir a los intercambiadores regenerativos en lugar de los típicos intercambiadores de placas.

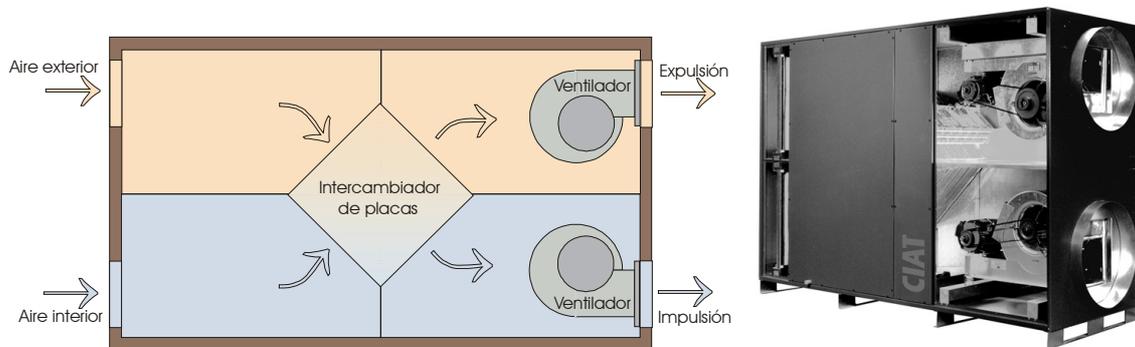


Figura 10.12. Sistema de recuperación de energía. Esquema y fotografía de equipo Ciat

10.5. Diseño de instalaciones

Los anteriores apartados describen los tipos de sistemas y de equipos que pueden seleccionarse para una instalación de aire acondicionado. Sin embargo, el diseño de una instalación debe completarse con otras consideraciones previas. A continuación se citan, ordenadamente, las fases que debe cumplir el diseño de una instalación de aire acondicionado:

- Recopilación de datos del local. Algunos de estos datos dependen de la ubicación del local (orientación, latitud, altitud, entorno, etc.) y otros de sus elementos constructivos u objetivos de uso (superficie, volumen, aislamientos, ventanas, normativa aplicable, etc.)
- Cálculo de cargas térmicas. Los procedimientos para el cálculo de las cargas térmicas se describen en el Tema 13.
- Elección del tipo de sistema, de entre los descritos en el apartado 10.3 (unitarios, centralizados o semicentralizados, y dentro de estos, el subtipo de sistema).
- Cálculo de las redes de distribución de fluidos. Los procedimientos para el cálculo de los conductos de distribución se describen en el Tema 14.
- Elección de las unidades o equipos. En esta fase es necesario un conocimiento de la oferta de mercado y requiere realizar un estudio de calidades que debe tener en cuenta aspectos técnicos, de seguridad y medioambientales, al tiempo que un estudio presupuestario.

10.6. Bibliografía

1. Wang, S.K.; Lavan, Z.; Norton, P. Air conditioning and refrigeration engineering. CRC Press, USA, 2000.
2. Pinazo, J.M. Manual de climatización. Tomo I. Transformaciones psicrométricas. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1995.

3. Carrier Air Conditioning. Manual de aire acondicionado. Marcombo. Barcelona, 1999.
4. Galdón, F.; Calvo, T. Curso de instalador de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria. El instalador. 7ª edición. Madrid, 2001.
5. Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación DTIE 9.01. Sistemas de climatización. Atecyr. El Instalador. 2001.
6. Real Decreto 1027/2007 de 20 de Julio de 2007. Boletín Oficial del Estado, nº 207, Agosto 2007.
7. Real Decreto 1826/2009 de 27 de Noviembre de 2009. Boletín Oficial del Estado, nº 298, Diciembre 2009.

TEMA 11. VARIABLES Y DIAGRAMAS PSICROMETRICOS

11.1. El aire atmosférico.....	209
11.2. Efectos de la altitud	210
11.3. Presión parcial	214
11.4. Presión de vapor de saturación	215
11.5. Humedad absoluta y humedad relativa.....	217
11.6. Entalpías.....	219
11.6.1. Entalpía del aire húmedo	219
11.6.2. Entalpía del agua líquida y sólida saturadas.....	221
11.7. Volumen específico densidad del aire húmedo.....	221
11.8. Temperaturas psicrométricas.....	222
11.8.1. Definiciones	222
11.8.2. Temperatura de rocío	222
11.8.3. Temperatura húmeda	223
11.9. Diagramas psicrométricos	225
11.9.1. Generalidades.....	225
11.9.2. Diagrama Carrier	225
11.9.3. Diagrama Ashrae.....	227
11.9.4. Diagrama de Mollier	227
11.10. Parámetros de bienestar	228
11.11. Bibliografía.....	230

TEMA 11. VARIABLES Y DIAGRAMAS PSICROMETRICOS

11.1. El aire atmosférico

La atmósfera terrestre se compone de aire. Su composición ha evolucionado a lo largo de miles de millones de años, pero se cree las variaciones a lo largo de los últimos 50 millones de años han sido muy escasas, gracias a la estabilidad que le proporcionan los ciclos de regeneración del carbono, el nitrógeno y el oxígeno principalmente. La atmósfera se estructura en capas (troposfera, estratosfera, mesosfera, ionosfera y magnetosfera), de las cuales solo la primera tiene interés para abordar el estudio de la psicrometría. En dicha capa, el aire contiene entre diez y veinte gases distintos, pero se compone mayoritariamente de nitrógeno (N_2), y de oxígeno (O_2), aunque además contiene argón, anhídrido carbónico (CO_2) y agua (H_2O), esta última en composición muy variable en función de la zona geográfica, altitud, época del año, hora del día o situación meteorológica. Contiene también trazas de otros gases, algunos de ellos contaminantes, en concentraciones aún menores, como neón, helio, cripton, metano, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno o de azufre, etc. La proximidad a núcleos urbanos o industriales que provoca el incremento de la concentración de contaminantes, de la humedad y, en cierta medida de la concentración de anhídrido carbónico, si bien éste se difunde rápidamente, mientras que la proximidad a zonas con vegetación ejerce el efecto opuesto.

Como la de cualquier compuesto, la composición del aire se puede expresar en términos de masa, número de moles y volumen. En el primer caso se emplea la fracción másica de los componentes, Y , y en los otros dos casos se emplea la fracción molar, que para gases es equivalente a la fracción volumétrica, X .

$$X_i = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad Y_i = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad (11.1)$$

La composición estándar del aire seco (as), es decir en condiciones de altitud cero (nivel del mar) y excluyendo su contenido en agua, se muestra en la Tabla 11.1 tanto en términos molares como másicos.

Elemento	Peso molecular, PM_i (kg/kmol)	Fracción molar, X_i	Fracción másica, Y_i
N_2	28.02	0.78082	0.75517
O_2	32.00	0.20946	0.23140
Ar	39.95	0.00934	0.01288
CO_2	44.01	0.00038	0.00058
H_2O	18.00	0	0

Tabla 11.1. Composición estándar del aire seco

El peso molecular del aire se obtiene a partir de la composición molar del aire y de los pesos moleculares de sus componentes, también mostrados en la Tabla 11.1:

$$PM_{as} = \sum X_i PM_i = 28.9646 \text{ kg/kmol} \quad (11.2)$$

Y la conversión entre fracción molar y fracción másica es:

$$Y_i = X_i \frac{PM_i}{PM_{as}} \quad (11.3)$$

Sin embargo, el aire atmosférico nunca es del todo seco. Su contenido en agua, en cualquier caso inferior al 3% en masa, modifica su composición, manteniendo la proporcionalidad entre el resto de componentes, pudiendo calcularse cada uno de éstos como:

$$X_{i \neq H_2O}(a) = X_{i \neq H_2O}(as) [1 - X_{H_2O}(a)] \quad (11.4)$$

$$Y_{i \neq H_2O}(a) = Y_{i \neq H_2O}(as) [1 - Y_{H_2O}(a)] \quad (11.5)$$

Aplicando la ecuación 11.2 es posible también en este caso obtener el peso molecular del aire húmedo, que puede expresarse en función de la fracción molar de agua:

$$PM_a = \sum X_i PM_i = 28.9646 - 10.9493 X_{H_2O} \quad (\text{en kg/kmol}) \quad (11.6)$$

11.2. Efectos de la altitud

La altitud sobre el nivel del mar, z , tiene un importante efecto sobre las condiciones en las que se encuentra el aire y sobre su composición. Por una parte, la presión del aire disminuye a medida que crece la altitud del punto de medida, debido a la reducción del peso de la columna que soporta por encima, reducción que se debe tanto a la menor altura de la columna como a la menor densidad, ρ , del aire que la ocupa. Más concretamente, la variación de la presión a lo largo de un elemento diferencial de altura es debida al peso del aire que ocupa ese elemento por unidad de sección, es decir:

$$\frac{dp}{dz} = -g\rho \quad (11.7)$$

Este doble efecto de disminución de la presión y de la densidad no es el único efecto de la altitud que puede afectar al desarrollo de actividades humanas. Además, debido al diferente peso molecular de los diferentes componentes del aire, éste varía también su composición. En un elemento diferencial de volumen, este cambio de composición es causado por la variación de la presión parcial de cada componente i generada como consecuencia de su diferencia de peso con respecto al de la mezcla de gases:

$$\frac{dp_i}{dz} = -g \frac{dn_i (PM_i - PM_a)}{dV} \quad (11.8)$$

No es objeto de la psicrometría estudiar las condiciones del aire más allá de la troposfera, pero si conviene al menos conocer qué ocurre en el espesor atmosférico en el que puede existir población humana. Para ello, es necesario aceptar alguna hipótesis en relación a las siguientes cuestiones:

- Comportamiento termodinámico del aire. La hipótesis más habitual en psicrometría es asumir comportamiento de gas ideal, ya que el factor de compresibilidad del aire, cuando la presión es inferior a 1 atm y la temperatura rara vez sobrepasa los límites $[-20,50]$ °C, es muy próximo a la unidad (ver parámetros críticos del aire en Tabla 7.1), y por tanto el error cometido al considerarlo como gas perfecto es muy pequeño. Expresada en función de la densidad, ρ , la ecuación de estado del gas ideal (siendo R_a la constante másica del aire):

$$p = \rho R_a T \quad (11.9)$$

- Perfil térmico de la columna de aire. La hipótesis más sencilla consiste en asumir que la temperatura es uniforme al variar la altitud (columna isoterma). Sin embargo, esta hipótesis puede no ser muy precisa ya que es conocida la reducción de temperatura del aire con la altitud a lo largo del espesor de la troposfera (algo más de 10 km). Esta reducción puede manifestarse, bien asumiendo una tasa de enfriamiento constante (puede tomarse, por ejemplo, 6.5 K/km), o bien un perfil triangular con una temperatura constante de -55°C a 11000 m de altitud. En cualquier caso, en el rango de altitud habitable, la gran cantidad de factores que pueden influir sobre la temperatura del aire hace muy difícil disponer de hipótesis adecuadas. Debe tenerse presente, por tanto, que las expresiones que siguen permiten sólo obtener valores orientativos, y que las variaciones locales de temperatura pueden corregir dichos valores.

Asumiendo comportamiento del aire como gas ideal, las variaciones de la presión con la altitud (ecuación 11.7) y de la fracción molar del componente i con la altitud (ecuación 11.8) se transforman en (haciendo uso de la expresión 11.22, expuesta más adelante):

$$\frac{dp}{p} = -\frac{g}{R_a T} dz \quad (11.10)$$

$$\frac{dX_i}{X_i} = -\frac{g}{RT} (PM_i - PM_a) dz \quad (11.11)$$

Siendo R la constante universal de los gases. Si se asume un perfil isoterma de la columna de aire, la integración de estas ecuaciones desde la altitud del nivel del mar hasta una genérica conduce a sendas leyes exponenciales:

$$p(z) = p(z=0) e^{-\frac{gz}{R_a T}} \quad (11.12)$$

$$X_i(z) = X_i(z=0) e^{-\frac{gz}{RT} (PM_i - PM_a)} \quad (11.13)$$

Mientras que si se asume un perfil triangular $dT=Kdz$, la integración de las anteriores ecuaciones diferenciales da como resultado leyes de tipo potencial:

$$p(z) = p(z=0) \left(\frac{T}{T(z=0)} \right)^{-\frac{g}{R_a K}} \quad (11.14)$$

$$X_i(z) = X_i(z=0) \left(\frac{T}{T(z=0)} \right)^{-\frac{g}{RK}(PM_i - PM_a)} \quad (11.15)$$

Los resultados de presión ambiental obtenidos con ambas hipótesis se representan en la Figura 11.1 para valores de altitud en el rango habitable, y en el caso de columna isoterma, para diversos valores de la temperatura de ésta.

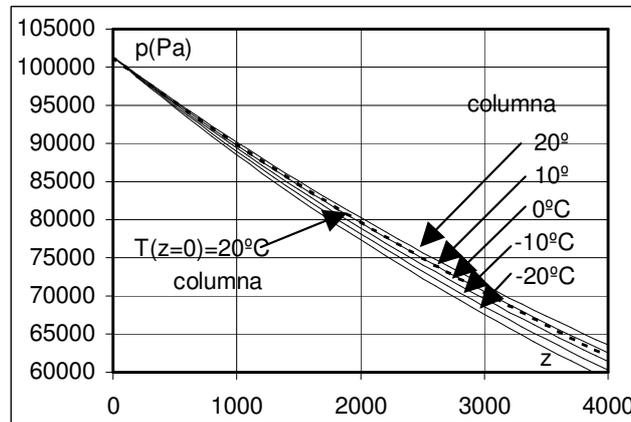


Figura 11.1. Efecto de la altitud sobre la presión atmosférica. Líneas continuas: columna isoterma. Línea a trazos: Columna triangular con vértice en -55°C a 11000 m de altitud.

En concreto, la fracción molar de oxígeno en el aire disminuye con la altitud, al ser el oxígeno ($PM_{\text{O}_2}=32 \text{ kg/kmol}$) más pesado que el aire ($PM_a < 29 \text{ kg/kmol}$), tal y como se observa en la Figura 11.2, al aplicar las dos hipótesis de perfil térmico planteadas. Por el contrario, la fracción molar del nitrógeno aumenta ligeramente al ser algo menos pesado que el aire. La combinación de estos dos efectos hace que el peso molecular del aire disminuya ligeramente.

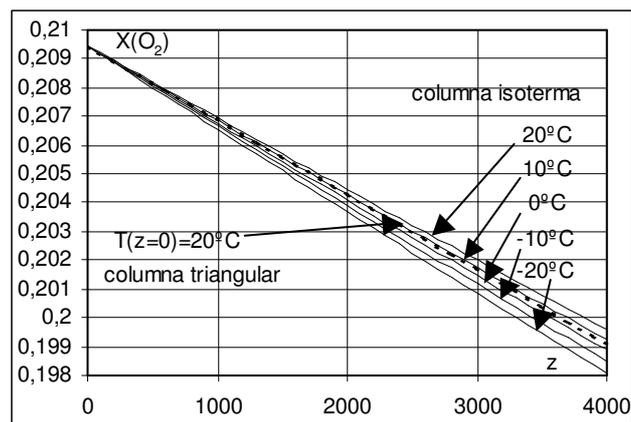


Figura 11.2. Efecto de la altitud sobre la fracción molar de oxígeno en el aire. Líneas continuas: columna isoterma. Línea a trazos: Columna triangular con vértice en -55°C a 11000 m de altitud.

La concentración (masa por unidad de volumen) de oxígeno en el aire disminuye con la altitud tanto porque disminuye su fracción molar en el aire como porque disminuye la densidad de éste. En efecto:

$$C_{O_2}(z) = \frac{m_{O_2}}{V} = \frac{X_{O_2}(z)p(z)}{R_{O_2}T} \quad (11.16)$$

Sustituyendo en esta expresión las expresiones de la variación de la presión (11.12) y de la fracción molar de oxígeno (11.13) obtenidas con la hipótesis de columna isoterma, y escribiéndola en función de la concentración de oxígeno a cota cero:

$$C_{O_2}(z) = C_{O_2}(z=0)e^{-\frac{gz}{R_{O_2}T}} \quad (11.17)$$

Y haciendo lo propio a partir de las expresiones obtenidas con la hipótesis de columna triangular, (11.14) y (11.15):

$$C_{O_2}(z) = C_{O_2}(z=0) \left(\frac{T}{T(z=0)} \right)^{\left(\frac{g}{R_{O_2}K} + 1 \right)} \quad (11.18)$$

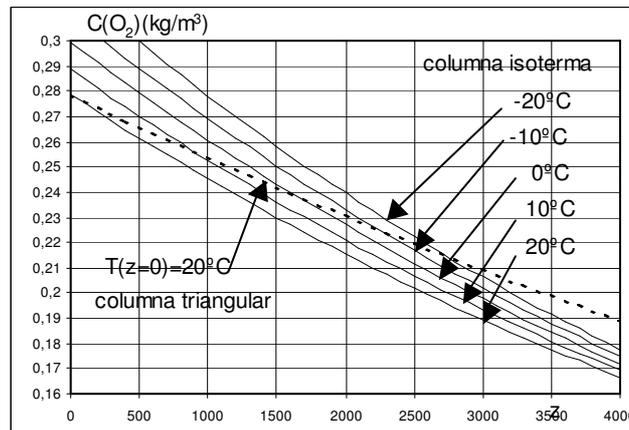


Figura 11.3. Efecto de la altitud sobre la concentración de oxígeno. Líneas continuas: columna isoterma. Línea a trazos: Columna triangular con vértice en -55°C a 11000 m de altitud.

La Figura 11.3 muestra que a medida que la altitud aumenta la concentración de oxígeno disminuye, cualquiera que sea la temperatura ambiental. A 4000 m de altura la masa de oxígeno contenida en un volumen determinado se reduce casi a la mitad respecto a la contenida al nivel del mar. Esto provoca, cuando se someten a altas cotas, dificultades respiratorias en las personas (particularmente si prescinden de periodos de adaptación) y desajustes en la dosificación de las máquinas en las que tienen lugar procesos de combustión con aire. Además, esto tiene igualmente consecuencias sobre las relaciones entre las variables psicrométricas, relaciones en las que intervienen la presión y la composición del aire, que, como se ha visto, tienen una dependencia con la altitud que puede no ser despreciada. En particular, el uso generalizado de diagramas psicrométricos a presión atmosférica requiere tener conciencia del importante efecto de la presión cuando ésta es distinta.

11.3. Presión parcial

La presión parcial de un componente de un gas multicomponente, como es el aire, es la presión que ejercería un componente de la mezcla si él sólo ocupara todo el volumen a la misma temperatura. Según la ley de Dalton, la presión de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones parciales de cada uno de sus componentes, de modo que si los gases se comportan como ideales:

$$\sum_i p_i = p = \frac{RT}{V} \sum_i n_i \quad (11.19)$$

Sabiendo que:

$$p_i = \frac{m_i RT}{PM_i V} \quad (11.20)$$

$$p = \frac{m RT}{PM V} \quad (11.21)$$

Relacionando estas expresiones se demuestra que el cociente entre presión parcial y presión total es la fracción molar:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{\frac{m_i}{PM_i}}{\frac{m}{PM}} = \frac{n_i}{n} = X_i \quad (11.22)$$

Una conclusión similar se obtendría si la mezcla de gases no se comportara como gas perfecto, si bien para la anterior deducción sería necesario emplear las ecuaciones de estado adecuadas.

En el caso particular del aire, considerando a éste como un sistema bicomponente, formado por aire seco (*as*), cuyo comportamiento como gas ideal ya se ha justificado, y vapor de agua (*v*), cuyo comportamiento también puede asumirse como ideal debido a su baja presión parcial (consecuencia de su baja concentración), las presiones parciales de ambos componentes son:

$$p_v = \frac{m_v RT}{PM_{H_2O} V} \quad (11.23)$$

$$p_{as} = \frac{m_{as} RT}{PM_{as} V} \quad (11.24)$$

cumpliéndose que:

$$p = p_v + p_{as} \quad (11.25)$$

11.4. Presión de vapor de saturación

En una mezcla de gases, como es el caso del aire húmedo, las condiciones en las que tiene lugar el cambio de fase de uno de sus componentes (condiciones de saturación) vienen determinadas, además de por la temperatura, por presión parcial de dicho componente, y no por la presión total. A una determinada temperatura superior a la correspondiente al punto triple (0.1°C), a la presión parcial del agua a la que éste cambia de fase desde vapor hasta líquido (condensación) se le denomina presión de vapor de saturación, p_{vsat} . A temperaturas inferiores al punto triple, se sigue denominando presión de vapor de saturación a la presión parcial del agua a la que el vapor cambia de fase, en este caso directamente hasta sólido (sublimación).

La presión de vapor de saturación se utiliza para el cálculo de la humedad relativa, y a través de ésta, para el cálculo de la humedad absoluta, tal como se verá en el apartado siguiente. Su valor puede obtenerse de las tablas de vapor en condiciones de saturación, que pueden encontrarse ordenadas tanto por presión como por temperatura. Las tablas de vapor más utilizadas son las publicadas por Haywood y las de Keenes y Keyes. Ambas arrojan valores muy parecidos, si bien las últimas presentan una cifra decimal más en el caso de la presión de saturación. Además, es posible aceptar la siguiente correlación (correlación 1), que proporciona errores (respecto a los valores de Haywood) siempre inferiores al 1 % para temperaturas entre 0°C y 100°C, y en el rango habitual en acondicionamiento de aire (como mucho hasta 50°C), siempre inferiores al 0.1 %.

$$\log p_{vsat} = \frac{7.5(T - 273.159)}{T - 35.85} + 2.7858 \quad (p \text{ en Pa, } T \text{ en K}) \quad (11.26)$$

Otra correlación utilizada en la bibliografía (propuesta por Hyland y Wexler en 1983) es la siguiente (correlación 2), que tiene la ventaja de ser más exacta en el rango completo hasta 100°C (errores que no sobrepasan el 0.2 %), pero que no ofrece ventajas en el rango de acondicionamiento de aire.

$$\ln p_{vsat} = -\frac{5800.2206}{T} + 1.3914993 - 4.8640239E-2 T + 4.17764768 E-5 T^2 - \\ - 1.4452093E-8 T^3 + 6.5459673 \ln T \quad (p \text{ en Pa, } T \text{ en K}) \quad (11.27)$$

Los valores tabulados y los obtenidos por la correlación se comparan en la Figura 11.4 (donde se confunden las tres curvas) y los errores porcentuales (respecto de los valores aportados por las tablas de Haywood) se representan en la Figura 11.5.

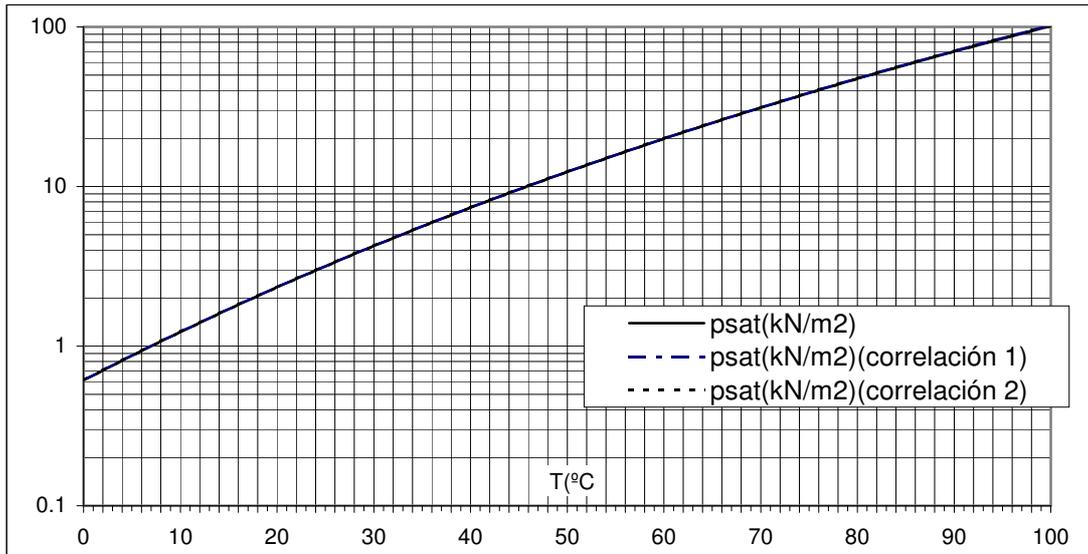


Figura 11.4. Presión de vapor de saturación para temperaturas positivas. Datos tabulados y datos calculados con las correlaciones 1 y 2.

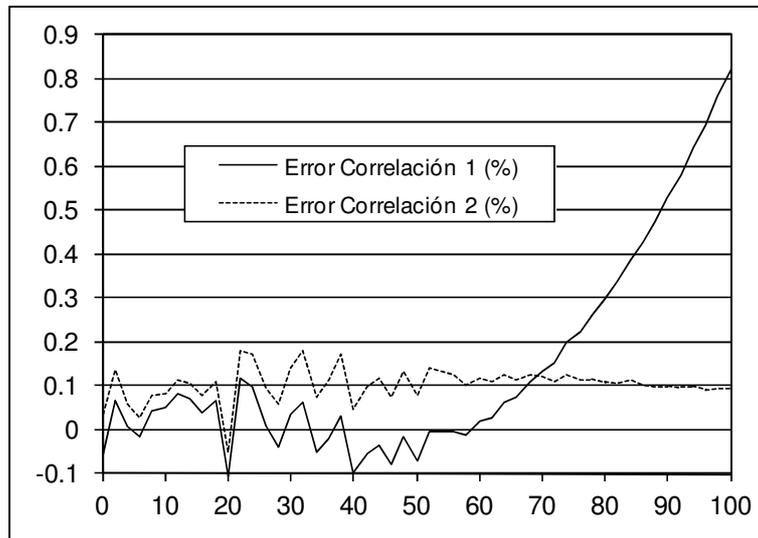


Figura 11.5. Errores de estimación de la presión de saturación de las correlaciones

Si se pretende extender esta correlación a la zona de temperaturas bajo cero, estas correlaciones dejan de ser válidas, tal como se aprecia en la Figura 11.6, por lo que es necesario proponer otra correlación. Los mismos autores, Hyland y Wexler, propusieron la siguiente expresión para la presión de vapor en el rango de temperaturas desde -100°C hasta cero. Los resultados de esta correlación se comparan con los datos tabulados en la Figura 11.7, aunque únicamente en el rango $[-40^{\circ}\text{C}-0]$, por ser el de más interés en psicrometría.

$$\ln p_{vsat} = -\frac{5.6745359 \cdot 10^3}{T} + 6.3925247 - 0.677843 \cdot 10^{-3} T + 6.2215701 \cdot 10^{-7} T^2 + 2.0747825 \cdot 10^{-9} T^3 - 9.484024 \cdot 10^{-13} T^4 + 4.1635019 \ln T \quad (p \text{ en Pa, } T \text{ en K}) \quad (11.28)$$

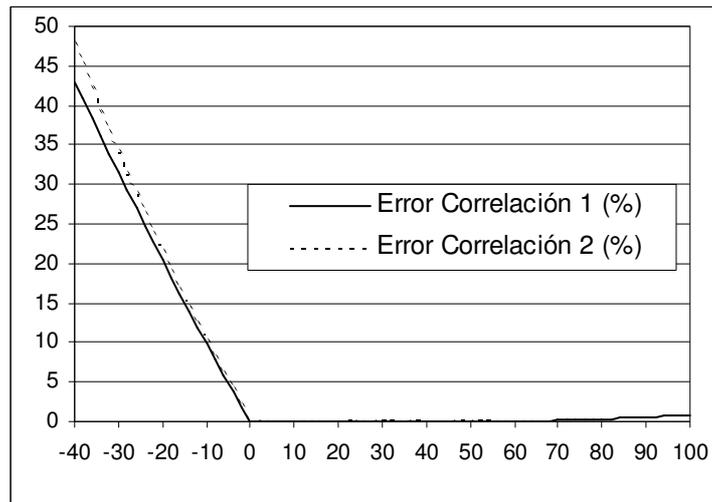


Figura 11.6. Errores de estimación de la presión de saturación de las correlaciones, extendido hasta -40°C .

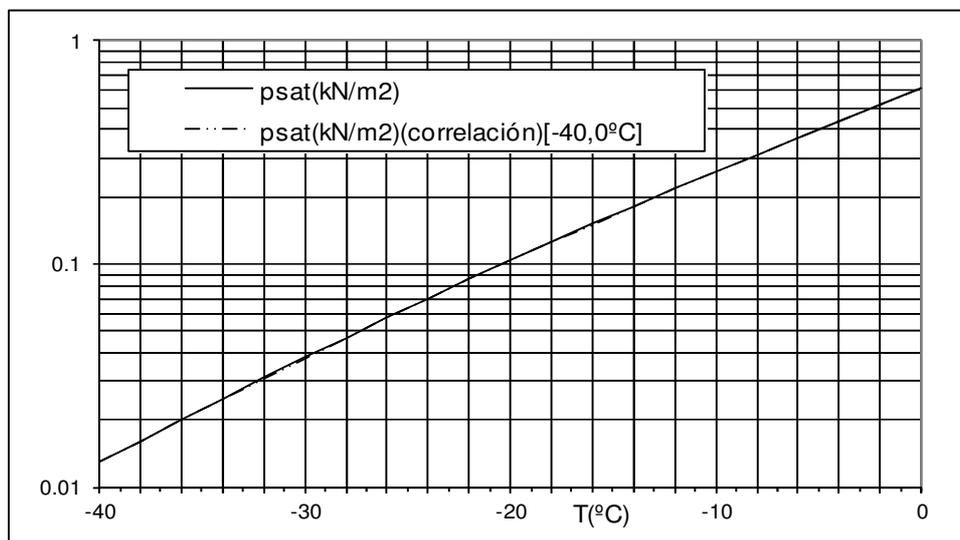


Figura 11.7. Presión de vapor de saturación para temperaturas negativas. Datos tabulados y datos calculados.

11.5. Humedad absoluta y humedad relativa

La humedad absoluta del aire húmedo, w , es el cociente entre la masa de agua contenida en el aire y la de aire seco. Sus unidades son (kg de agua)/(kg de aire seco), por lo que aunque es adimensional, es preferible indicarlas. No es por tanto una concentración, ni una fracción másica, ya que el denominador excluye uno de los componentes. La relación de la humedad absoluta con las fracciones másica y molar del agua es:

$$w = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{1}{\frac{1}{Y_v} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{X_v} \frac{PM_a}{PM_{H_2O}} - 1} \quad (11.29)$$

Si se escribe la humedad absoluta en función de las presiones parciales de sus componentes (ecuaciones 11.23 y 11.24), se llega a:

$$w = \frac{p_v}{p_{as}} \frac{PM_{H_2O}}{PM_{as}} \quad (11.30)$$

Suponiendo que, aunque la composición del aire seco pueda modificarse con la presión, su peso molecular no varía, pueden sustituirse los valores de los pesos moleculares (Tabla 11.1 y ecuación 11.2). Además, es habitual expresar la humedad en función de la presión total y de la presión de vapor:

$$w = 0.622 \frac{p_v}{p_{as}} = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (11.31)$$

La humedad relativa del aire húmedo, w_r , es el cociente entre la masa de agua contenida en el aire y la máxima masa de agua que puede contener en estado vapor a la misma temperatura, es decir, en condiciones de saturación a esa temperatura. Al ser cociente de masas es una variable adimensional, por lo que no tiene unidades. Al contrario que la humedad absoluta, es un cociente de masas de la misma especie, por lo que la indicación de unidades no aporta nada.

$$w_r = \frac{m_v}{m_{vsat}} \quad (11.32)$$

Particularizando la ecuación de estado (11.23) que relaciona masa de vapor con presión parcial de vapor para las dos condiciones mencionadas, se llega a:

$$w_r = \frac{p_v}{p_{vsat}} \quad (11.33)$$

La relación entre humedades absoluta y relativa puede obtenerse sustituyendo esta expresión en la ecuación 11.31:

$$w = 0.622 \frac{w_r p_{vsat}}{p - w_r p_{vsat}} \quad (11.34)$$

A menudo la humedad relativa se expresa en tanto por ciento (%), correspondiendo al producto del resultado de la expresión (11.34) por 100.

Otra definición muy parecida a la de humedad relativa, si bien menos utilizada, es el grado de saturación. Se define como el cociente entre la humedad absoluta y la humedad absoluta con la que se saturaría el aire a la misma temperatura. Haciendo uso de la expresión 11.30 que relaciona humedad absoluta y presión de vapor, puede establecerse la relación entre grado de saturación y humedad relativa:

$$\phi_{sat} = \frac{w}{w_{sat}} = \frac{\frac{p_v}{p - p_v}}{\frac{p_{vsat}}{p - p_{vsat}}} = w_r \frac{p - p_{vsat}}{p - p_v} \quad (11.35)$$

Los valores de humedad relativa y grado de saturación pueden diferir principalmente en condiciones de ambiente seco y cálido.

11.6. Entalpías

11.6.1. Entalpía del aire húmedo

La entalpía es una función de estado termodinámica que puede expresarse como variable absoluta (extensiva) o como variable específica (intensiva), es decir, por unidad de masa. Manteniendo con la agrupación de los componentes del aire húmedo en aire seco y vapor de agua, puede expresarse:

$$H = H_{as} + H_v = m_{as}h_{as} + m_v h_v \quad (11.36)$$

Con el fin de compatibilizar la expresión y las unidades de la entalpía con las de la humedad (ecuación 11.29), en psicrometría se expresan las variables termodinámicas por unidad de masa de aire seco, en vez de por unidad de masa total:

$$h = \frac{H}{m_{as}} = h_{as} + \frac{m_v}{m_{as}} h_v = h_{as} + w h_v \quad (11.37)$$

Antes de describir cómo determinar la entalpía del vapor de agua en las condiciones termodinámicas del aire húmedo, se describe a continuación cómo determinar la entalpía de vapor saturado a la misma temperatura. Esta puede obtenerse de las tablas de vapor en condiciones de saturación. Además, es posible aceptar la siguiente correlación, basada en que el calor específico del vapor de agua permanece prácticamente constante en el rango de temperaturas desde -40°C hasta los 100°C (ya sea en la zona de vapor sobrecalentado o en la línea de vapor saturado), es decir, no solo por encima del punto triple ($T_{PT}=0.01^\circ\text{C}$; $h_{vPT}=2501.6^\circ\text{C}$), sino igualmente por debajo de éste. Tomando $T_0=0^\circ\text{C}$ como temperatura de referencia y como entalpía de referencia la de saturación del agua líquida a esta temperatura:

$$h_{vsat} = h_{v0} + C_{p_v}(T - T_0) = 2501.3 + 1.82 T \quad (h \text{ en kJ/kg, } T \text{ en } ^\circ\text{C}) \quad (11.38)$$

Esta correlación proporciona errores siempre inferiores al 0.3 % en el rango térmico entre el punto triple y los 100°C , y nunca superiores al 0.05 % en el rango habitual en acondicionamiento de aire (hasta 50°C). Los valores tabulados y los obtenidos por la correlación se comparan en la Figura 11.8, y el error de la estimación se aprecia en la Figura 11.9.

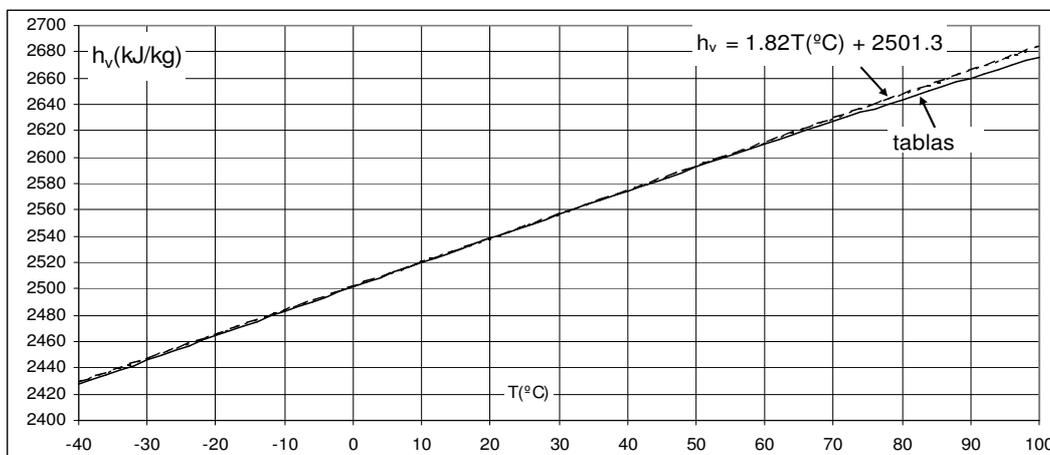


Figura 11.8. Entalpía del vapor saturado. Datos tabulados y datos calculados por correlación.

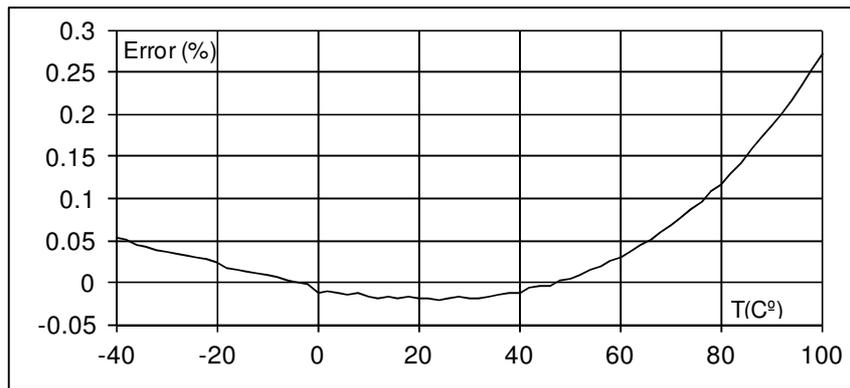


Figura 11.9. Error de estimación de la entalpía del vapor saturado.

En los esquemas de la Figura 11.10 se observa que, para temperaturas inferiores a 50°C, las líneas isotérmicas en el diagrama h - s del agua, lo mismo que las líneas isoentálpicas en el diagrama T - s , son horizontales. Ello demuestra que la entalpía del vapor de agua en las condiciones termodinámicas del aire húmedo solo depende de su temperatura y no de su presión, en este rango de temperaturas. Por tanto, la entalpía del vapor de agua es idéntica a la entalpía de vapor saturado a la misma temperatura, y en consecuencia, puede utilizarse una expresión similar a la 11.38:

$$h_v(p,T)=h_v(T)=h_{vsat}(T)=h_{v,0}+Cp_v(T-T_0)=2501.3+1.82 T \quad (h \text{ en kJ/kg}, T \text{ en } ^\circ\text{C}) \quad (11.39)$$

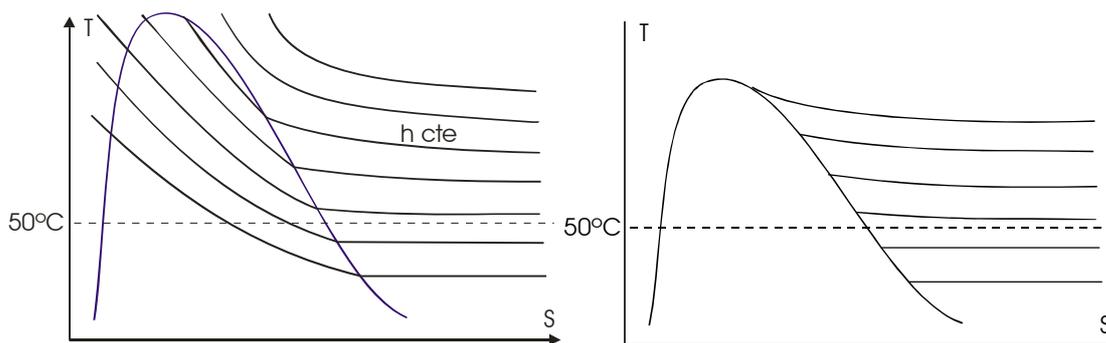


Figura 11.10. Líneas isotérmicas en el diagrama h - s e isoentálpicas en el T - s del agua.

La entalpía del aire seco, al poder considerarse éste como gas perfecto (ideal y con calor específico constante) puede calcularse como:

$$h_{as} = h_{a0} + Cp_a(T-T_0) \quad (11.40)$$

Como la entalpía tiene origen arbitrario, para el aire seco suele escogerse como referencia los valores $T_0=0^\circ\text{C}$ y $h_{a0}=0 \text{ J/kg}$. Solo en este caso, para cualquier temperatura, puede usarse:

$$h_{as} = Cp_a T(^{\circ}\text{C}) \quad (11.41)$$

No obstante, con el fin de evitar errores por desacuerdos en la consideración del origen de referencia, es recomendable escribir la expresión completa (11.38). En cuanto al valor del calor específico a presión constante del aire, aunque éste es creciente con la temperatura, la consideración de $Cp_a=1000 \text{ J/kgK}$ conduce a errores menores del 0.2 % en el rango térmico entre -20°C y 50°C .

La combinación de las expresiones 11.39 y 11.40 proporciona, sustituyéndolas en la expresión 11.29, la entalpía del aire húmedo:

$$h = h_{a0} + C_{p_a}(T - T_0) + w [h_{v0} + C_{p_v}(T - T_0)] \quad (11.42)$$

11.6.2. Entalpía del agua líquida y sólida saturadas

Para completar los balances de entalpía en los casos en los que hay condensación, evaporación, congelación, fusión o sublimación de agua es necesario calcular la entalpía del agua líquida saturada y sólida saturada. Ambas se comportan de forma lineal con la temperatura, por lo que su estimación por medio de correlaciones lineales es muy precisa, como puede apreciarse en la Figura 11.11. Tomando en ambos casos como referencia para la entalpía la del agua líquida saturada a 0°C y esta misma temperatura como referencia para la temperatura:

$$h_l = h_{l0} + C_{p_l}(T - T_0) = 4.186T(^{\circ}\text{C}) \quad (11.43)$$

$$h_s = h_{s0} + C_{p_s}(T - T_0) = -333.43 + 1.957T(^{\circ}\text{C}) \quad (11.44)$$

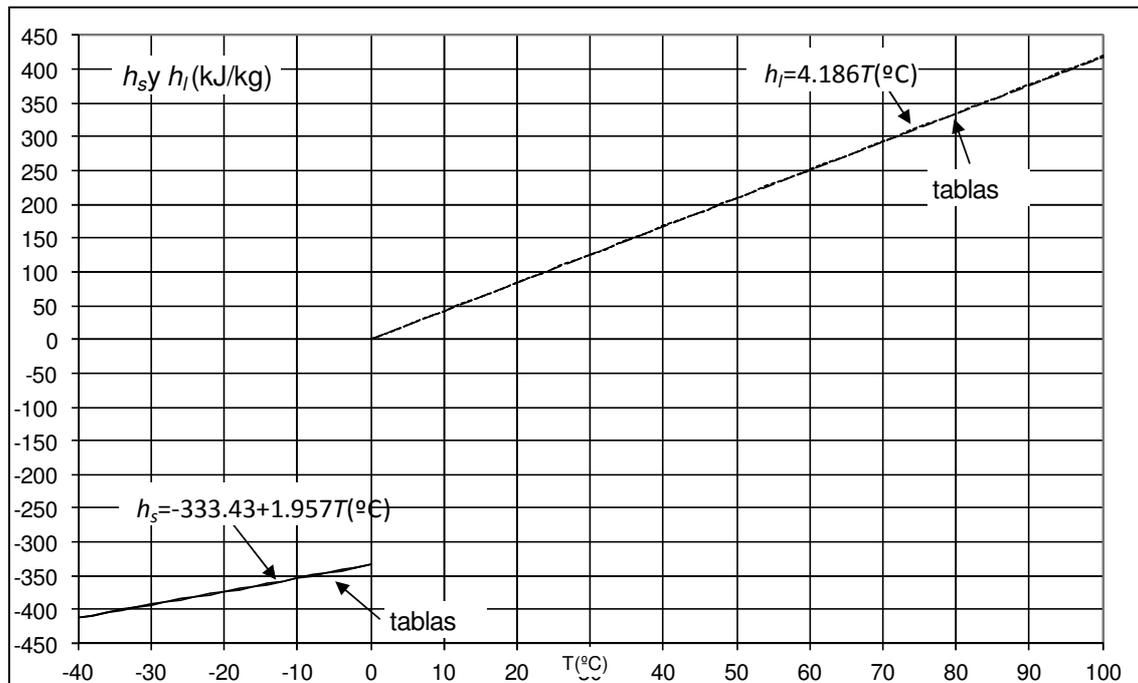


Figura 11.11. Entalpía del agua saturada y hielo saturado. Datos tabulados y datos calculados por correlación.

Ninguna de las dos correlaciones anteriores conduce a errores superiores al 0.4 %.

11.7. Volumen específico densidad del aire húmedo

El volumen específico del aire húmedo es otra de las variables psicrométricas importantes debido a su papel en la conversión de caudales a gastos máscicos. La variable que condiciona el dimensionamiento de conductos y equipos es el caudal, mientras que la psicrometría se fundamenta en relaciones máscicas.

También el volumen específico suele expresarse en psicometría como volumen total ocupado por el aire húmedo por unidad de masa de aire seco, al contrario de lo que es usual en Termodinámica. Se corresponde, por tanto, con la inversa de la densidad del aire seco. Combinando esta definición con la ecuación del gas ideal (11.24) y con la propiedad aditiva de las presiones parciales (11.25):

$$v = \frac{V}{m_{as}} = \frac{R_a T}{P_{as}} = \frac{R_a T}{P - P_v} \quad (11.45)$$

Para la conversión de caudales volumétricos a gastos máscicos se requiere conocer la densidad del aire ambiental, que puede expresarse en función de la humedad y del volumen específico:

$$\rho = \frac{m_{as} + m_v}{V} = \frac{1+w}{v} \quad (11.46)$$

11.8. Temperaturas psicrométricas

11.8.1. Definiciones

Existen tres temperaturas de interés para describir el estado psicrométrico del aire húmedo:

- Temperatura seca, o temperatura propiamente dicha, T . Es la temperatura real del aire húmedo, es decir, la que se puede medir por medio de un termómetro convencional. Es independiente de la humedad del aire.
- Temperatura de rocío, T_r . Es la temperatura que alcanzaría el aire húmedo si se enfriase hasta alcanzar las condiciones de saturación, sin modificar su humedad absoluta y en condiciones de presión constante (y por lo tanto, también sin modificación de la presión de vapor). La temperatura de rocío es función directa de la humedad absoluta, y no depende de la temperatura seca. En realidad es una forma alternativa de expresar la humedad absoluta.
- Temperatura húmeda, T_h . Es la temperatura que alcanzaría el aire húmedo si incrementara su humedad hasta llegar a saturarse, en condiciones de entalpía constante. De las tres temperaturas, es la única que depende tanto de la temperatura seca como de la humedad del aire.

11.8.2. Temperatura de rocío

Como se ha dicho, la temperatura de rocío es la temperatura del aire húmedo (con su humedad correspondiente) si estuviera saturado. En estas condiciones, el estado termodinámico del vapor de agua sería de vapor saturado. Por tanto, la temperatura de rocío es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor real del aire húmedo (tal y como se ilustra en el diagrama T - s del agua de la Figura 11.12), y como tal, puede encontrarse en las tablas de saturación del agua o en el diagrama de Mollier.

Como consecuencia de lo dicho, lo primero que es necesario conocer para calcular la temperatura de rocío es la presión de vapor del aire húmedo. Esta puede obtenerse a partir de la humedad absoluta y de la presión total despejando de la ecuación 11.31:

$$p_v = \frac{pw}{0.622 + w} \quad (11.47)$$

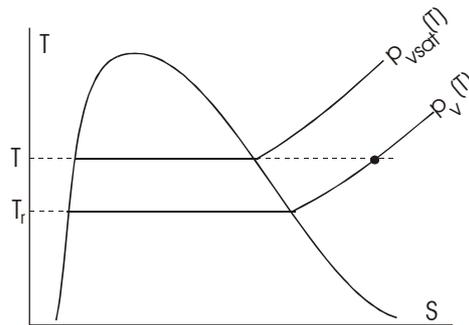


Figura 11.12. Temperatura de rocío sobre un esquema del diagrama T-s del agua.

Una vez conocida la presión de vapor, la temperatura de rocío puede obtenerse sin más que consultar las tablas de saturación del agua, o bien por medio de la correlación resultante de despejar la temperatura a partir de la expresión 11.26, correlación cuya calidad ya ha sido discutida e ilustrada en las Figuras 11.4 y 11.5:

$$T_r(\text{K}) = \frac{35.85 \log p_v - 2148.56}{\log p_v - 10.2858} \quad (p_v \text{ en Pa}) \quad (11.48)$$

11.8.3. Temperatura húmeda

Dentro del concepto general de temperatura húmeda descrito en el apartado 11.7.1 pueden distinguirse dos definiciones concretas, en función de cómo se desarrolla el proceso de saturación: la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de saturación adiabática.

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura que alcanza una corriente de aire húmedo en el momento en que atraviesa una mecha que se ha empapado de agua como consecuencia de estar en contacto con un bulbo o depósito de agua desde el que el agua sube hacia la mecha por capilaridad. La corriente de aire que atraviesa la mecha húmeda debe circular a una velocidad entre 3.5 y 10 m/s.

La temperatura de saturación adiabática es la temperatura que alcanza una corriente de aire húmedo tras atravesar un saturador aislado térmicamente (adiabático) lo suficientemente largo como para asegurar la saturación de la corriente. La primera definición corresponde a una definición más práctica, dado que los termómetros de bulbo húmedo son precisamente termómetros inmersos en mechas humedecidas, mientras que la segunda es una definición más teórica, dado que la longitud que debería tener un saturador que garantizase la saturación sería probablemente excesiva.

Puede señalarse que el procedimiento para medir la temperatura de bulbo húmedo es la forma más sencilla de aproximarse al caso teórico del saturador adiabático, por dos razones: 1) el proceso de humidificación de la corriente es tan efectivo como el de un saturador de gran longitud debido a la gran superficie mojada que una mecha expone a la corriente, 2) el proceso es casi adiabático ya que, dado el pequeño tamaño de la mecha el tiempo de residencia de la corriente en la misma es muy breve. En consecuencia, ambas temperaturas (saturación adiabática y bulbo húmedo) resultan ser

muy parecidas, por lo que el presente texto solo se va a deducir la expresión de la temperatura de saturación adiabática, y se va a asumir que la temperatura resultante es asimilable a la medida por los termómetros de bulbo húmedo.

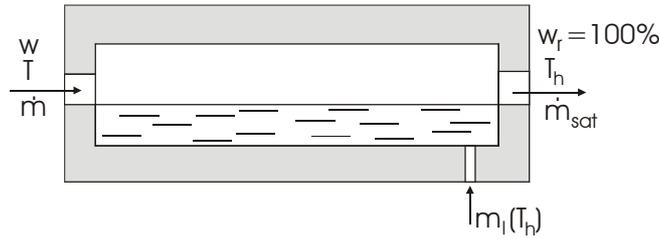


Figura 11.13. Esquema de un saturador adiabático

Si se realiza el balance másico del saturador adiabático de la Figura 11.13, el gasto másico entrante de aire húmedo puede descomponerse en el de aire seco y en el de vapor de agua, el cual puede expresarse en función de la humedad a la temperatura inicial:

$$\dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_v = \dot{m}_a(1 + w(T)) \quad (11.49)$$

A su paso por el saturador, la corriente de aire entra en contacto con agua líquida produciéndose un transporte másico (difusión másica) en el sentido de la concentración de agua decreciente, es decir hacia la corriente. La masa de agua que se incorpora a la corriente es equivalente a la masa de agua líquida de reposición (agua líquida saturada), conduciendo dicha incorporación a la saturación de la corriente:

$$\dot{m}_{sat} = \dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_l = \dot{m}_a(1 + w_{sat}(T_h)) \quad (11.50)$$

Restando las dos ecuaciones anteriores se obtiene la cantidad de agua incorporada:

$$\dot{m}_l = \dot{m}_a(w_{sat}(T_h) - w(T)) \quad (11.51)$$

Por otra parte, el balance entálpico conduce a:

$$\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v + \dot{m}_l h_l = \dot{m}_a h_{asat} + (\dot{m}_v + \dot{m}_l) h_{vsat} \quad (11.52)$$

Sustituyendo el gasto másico de agua líquida por su expresión 11.49, y dividiendo por la masa de aire seco:

$$h_a + w h_v + (w_{sat} - w) h_l = h_{asat} + w_{sat} h_{vsat} \quad (11.53)$$

Sustituyendo la entalpía del aire seco por su expresión 11.40, aparece la temperatura de saturación adiabática:

$$Cp_a(T - T_0) + w h_v + (w_{sat} - w) h_l = Cp_a(T_h - T_0) + w_{sat} h_{vsat} \quad (11.54)$$

Y despejando la temperatura de saturación adiabática, o temperatura húmeda:

$$T_h = T - \frac{w_{sat}(T_h)(h_{vsat}(T_h) - h_l(T_h)) - w(T)(h_v(T) - h_l(T_h))}{Cp_a} \quad (11.55)$$

En la expresión anterior interviene la entalpía del agua líquida saturada a la temperatura húmeda, que puede también obtenerse directamente de las tablas o de la correlación 11.43.

La temperatura húmeda es una temperatura intermedia entre la temperatura seca y la de rocío, e indica el potencial enfriador que puede tener un incremento de la humedad. Su ubicación en el diagrama T - s del agua en comparación con las citadas temperaturas se muestra en la Figura 11.14.

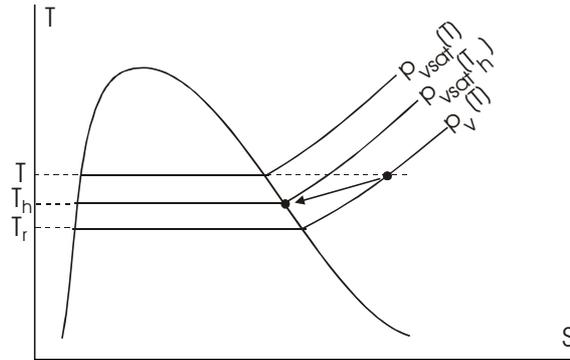


Figura 11.14. Temperatura húmeda sobre un esquema del diagrama T - s del agua

Si de la última ecuación se despeja la humedad absoluta, se obtiene la expresión que permite obtener la humedad absoluta a partir de la pareja de medidas de temperatura seca y temperatura húmeda, que es uno de los métodos más habituales de medir (indirectamente) la humedad del aire:

$$w = \frac{w_{sat}(T_h)(h_{vsat}(T_h) - h_l(T_h)) - Cp_a(T - T_h)}{h_v(T) - h_l(T_h)} \quad (11.56)$$

11.9. Diagramas psicrométricos

11.9.1. Generalidades

De todas las variables psicrométricas definidas, solo tres de ellas son independientes, pudiendo las demás obtenerse a partir de ellas. Por tanto, el espacio geométrico de representación de todos los posibles estados psicrométricos es tridimensional. En consecuencia, cualquier representación plana requiere prefijar una variable psicrométrica, y esta suele ser la presión ambiental. Concretamente, los diagramas psicrométricos aquí descritos son válidos para 1 atm, y cualquier situación en la que la presión sea distinta a este valor debe resolverse analíticamente.

Los diagramas psicrométricos están divididos en dos zonas: la zona de aire húmedo (humedad relativa inferior al 100%) y la zona de rocío, en la que el aire está sobresaturado. Este es el estado del aire que contiene, además del vapor de agua de saturación, una cantidad adicional de agua en forma de gotas líquidas.

11.9.2. Diagrama Carrier

Las variables que se ubican en los ejes de este diagrama, con escalas de intervalo constante, y que pueden por tanto considerarse como las variables independientes, son la temperatura seca y la humedad absoluta. Pero estos ejes no se dibujan de forma

ortogonal, sino que forman un ángulo de 92.5° . Esta distorsión respecto a la representación cartesiana tiene como objeto convertir en líneas rectas las isoentálpicas, que de lo contrario serían arcos de hipérbola con una ligera curvatura. La variable entalpía no es independiente sino deducida a partir de las dos variables independientes.

Las isolíneas que atraviesan el diagrama de Carrier tienen la forma que se describe a continuación:

- Isotermas (temperatura seca constante). Son líneas paralelas al eje de humedad, y por tanto son quasi-verticales.
- Líneas de humedad absoluta constante: son líneas horizontales. Además, debido a la relación directa entre presión de vapor y humedad absoluta para una presión ambiental determinada (ecuación 11.29), las líneas de humedad absoluta constante lo son también de presión de vapor constante. Y debido a la relación directa entre presión de vapor y temperatura de rocío (11.48), también lo son de temperatura de rocío constante.
- Líneas de humedad relativa constante: son curvas parabólicas, que, dada la definición de humedad relativa 11.31, son equidistantes verticalmente entre sí. Suelen parametrizarse en intervalos de 10%.
- Líneas de temperatura húmeda constante. Son líneas rectas inclinadas, gracias a la no ortogonalidad de los ejes.
- Líneas de entalpía constante. Son también líneas rectas inclinadas, casi coincidentes con las de temperatura húmeda constante. La pequeña diferencia de pendiente entre ambas es debida a la entalpía de evaporación del agua incorporada durante el proceso de saturación adiabático.
- Líneas de volumen específico constante (o de densidad constante). Son líneas rectas con una inclinación mayor que las de entalpía constante.

Además del mapa de situaciones psicrométricas, el diagrama de Carrier incluye dos métodos gráficos destinados a la determinación de dos parámetros que caracterizan las transformaciones psicrométricas, transformaciones que se abordan en el Tema 12:

- Factor de calor sensible. Es un factor adimensional que expresa la proporción de calor sensible que se intercambia en una transformación con respecto al calor total intercambiado:

$$FCS = \frac{\Delta h_{sens}}{\Delta h} \quad (11.57)$$

El método gráfico consiste en dibujar la transformación, es decir unir los estados inicial y final, y a continuación dibujar una recta paralela que pase por el punto (remarcado en el diagrama) de 22°C y 50% de humedad relativa, y extrapolar dicha recta hasta leer el FCS en la escala exterior del diagrama.

- Recta de maniobra. Es un factor dimensional (kJ/kg de vapor) que expresa la relación entre los intercambios de entalpía y de humedad sufridos durante la transformación:

$$RM = \frac{\Delta h}{\Delta w} \quad (11.58)$$

El método gráfico consiste en dibujar la transformación, y a continuación dibujar una recta paralela que tenga su origen en el centro del reloj situado en la esquina superior izquierda del diagrama, y extrapolar dicha recta hasta leer el RM en la escala circular exterior del reloj.

11.9.3. Diagrama Ashrae

Es un diagrama de aspecto similar al de Carrier. Las variables representadas en los ejes son también la temperatura seca y la humedad absoluta. Pero en este caso los ejes sí son ortogonales. La consecuencia de esta ortogonalidad es que tanto las líneas isotermas húmedas como las isalentálpicas son arcos de hipérbola con una leve curvatura. Además, en este caso las variables independientes son la humedad absoluta y la entalpía, mientras que la temperatura seca es deducida a partir de las anteriores.

En relación a la coincidencia entre isotermas húmedas e isoentálpicas existen dos modalidades de diagrama Ashrae: aquella en la que se distinguen ambas curvas, y una variante del diagrama en la que ambas curvas son coincidentes. En el caso de esta variante, el error cometido en la lectura de la entalpía del aire húmedo al hacer las isolíneas coincidentes se corrige por medio de la adición al resultado leído de una sumando (positivo o negativo) que a su vez se lee por medio de otro haz de curvas denominadas curvas de corrección de entalpía.

El resto de las isolíneas del diagrama Ashrae (las de humedad absoluta y relativa constantes, las isócoras, etc.) son similares a las ya descritas en el diagrama de Carrier.

11.9.4. Diagrama de Mollier

Este diagrama organiza sus variables de manera diferente a los diagramas anteriores. Las variables representadas en los ejes son también la temperatura seca y la humedad absoluta, pero en este caso la primera se ubica en el eje vertical y la segunda en el horizontal. Lo mismo que en el caso de diagrama Carrier, tampoco los ejes son ortogonales, lo que permite dibujar como líneas rectas las isotermas húmedas y las isalentálpicas. En este caso, igual que en el caso del diagrama Ashrae, las variables independientes son la humedad absoluta y la entalpía, mientras que la temperatura es deducida a partir de las anteriores.

Se describe a continuación el aspecto de las isolíneas que atraviesan el diagrama de Mollier:

- Isotermas (temperatura seca constante). Son líneas quasi-horizontales, con una ligera pendiente positiva.
- Líneas de humedad absoluta constante: son líneas verticales. Lo mismo puede decirse, en consecuencia, de las líneas de presión de vapor constante y de las de temperatura de rocío constante.
- Líneas de humedad relativa constante: son curvas parabólicas, en este caso, equidistantes horizontalmente entre sí.
- Líneas de temperatura húmeda constante. Son líneas rectas de pronunciada inclinación descendente.
- Líneas de entalpía constante. Son líneas rectas inclinadas, casi coincidentes con las de temperatura húmeda constante.

- Líneas de volumen específico constante. Son líneas rectas con una inclinación menor que las de entalpía constante.

También en este diagrama puede obtenerse gráficamente la recta de maniobra definida en el apartado anterior (ecuación 11.58). En este caso el método gráfico consiste en dibujar la transformación, y a continuación dibujar una recta paralela que tenga su origen en el origen de temperatura y humedad ($T=0^{\circ}\text{C}$; $w=0$), origen remarcado en el diagrama, y extrapolar dicha recta hasta leer el RM en la escala situada en el margen exterior del diagrama.

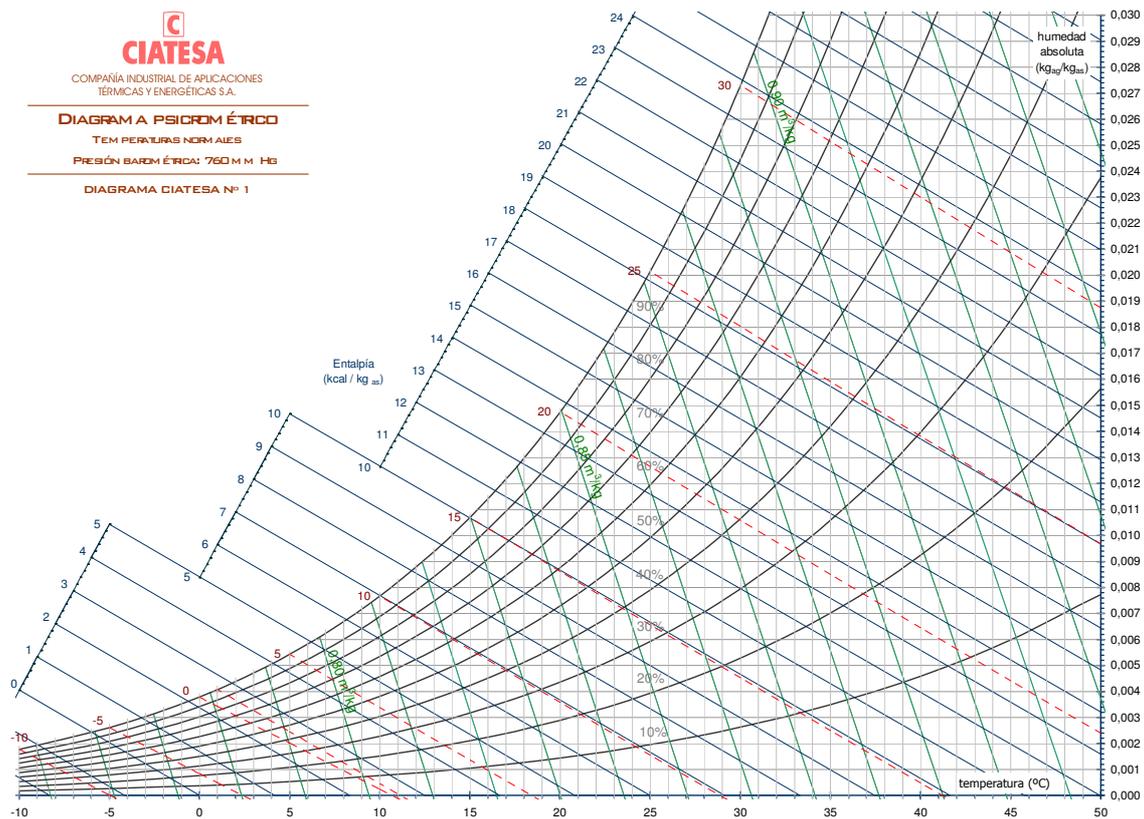


Figura 11.15. Diagrama de aire húmedo de la empresa CIATESA, del tipo AHSRAE

11.10. Parámetros de bienestar

Una vez definidas las variables y los diagramas psicrométricos, y antes de pasar a los temas siguientes en los que se abordan transformaciones y cargas térmicas, se van a definir algunos parámetros asociados a la sensación de bienestar de las personas en los ambientes acondicionados. Este asunto, que podría considerarse como la parte subjetiva de la psicometría, es muy amplio e interdisciplinar, pero conviene dar al menos alguna directriz con el fin de enfocar con más precisión los objetivos de un sistema de aire acondicionado.

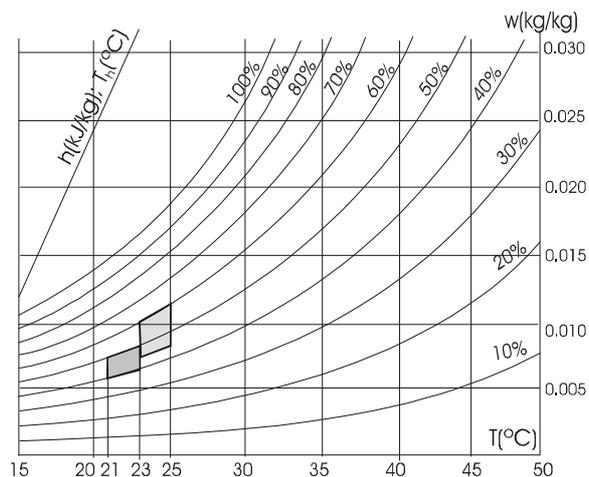


Figura 11.16. Zonas de condiciones de aire interior establecida en el RITE. Invierno: zona oscura. Verano: zona clara.

Aunque en el Tema 10 (Tabla 10.1) se indicaron los límites de condiciones de aire interior establecidos por el RITE, que corresponden a valores del PPD (porcentaje de personas insatisfechas) entre el 10 y el 15 %, y que se ilustran en la Figura 11.16 (izqda.), se reconoce en el RITE la capacidad del proyectista para variar las condiciones en función del uso del local y de su categoría (A, para PPD<6; B, para PPD<10; C, para PPD<15). Por eso vale la pena tener en cuenta las normas UNE-EN ISO 7730 y la ASHRAE standard 55 de 2004, desarrolladas en paralelo, que permiten calcular el Voto Medio Estimado (PMV) (sensación térmica que estadísticamente se espera manifieste una persona, ver Tabla 11.2) a partir de la temperatura del aire, la temperatura radiante, la humedad relativa o la presión de vapor, la tasa metabólica (que es función de la actividad) y el aislamiento térmico de la ropa (que depende del tipo de prenda). Los dos últimos parámetros se encuentran tabuladas en la norma UNE-EN ISO 7730.

PMV	Sensación térmica	Consideración de satisfacción
+3	Muy caluroso	Insatisfecha
+2	Caluroso	Insatisfecha
+1	Ligeramente caluroso	Satisfecha
0	Neutro	Satisfecha
-1	Ligeramente fresco	Satisfecha
-2	Fresco	Insatisfecha
-3	Frío	Insatisfecha

Tabla 11.2. Correspondencia entre el Voto Medio Estimado y sensación térmica y el nivel de satisfacción

Dado que el PMV es un valor medio de la sensación declarada por las personas, es necesario a continuación estimar, a partir de éste, el porcentaje de personas que se encontrarían insatisfechas (los que responderían +3, +2, -2 o -3), para lo cual se hace uso de la fórmula:

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.03353 PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad (11.59)$$

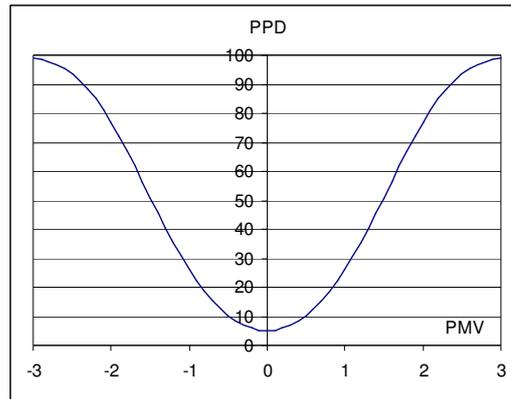


Figura 11.17. Relación entre el PMV y el PPD.

El uso de esta técnica permite aproximar mucho más las condiciones psicrométricas de diseño a las necesidades reales, y dotar al proyectista de cierta flexibilidad a la hora de diferenciar las calidades de los sistemas de aire acondicionado.

11.11. Bibliografía

1. López Castillo, F. Curso de instalaciones de calor y frío. Escuela Politécnica Superior de Córdoba. 2001.
2. Pinazo, J.M. Manual de climatización. Tomo I. Transformaciones psicrométricas. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1995.
3. Dickson, T.R. Química. Enfoque ecológico. Limusa. México, 2000.
4. Haywood, R.W. Tablas de Termodinámica en unidades SI (métricas). CECSA, México, 1977.
5. Keenan, J.H.; Keyes, F.G.; Hill, P.G.; Moore, J.G.; Steam tables. Thermodynamic properties of water including vapor, liquid and solid phases. John Wiley & Sons Inc. New York, 1969.
6. Carrier Air Conditioning. Manual de aire acondicionado. Marcombo. Barcelona, 1999.
7. Kreith, F. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press Springer. 2000.
8. AFEC (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización). Los parámetros del bienestar. El instalador. 1999.
9. Norma UNE-EN ISO 7730:2006. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local. 2006.
10. Hyland, R.W.; Wexler, A. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K. ASHRAE Transactions, 89(2A), 500-519, 1983.

TEMA 12. TRANSFORMACIONES PSICROMETRICAS

12.1. Definición y tipos de transformaciones.....	233
12.2. Balances másicos y energético	233
12.3. Clasificación según la recta de maniobra	234
12.4. Factor de by pass	237
12.5. Mezcla de dos corrientes	238
12.6. Calor sensible y calor latente.....	240
12.7. Bibliografía.....	241

TEMA 12. TRANSFORMACIONES PSICROMETRICAS

12.1. Definición y tipos de transformaciones

Las transformaciones psicrométricas son las modificaciones a las que puede someterse el estado psicrométrico de una masa de aire o de una corriente de aire, como consecuencia, principalmente, de procesos atmosféricos naturales, de la presencia de cargas térmicas o fuentes de humedad (positivas o negativas) derivadas de la actividad humana, o de procesos de acondicionamiento de aire. A lo largo de dichas transformaciones pueden modificarse todas las variables psicrométricas descritas en el Tema 11, si bien tales variaciones están sujetas al cumplimiento de ciertas leyes de conservación. Todas las variables manejadas para la resolución de una transformación psicrométrica son variables medias que describen el estado global de un volumen de control, que previamente es necesario definir, a pesar de que en el interior de éste las variables no son necesariamente uniformes.

En función del tratamiento analítico al que deben someterse para su resolución, las transformaciones psicrométricas pueden clasificarse en:

- modificaciones del estado psicrométrico de una masa o corriente de aire
- procesos de mezcla de varias corrientes

Aunque las primeras pueden considerarse como un caso particular de las segundas en las que tanto el número de corrientes entrantes como el de salientes en el volumen de control son la unidad, las primeras pueden abordarse indistintamente en términos de masa o de gasto másico, pero las segundas deben tratarse tomando como base los gastos másicos de las corrientes. En el apartado siguiente se plantean las ecuaciones en términos de gasto másico con el fin de darles generalidad.

12.2. Balances másicos y energético

Como en todo proceso físico o químico, en las transformaciones psicrométricas deben cumplirse las leyes de conservación de la masa, de las especies y de la energía. Todas ellas pueden expresarse por medio de un único sumatorio, extendido al conjunto de las corrientes que conectan (entran o salen) con el volumen de control. Sin embargo, con el fin de facilitar el tratamiento de los signos, se ha preferido expresar por separado las corrientes entrantes de las salientes.

El aire húmedo es una mezcla no reactiva, en la que no existen, por tanto, fuentes ni sumideros másicos al plantear los balances de cada componente. Se consideran como componentes del aire húmedo el aire seco y el de agua o humedad. Al considerar únicamente dos especies como componentes, son tres las posibles ecuaciones másicas conservativas las que pueden plantearse (masa total, aire seco y humedad), pero solo dos de ellas son linealmente independientes. La definición de las variables psicrométricas específicas dada en el Tema 11, siempre expresadas por unidad de masa de aire seco, hace conveniente plantear las ecuaciones de conservación del aire seco y la de la humedad, quedando excluida la de masa total.

La ecuación de conservación de la masa de aire seco es:

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m}_a = \sum_{\text{salida}} \dot{m}_a \quad (12.1)$$

La ecuación de conservación de la masa de agua resulta más complicada debido a la posible incorporación o sustracción de agua a las corrientes de aire húmedo:

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m}_a w + \sum_{\text{entrada}} \dot{m}_v = \sum_{\text{salida}} \dot{m}_a w + \sum_{\text{salida}} \dot{m}_v \quad (12.2)$$

Por último, la ecuación de conservación de la energía se expresa en términos de entalpía (en coherencia con la mencionada consideración de gastos másicos), y debe incluir, por una parte, las aportaciones tanto del aire seco como de la humedad en cada corriente, y por otra, un término de aportación de calor (positivo o negativo) no asociado a ningún gasto másico, que puede ser debido a una o varias fuentes térmicas (cargas de origen eléctrico, mecánico –por ejemplo una bomba de calor-, biológico, químico o por transmisión de calor desde el exterior del volumen de control), o a uno o varios sumideros térmicos (baterías de frío o pérdidas de calor al entorno):

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m}_a h_a + \sum_{\text{entrada}} \dot{m}_v h_v + \dot{Q} = \sum_{\text{salida}} \dot{m}_a h_a + \sum_{\text{salida}} \dot{m}_v h_v \quad (12.3)$$

En los balances de masa de agua y de entalpía, la incorporación de agua líquida saturada o incluso subenfriada no está excluida a pesar de que se identifiquen los intercambios de masa de agua con el subíndice v . En este caso, el agua debe acompañarse en la ecuación 12.3 con la entalpía que corresponde a su estado en el momento de la incorporación.

12.3. Clasificación según la recta de maniobra

La recta de maniobra, definida en el Tema 11 como herramienta gráfica del diagrama psicrométrico de Carrier, es útil para clasificar las posibles transformaciones psicrométricas a las que puede someterse una corriente de aire húmedo. Si una transformación se identifica por sus estados inicial (1) y final (2), la recta de maniobra se expresa:

$$RM = \frac{\Delta h}{\Delta w} = \frac{h_2 - h_1}{w_2 - w_1} \quad (12.4)$$

Según el valor adoptado por este parámetro las posibles transformaciones psicrométricas, esquematizadas en la Figura 12.1, son las siguientes. En cada caso, se comentan las posibilidades de provocar tales transformaciones por medio de sistemas de acondicionamiento de aire, aunque obviamente, todas ellas pueden también ser el resultado de la presencia de cargas térmicas y fuentes de humedad:

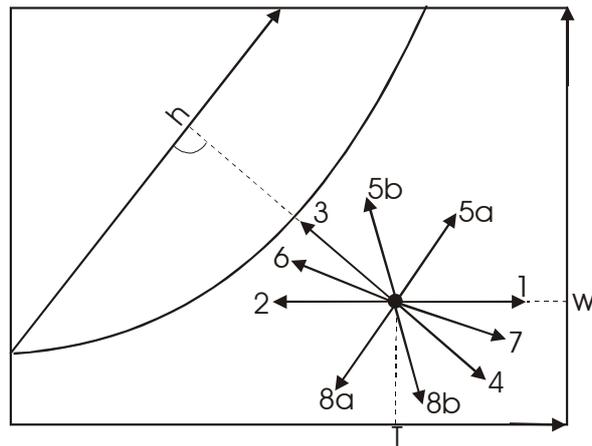


Figura 12.1. Posibles transformaciones psicrométricas de una corriente de aire húmedo

1. Calentamiento: $RM = +\infty$. Es una operación habitual en invierno, cuando no existe necesidad de humidificar, bien porque la humedad del aire exterior de ventilación ya tiene mucha humedad, o bien cuando en el interior ya existen suficientes fuentes de humedad, como por ejemplo la ventilación de un vestuario en invierno por medio de un ventilador y una batería de resistencias eléctricas o una bomba de calor. El balance entálpico (12.3) para una corriente que sufre esta transformación se limita a (denominando 1 al estado inicial y 2 al final):

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (Cp_a + w Cp_v)(T_2 - T_1) \quad (12.5)$$

2. Enfriamiento: $RM = -\infty$. Es una operación habitual en verano, cuando el ambiente exterior es seco o la temperatura exterior no es excesivamente alta. Se logra haciendo pasar la corriente de aire por un ventilador y una batería de frío. La ecuación (12.5) recoge también el balance entálpico de esta transformación.
3. Humidificación adiabática: $RM = 0$. Se puede lograr instalando un sistema de inyectores o rociadores que atomizan el agua a presión procedente de una bomba, bien directamente sobre la propia corriente o bien sobre paneles de material absorbente a través de los que se hace circular la corriente de aire. Los lavadores (ver Tema 10) son sistemas de acondicionamiento basados exclusivamente en este proceso. El proceso solo es adiabático si no existe transmisión de calor desde el entorno y si la temperatura del agua rociada es igual a la temperatura húmeda del estado inicial. Esto se consigue, por ejemplo, utilizando para el rociado agua recirculada de la propia condensación. El balance entálpico permite, a partir de la expresión 12.3 y teniendo en cuenta la entalpía inicial del agua incorporada, determinar la humedad final en función de la temperatura final o al revés.

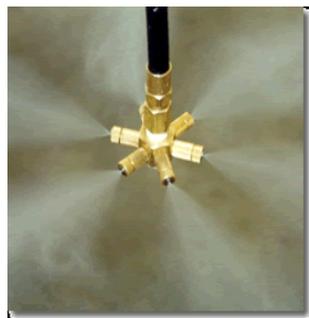


Figura 12.2. Sistemas para la humidificación y para la deshumidificación del aire

4. Deshumidificación adiabática: $RM = 0$. Se puede lograr colocando en la corriente de aire sustancias como el gel de sílice (ver Figura 12.2) que absorben humedad condensando el vapor de agua y liberándose el calor de condensación. El proceso está limitado por la capacidad de absorción de la sustancia desecante.
5. Aportación de calor y humidificación: $RM > 0$

- a. Con elevación de temperatura: $\Delta T > 0$. Los procesos de calefacción como el descrito en el punto 1 tienen como inconveniente la excesiva reducción de la humedad relativa, que reduce el confort. Esto se puede resolver humidificando adiabáticamente tras el calentamiento (procesos 1 seguido de 3, línea continua de la Figura 12.2) o por medio de procesos de humidificación evaporativa, es decir haciendo circular la corriente a través de una bandeja con agua de la red, provista de resistencias eléctricas de inmersión. Como la temperatura del vapor aportado (100°C) es superior a la del aire, se produce calentamiento del aire al tiempo que humidificación (línea a trazos de la Figura 12.3 izqda.). Este es el objeto, por ejemplo, de los humidificadores domésticos (Figura 12.3 dcha.)

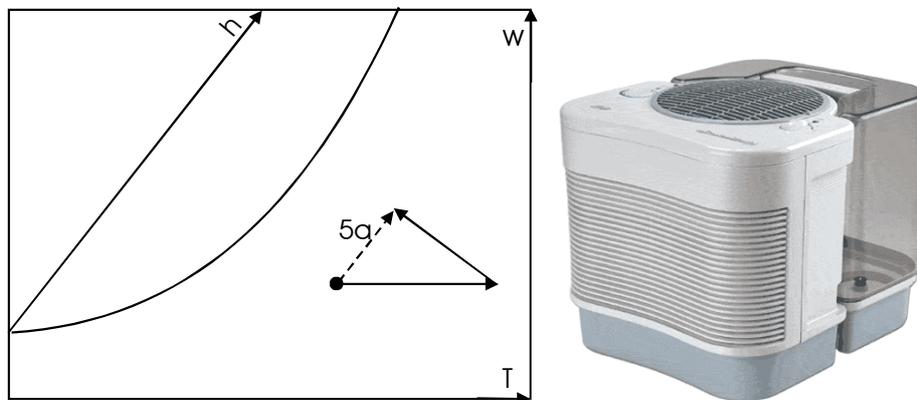


Figura 12.3. Proceso de humidificación y calentamiento, y humidificador doméstico

- b. Con descenso de temperatura: $\Delta T < 0$. No es habitual diseñar procesos de aportación de calor que resulten en enfriamiento del aire, pero sin embargo ocurren con frecuencia. Un ejemplo son los procesos de humidificación por inyección de agua antes mencionados, que no llegan a ser adiabáticos debido, bien a que al quedar la corriente de aire tratado a temperatura inferior a la ambiental, y al no estar los conductos perfectamente aislados, reciben calor del entorno, o bien a que el agua inyectada está a temperatura superior a la temperatura húmeda inicial.
6. Sustracción de calor y humidificación: $RM < 0$. Exceptuando el caso de humidificación por rociado de agua a temperatura menor que la húmeda, para sustraer calor a la corriente es necesario que exista un foco térmico a temperatura inferior a la de ésta, que no puede ser sino un fluido frigorígeno. Por tanto estos procesos requieren la presencia de una batería de frío. Sin embargo, no suele ser necesario humidificar al tiempo que se enfría, pues el propio enfriamiento conduce a un aumento de la humedad relativa. En todo caso, el interés de esta operación puede darse en días de verano poco calurosos pero muy secos.
7. Aportación de calor y deshumidificación: $RM < 0$. A pesar de que los procesos de calefacción llevan asociada una reducción de la humedad relativa, existen circunstancias en las que la elevada humedad o la presencia de fuentes de humedad requieren aportar calor y eliminar humedad. Tal puede ser el caso de sistemas de

climatización de piscinas, duchas, vestuarios, cocinas, etc. Se pueden lograr estos procesos colocando baterías de calor y sustancias desecantes que actúen simultáneamente sobre la corriente de aire.

8. Sustracción de calor y deshumidificación: $RM > 0$.

- a. Con descenso de temperatura: $\Delta T < 0$. Los procesos de enfriamiento del aire por baterías de frío, habituales en verano, conducen a un incremento de la humedad relativa, que es necesario compensar con procesos de eliminación del agua. Para lograr esto, lo más común es realizar el enfriamiento hasta temperaturas inferiores a la de rocío, y retirar el agua de condensación. Una vez realizada esta operación es probable que la humedad relativa sea excesiva y la temperatura demasiado fría, por lo que puede volver a calentarse el aire. En la práctica el aire tratado no llega a alcanzar globalmente la saturación tras el enfriamiento, al existir un cierto factor de *by pass* (véase su definición en el apartado 12.4). La corriente difícilmente supera valores de humedad relativa entre el 90% al 95%, aunque se puede llegar al 98% con enfriadores de más de seis serpentines.

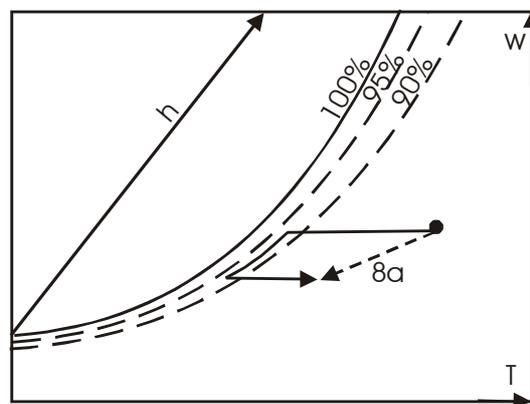


Figura 12.4. Enfriamiento y deshumidificación con factor de *by-pass*

- b. Con elevación de temperatura: $\Delta T > 0$. Este caso es similar al descrito en el punto 7, pero llevado al extremo de que las necesidades de deshumectación sean mucho mayores que las de calentamiento. En este caso es posible que el propio calor liberado por condensación del agua sea más que suficiente para la calefacción y en consecuencia se requiera incluso una batería de frío para compensar el exceso de carga térmica.

12.4. Factor de *by pass*

Al atravesar una corriente de aire una batería de frío, la corriente sufre una transformación psicrométrica que conduce a un aumento de la humedad relativa. En este proceso, es posible que el aire húmedo alcance la temperatura de rocío (a la humedad absoluta del aire) y por lo tanto se sature. Sin embargo la imposibilidad de asegurar el contacto de toda la masa de aire circulante con las paredes frías de la batería hace que cuando parte de la corriente se ha saturado (la que circula más próxima a las paredes) y comienza a desprender agua líquida, otra parte (la que circula más alejada de las paredes) permanezca sin saturarse.

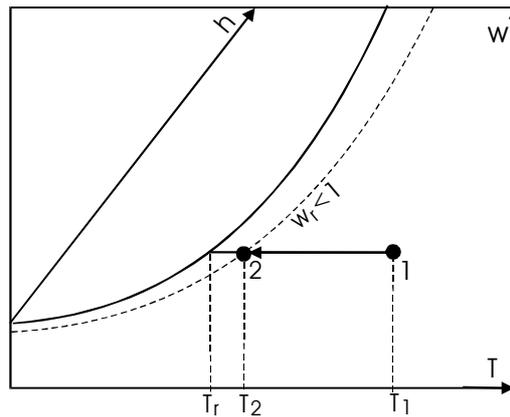


Figura 12.5. Definición del factor de by-pass

El factor de *by pass* (*FB*) afecta a la transformación completa sufrida por la corriente, por lo que su definición toma como referencia las condiciones iniciales de la misma, es decir, las condiciones de entrada a la batería. Este factor representa la proporción de la masa de aire que no sufre ningún cambio. El número complementario hasta la unidad es el factor de contacto (*FC*), que representa la proporción de masa de aire que se satura como consecuencia del enfriamiento sufrido. Por tanto:

$$FB=1-FC=1-\frac{T_1-T_2}{T_1-T_r}=\frac{T_2-T_r}{T_1-T_r} \quad (12.6)$$

El fenómeno descrito, cuantificado por el factor de by pass no solo tiene lugar en baterías de frío, sino que puede ocurrir en cualquier transformación en la que se incrementa la humedad relativa (transformaciones 2, 3, 5b, 6 y 8a del apartado 12.3) tales como lavadores, baterías con humidificación o baterías con desecantes. Su existencia resulta conveniente en algunas ocasiones (por ejemplo cuando se pretende eliminar agua por condensación) e inconveniente en otras (cuando se pretende humidificar una corriente). La presencia de atomizadores de agua siempre reduce los factores de *by-pass* al distribuir el agua de forma uniforme.

12.5. Mezcla de dos corrientes

Muchas de los objetivos de acondicionamiento de aire mencionados en el apartado anterior pueden lograrse mediante mezcla de corrientes de aire húmedo. Se desarrolla a continuación el problema de dos corrientes de aire húmedo que se mezclan. Este es un caso particular del genéricamente planteado en el apartado 12.2, que tiene interés por su gran aplicación práctica y por la sencillez de su resolución. Numerando ahora como 1 y 2 a las corrientes entrantes y como 3 a la saliente, el balance de masa de aire seco queda:

$$m_{a3} = m_{a1} + m_{a2} \quad (12.7)$$

El balance de masa de agua:

$$m_{a3}w_3 = m_{a1}w_1 + m_{a2}w_2 \quad (12.8)$$

Y el balance de entalpía:

$$m_{a3}h_3 = m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 \quad (12.9)$$

Combinando las ecuaciones (12.7) y (12.8) se obtiene la humedad de la corriente de salida:

$$w_3 = \frac{\dot{m}_{a1}w_1 + \dot{m}_{a2}w_2}{m_{a1} + m_{a2}} \quad (12.10)$$

Y combinando las ecuaciones (12.7) y (12.9) se obtiene la entalpía de la corriente de salida:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{a1}h_1 + \dot{m}_{a2}h_2}{m_{a1} + m_{a2}} \quad (12.11)$$

Las expresiones (12.10) y (12.11) indican que las variables psicrométricas entalpía y humedad absoluta de la corriente saliente pueden determinarse por ponderación de los gastos máscicos de aire seco.

Esta ponderación lineal implica que gráficamente se pueda aplicar la “regla de la palanca” en aquellos diagramas en los que las variables independientes son la humedad absoluta y la entalpía, es decir, el diagrama Ashrae y el de Mollier. La regla de la palanca, ilustrada en la Figura 12.6, establece que el punto de salida está situado en la línea de unión de los de entrada, y se localiza a una distancia del punto 1 directamente proporcional a la proporción máscica de la corriente 2 y a la inversa.

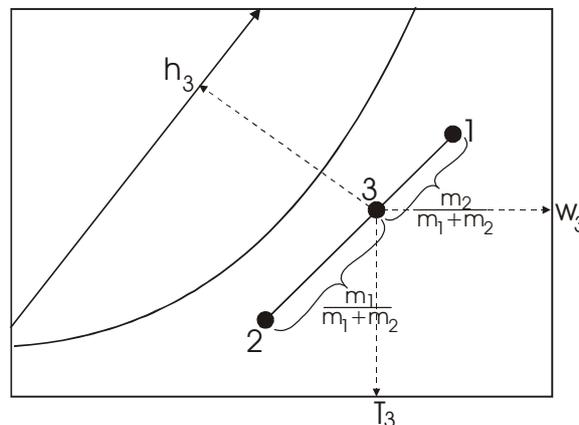


Figura 12.6. Determinación gráfica de las condiciones psicrométricas de la corriente de mezcla

Esta regla no es, sin embargo estrictamente aplicable en el diagrama de Carrier, donde las variables independientes son la humedad absoluta y la temperatura. En concreto, la temperatura de la corriente de salida puede obtenerse sustituyendo en la ecuación (12.11) la expresión de la entalpía de cada corriente en función de la temperatura:

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{a1}T_1(Cp_{a1} + w_1Cp_{v1}) + \dot{m}_{a2}T_2(Cp_{a2} + w_2Cp_{v2})}{(m_{a1} + m_{a2})(Cp_{a3} + w_3Cp_{v3})} \approx \frac{\dot{m}_{a1}T_1 + \dot{m}_{a2}T_2}{m_{a1} + m_{a2}} \quad (12.12)$$

La diferencia entre los calores específicos medios de cada corriente hace que la ponderación lineal no sea correcta para el cálculo de la temperatura de salida, aunque sí muy aproximada. En consecuencia, los errores cometidos al aplicar dicha regla gráfica en el diagrama de Carrier son muy pequeños.

12.6. Calor sensible y calor latente

El calor total intercambiado entre el aire húmedo y el entorno puede distinguirse entre calor sensible, es decir, el asociado a cambios en la temperatura de sus componentes, y calor latente, es decir el asociado a los cambios de agregación de sus componentes, en este caso, exclusivamente del agua contenido en el aire. Expresando esta distinción en términos de calor por unidad de masa de aire seco:

$$q = q_{sens} + q_{lat} = h_2 - h_1 \quad (12.13)$$

Si se aplica la ecuación de determinación de la entalpía del aire húmedo (11.33) a los estados inicial y final:

$$h_1 = h_{a0} + C_{p_a}(T_1 - T_0) + w_1 [h_{v0} + C_{p_v}(T_1 - T_0)] \quad (12.14)$$

$$h_2 = h_{a0} + C_{p_a}(T_2 - T_0) + w_2 [h_{v0} + C_{p_v}(T_2 - T_0)] \quad (12.15)$$

Después de sustituir estas expresiones en la ecuación (12.13), existen dos opciones para identificar calor sensible y calor latente. Suele adoptarse como calor latente el causado por la incorporación o sustracción de agua a la temperatura inicial del proceso, y como calor sensible el causado por el calentamiento o el enfriamiento de la masa de aire húmedo con la humedad final, es decir tras la incorporación o sustracción de agua:

$$\begin{aligned} h_2 - h_1 &= C_{p_a}(T_2 - T_1) + w_2 [h_{v0} + C_{p_v}(T_2 - T_0 + T_1 - T_1)] - w_1 [h_{v0} + C_{p_v}(T_1 - T_0)] = \\ &= (C_{p_a} + w_2 C_{p_v})(T_2 - T_1) + (w_2 - w_1) [h_{v0} + C_{p_v}(T_1 - T_0)] \end{aligned} \quad (12.16)$$

$$q_{sens} = (C_{p_a} + w_2 C_{p_v})(T_2 - T_1) \quad (12.17)$$

$$q_{lat} = (w_2 - w_1) [h_{v0} + C_{p_v}(T_1 - T_0)] \quad (12.18)$$

En caso de adoptarse el criterio opuesto (calor latente a la temperatura final y calor sensible con la humedad inicial) los valores obtenidos serían distintos, por lo que es preciso dejar claro el criterio para el cálculo del factor de calor sensible.

El factor de calor sensible (*FCS*), siguiendo la definición dada en la ecuación 11.47, puede calcularse a partir de 12.17 o a partir de 12.18, ya que:

$$FCS = \frac{q_{sens}}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{q_{lat}}{h_2 - h_1} \quad (12.19)$$

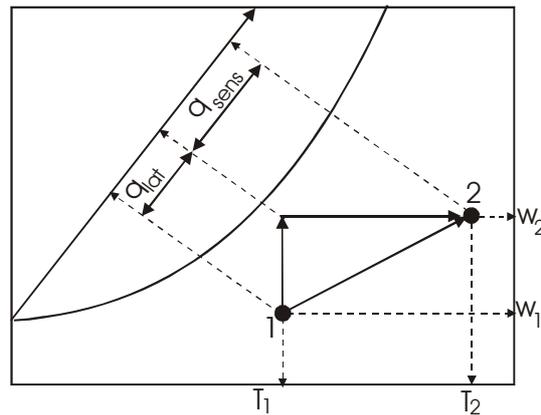


Figura 12.6. Intercambios de calor sensible y de calor latente en una transformación

El estado del aire impulsado en un local debe ser tal que compense las cargas sensibles y latentes del local, y por tanto debe localizarse en la línea que tiene como origen el estado que se desea mantener en el local y la dirección establecida por el *FCS*.

Otra forma de realizar el mismo análisis es utilizando la recta de maniobra también definida en la ecuación 11.48. A partir del factor de calor sensible (que puede obtenerse gráficamente en los diagramas de Carrier y Ashrae) puede calcularse la recta de maniobra (*RM*) (que además de en los diagramas anteriores, también se obtiene en el de Mollier):

$$RM = \frac{h_2 - h_1}{w_2 - w_1} = \frac{q}{q_{lat}} [h_{v0} + C_{pv}(T_1 - T_0)] = \frac{h_{v0} + C_{pv}(T_1 - T_0)}{1 - FCS} \quad (12.20)$$

12.7. Bibliografía

1. Wang, S.K.; Lavan, Z.; Norton, P. Air conditioning and refrigeration engineering. CRC Press. USA, 2000.
2. Pinazo, J.M. Manual de climatización. Tomo I. Transformaciones psicrométricas. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1995.
3. Carrier Air Conditioning. Manual de aire acondicionado. Marcombo. Barcelona, 1999.

TEMA 13. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

13.1. Definición de carga térmica	245
13.1.1. Definición	245
13.1.2. Objetivo del cálculo de las cargas térmicas	245
13.1.3. Clasificación de las cargas térmicas	245
13.2. Carga a través de paredes, techos o suelos.	246
13.2.1. Cálculo de la carga	246
13.2.2. Conductividades térmicas	247
13.2.3. Resistencias térmicas de convección.....	250
13.2.3.1. Cerramientos en general.....	250
13.2.3.2. Cámaras de aire no ventiladas entre cerramientos	250
13.2.3.3. Cámaras de aire ventiladas entre cerramientos	251
13.2.3.4. Cámaras especiales. Cerramientos con cámaras de aire de espesor variable.....	252
13.2.3.5. Resistencias térmicas y coeficientes globales de partes de los cerramientos.....	254
13.2.3.6. Coeficiente global de transmisión de calor de un edificio	256
13.2.4. Zonas climáticas	256
13.2.5. Limitaciones del Código Técnico de la Edificación	259
13.2.5.1. Valores máximos del coeficiente global del cerramiento.	259
13.2.5.2. Valores máximos del coeficiente global de la envolvente térmica del edificio.	259
13.2.6. Temperatura seca exterior	260
13.2.6.1. Tipos de recinto colindante.....	260
13.2.6.2. Temperatura equivalente del recinto colindante.	260
13.2.6.3. Temperatura equivalente del ambiente exterior corregida.....	261
13.3. Cargas debidas a la ventilación.	273
13.4. Cargas debidas a la infiltración.	273
13.5. Cargas a través de superficies acristaladas	274
13.6. Cargas debidas a la presencia de ocupantes	275
13.7. Carga debida a la iluminación	277
13.8. Carga debida a máquinas o procesos industriales	277
13.9. Carga debida al paso de conductos de fluidos	278
13.10. Cargas de humedad a partir de superficies de agua	280
13.11. Cálculo de cargas térmicas. Ejemplos.	283
13.11.1. Ejemplo a)	283
13.11.2. Ejemplo b)	285
13.12. Bibliografía	286

13.1. Definición de carga térmica

13.1.1. Definición

En este capítulo, el estudio y la determinación de las cargas térmicas están enfocados fundamentalmente hacia el acondicionamiento de aire en edificaciones civiles.

Se define como carga térmica a todo fenómeno que tienda a modificar tanto la temperatura como la humedad absoluta en un local. Asimismo, puede entenderse como la potencia de refrigeración o calefacción que requiere un local o instalación, en un determinado instante, para mantener unas condiciones interiores dadas.

Así pues, se denomina carga sensible a aquélla que modifica la temperatura seca del aire. Si se modifica la cantidad de agua contenida en el aire (vapor de agua) entonces la carga se denomina latente.

13.1.2. Objetivo del cálculo de las cargas térmicas

El objetivo del cálculo de las cargas térmicas de un determinado local o edificio es dimensionar el equipamiento necesario que permita establecer el acondicionamiento interior deseado cuando se produzca la máxima demanda.

En España, la carga máxima de refrigeración se producirá aproximadamente sobre las 15.00 horas del mes de julio, mientras que la carga máxima de calefacción se dará aproximadamente sobre las 7.00 horas del mes de enero.

13.1.3. Clasificación de las cargas térmicas

En la Figura 13.1 se presenta una clasificación de las cargas térmicas. Éstas se pueden clasificar en función del tipo acción necesaria para mantener determinadas condiciones interiores de un local cualquiera: de refrigeración o de calefacción.

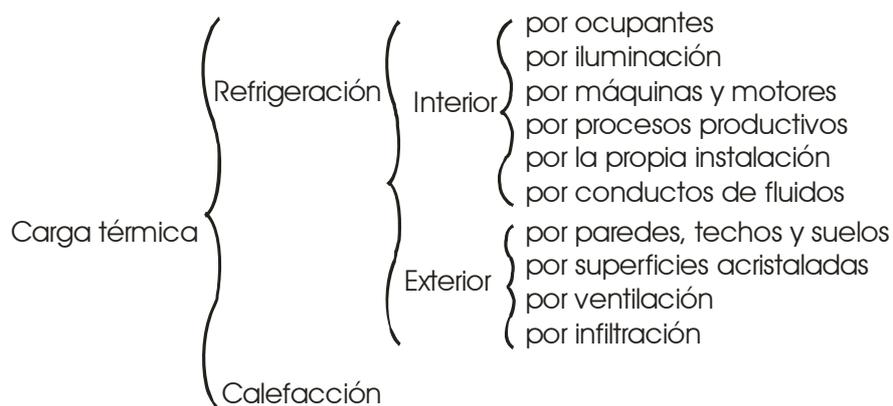


Figura 13.1. Clasificación de cargas térmicas.

Asimismo, las cargas térmicas que provocan la necesidad de refrigeración pueden dividirse a su vez en interiores y exteriores. Dentro de esta división se citan todos aquellos procesos que tienden a aumentar la carga térmica del local, y que es necesario evaluar para diseñar el sistema de refrigeración adecuado. En el caso de la calefacción, la clasificación posterior es idéntica a la refrigeración. Sin embargo, el efecto de las cargas es diferente. En este caso las cargas interiores reducen la potencia de calefacción

necesaria. Como puede intuirse, son las cargas relacionadas con el exterior las que motivan la necesidad fundamental de calefacción.

13.2. Carga a través de paredes, techos o suelos.

13.2.1. Cálculo de la carga

Con el objetivo de diseñar correctamente todos los elementos que componen una instalación de refrigeración o calefacción, el cálculo de la carga térmica máxima se debe realizar por sectores. Tal y como se aprecia en la Figura 13.2, los sectores de una edificación pueden ser: habitaciones, zonas de habitaciones o locales o edificios enteros.

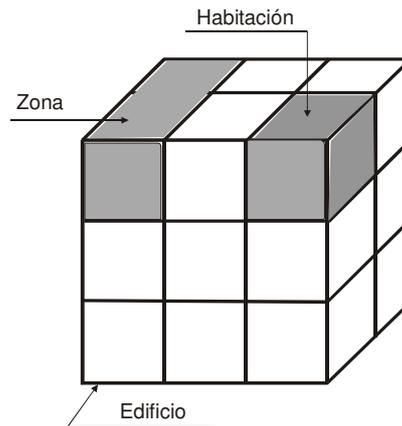


Figura 13.2 Sectores para el cálculo de cargas térmicas

Con la sectorización de las edificaciones se pretende identificar y resolver problemas particulares de cada uno de estos sectores.

- Sector habitación: En base a esta estimación se proyectan los elementos terminales de la instalación (difusores, etc.), así como los conductos que alcancen dichos elementos terminales.
- Sector zona: Conjunto de locales o habitaciones servidos por una misma instalación, con cargas acompasadas en el tiempo. En base a esta estimación se dimensionan los climatizadores, sistemas de control de caudal variable, etc.
- Sector edificio: En este caso las estimaciones son necesarias para dimensionar las fuentes de sistemas centralizados (caldera, torres de refrigeración, etc.) o sistemas únicos de climatización.

El calor transmitido a través de un muro multicapa en estado estacionario puede calcularse como:

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot (T_{ext} - T_L) \quad (13.1)$$

donde:

\dot{Q} – Potencia calorífica transmitida [W]

A – Superficie del cerramiento (Paredes, Techos o Suelos) [m²]

U – Coeficiente global de transmisión de calor [W/m² °C]

T_{ext} – Temperatura seca exterior [°C]

T_L – Temperatura seca del local [°C]

El coeficiente global de transferencia U puede calcularse según la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_i}{K_i} + \frac{1}{h_{ext}}} = \frac{1}{\sum R_{t_i}} \quad (13.2)$$

donde:

e_i – Espesor capa i [m]

K_i – Conductividad térmica capa i [W/m °C]

h_{int} – Coeficiente de convección en el interior del local [W/m² °C]

h_{ext} – Coeficiente de convección en el exterior del local [W/m² °C]

R_{t_i} – Resistencia térmica de cada capa i [m² °C/W]

13.2.2. Conductividades térmicas

La dificultad de la resolución de la ecuación 13.1 radica, fundamentalmente, en calcular las resistencias térmicas de cada caso particular. Para determinar éstas es necesario conocer los coeficientes de convección en cada tipo de cerramiento, así como la conductividad térmica de los materiales que los componen. En la Tabla 13.1 se presenta la conductividad térmica de una buena parte de los materiales utilizados para la construcción de locales y recintos climatizados.

Tabla 13.1 Conductividad térmica de algunos materiales utilizados en la construcción

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m ² °C)
Rocas y suelos naturales		
Rocas compactas	2500 – 3000	3.50
Rocas porosas	1700 – 2500	2.33
Arena húmeda natural	1700	1.40
Suelo de humedad natural	1800	2.10
Arcilla	2100	0.93
Arena	1500	0.58
Grava rodada	1700	0.81
Escoria de carbón	1200	0.19
Cascote de ladrillo	1300	0.41
Pastas morteros y hormigones. Revestimientos continuos.		
Mortero de cal y bastardos	1600	0.87
Mortero de cemento	2000	1.40
Enlucido de yeso	800	0.30
Enlucido de yeso con perlita	570	0.18
Hormigón armado (normal)	2400	1.63

Tabla 13.1 Conductividad térmica de algunos materiales utilizados en la construcción (continuación)

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m ² C)
Pastas morteros y hormigones. Revestimientos continuos. (cont.)		
Hormigón con áridos ligeros (I)	600	0.17
Hormigón con áridos ligeros (II)	1000	0.33
Hormigón con áridos ligeros (III)	1400	0.55
Hormigón celular con áridos silíceos (I)	600	0.34
Hormigón celular con áridos silíceos (II)	1000	0.67
Hormigón celular con áridos silíceos (III)	1400	1.09
Hormigón celular sin áridos	305	0.09
Hormigón en masa con grava normal y áridos ligeros	1600	0.73
Hormigón en masa con grava normal y áridos ordinarios sin vibrar	2000	1.16
Hormigón en masa con grava normal y áridos ordinarios vibrados	2400	1.63
Hormigón en masa con arcilla expandida (I)	500	0.12
Hormigón en masa con arcilla expandida (II)	1500	0.55
Bloques de hormigón incluida juntas con ladrillo silicocalcáreo macizo	1600	0.79
Bloques de hormigón incluida juntas con ladrillo silicocalcáreo perforado	2500	0.56
Bloques huecos de hormigón incluida juntas (I)	1000	0.44
Bloques huecos de hormigón incluida juntas (II)	1200	0.49
Bloques huecos de hormigón incluida juntas (III)	1400	0.56
Bloques de hormigón celular curados al vapor (I)	600	0.35
Bloques de hormigón celular curados al vapor (II)	800	0.41
Bloques de hormigón celular curados al vapor (III)	1000	0.47
Bloques de hormigón celular curados al aire (I)	800	0.44
Bloques de hormigón celular curados al aire (II)	1000	0.56
Bloques de hormigón celular curados al aire (III)	1200	0.70
Placas o paneles		
Cartón yeso	900	0.18
Hormigón con fibra de madera	450	0.08
Placas de escayola	800	0.30
Ladrillo macizo	1800	0.87
Ladrillo perforado	1600	0.76
Ladrillo hueco	1200	0.49
Madera		
Maderas frondosas	800	0.21
Maderas de coníferas	600	0.14
Contrachapado	600	0.14
Tablero aglomerado de partículas	650	0.08

Tabla 13.1 Conductividad térmica de algunos materiales utilizados en la construcción
(continuación)

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m ² C)
Plásticos y revestimientos de suelos		
Linóleo	1200	0.19
Moquetas y alfombras	1000	0.05
Materiales bituminosos		
Asfalto	2100	0.70
Betún	1050	0.17
Láminas bituminosas	1100	0.19
Metales		
Fundición y acero	7850	58
Cobre	8900	384
Bronce	8500	64
Aluminio	2700	204
Materiales aislantes térmicos		
Arcilla expandida (I)	300	0.08
Arcilla expandida (II)	450	0.11
Aglomerado de corcho UNE 5690	110	0.19
Espuma elastomérica	60	0.03
Fibra de vidrio (I)	10 – 18	0.04
Fibra de vidrio (II)	19 – 30	0.03
Fibra de vidrio (III)	31 – 45	0.03
Fibra de vidrio (IV)	46 – 65	0.03
Fibra de vidrio (V)	66 – 90	0.03
Fibra de vidrio (VI)	> 91	0.03
Lana mineral (I)	30 – 50	0.042
Lana mineral (II)	51 – 70	0.040
Lana mineral (III)	71 – 90	0.038
Lana mineral (IV)	91 – 120	0.038
Lana mineral (V)	121 – 150	0.038
Perlita expandida	130	0.047
Poliestireno expandido (I)	10	0.057
Poliestireno expandido (II)	12	0.044
Poliestireno expandido (III)	15	0.037
Poliestireno expandido (IV)	20	0.034
Poliestireno expandido (V)	25	0.033
Poliestireno extrusionado	33	0.033
Poliestireno reticulado	30	0.038
Espuma de polisocianurato	35	0.026
Espuma de poliuretano (I)	32	0.023
Espuma de poliuretano (II)	35	0.023
Espuma de poliuretano (III)	40	0.023

Tabla 13.1 Conductividad térmica de algunos materiales utilizados en la construcción (continuación)

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m°C)
Materiales aislantes térmicos (cont.)		
Espuma de poliuretano (IV)	80	0.040
Espuma de poliuretano aplicada in situ (I)	35	0.023
Espuma de poliuretano aplicada in situ (II)	40	0.023
Espuma de urea formol (I)	10 – 12	0.034
Espuma de urea formol (II)	12 – 14	0.035
Vermiculita expandida	120	0.035
Vidrio celular	160	0.044

13.2.3. Resistencias térmicas de convección

Para la determinación de las resistencias térmicas de convección a emplear en cada caso se recomienda seguir la distinción que se hace en el Código Técnico de la Edificación, Documento Básico DB-HE-2, sobre rendimiento de las instalaciones térmicas.

13.2.3.1. Cerramientos en general

De manera general, los cerramientos pueden ser verticales y horizontales. En el caso de los cerramientos horizontales, para la determinación de las resistencias térmicas por convección éstas se distinguen en función de la dirección del flujo de calor. Así pues en verano se adopta cerramiento con flujo descendente y en invierno con flujo ascendente. En la Tabla 13.2 aparecen las resistencias térmicas para cerramientos verticales y horizontales de forma general, denotándose con los subíndices *int* y *ext* al interior y exterior del cerramiento respectivamente.

Tabla 13.2 Resistencias térmicas en función del cerramiento, del flujo de calor y de la separación con el exterior u otros locales circundantes [m²°C/W]

		Expuesto al exterior o separado mediante otro local completamente abierto			Separado del exterior mediante otro local o cámara de aire ventilada		
		1/h _{int}	1/h _{ext}	1/h _{int} +1/h _{ext}	1/h _{int}	1/h _{ext}	1/h _{int} +1/h _{ext}
Vertical		0.11	0.06	0.17	0.11	0.11	0.22
Horizontal	Flujo ascendente	0.09	0.05	0.14	0.09	0.09	0.18
	Flujo descendente	0.17	0.05	0.22	0.17	0.17	0.34

Para los cerramientos horizontales contra el terreno que no se contemplen en otras clasificaciones se adopta solo 1/h_{int}.

13.2.3.2. Cámaras de aire no ventiladas entre cerramientos

Al igual que en el caso anterior, la dirección de los flujos de calor se adopta de la misma manera. En la tabla 13.3 se presentan las resistencias térmicas a utilizar en caso de existencia de cámaras de aire no ventiladas entre cerramientos.

Tabla 13.3. Resistencias térmicas en cámaras de aire no ventiladas [$m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$]

Cerramiento		Espesor de la cámara [mm]				
		10	20	50	100	> 150
Vertical		0.14	0.16	0.18	0.17	0.16
Horizontal	Flujo ascendente	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16
	Flujo descendente	0.15	0.18	0.21	0.21	0.21

13.2.3.3. Cámaras de aire ventiladas entre cerramientos

En este caso, la determinación de las resistencias térmicas se realiza en función del grado de ventilación, función a su vez de la relación: S/A para el caso de cerramientos horizontales y S/L para el caso de paredes o cerramientos verticales, siendo:

S – Área de orificios de ventilación [cm^2]

A – Superficie de transmisión del cerramiento [m^2]

L – Longitud del cerramiento vertical [m]

En la figura 13.3 se aprecian las dimensiones características en los dos tipos de cerramientos (vertical y horizontal).

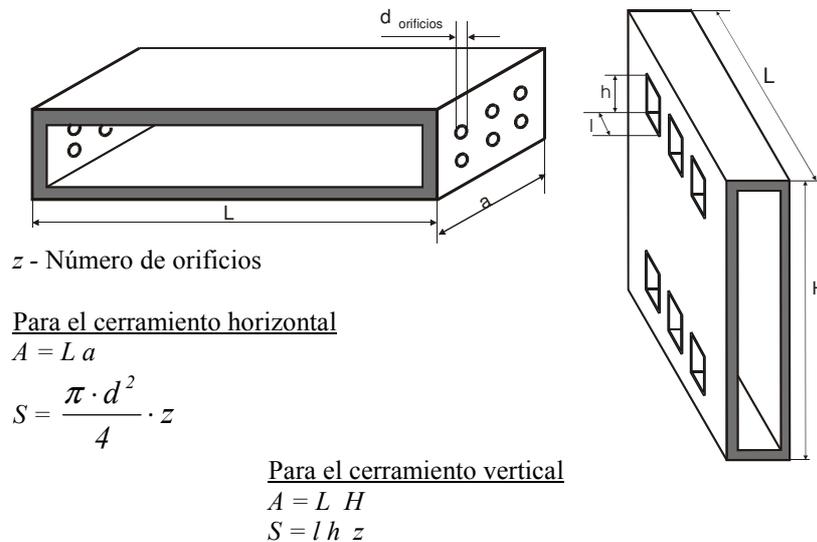


Figura 13.3 Dimensiones características para el cálculo de resistencias térmicas en cámaras ventiladas.

Una vez definidas las relaciones S/A y S/L , se estudian los siguientes casos:

- Cámaras con poca ventilación $S/L < 20$ [cm^2 / m] ó $S/A < 3$ [cm^2 / m^2]. En este caso la cámara se calcula como una cámara no ventilada.
- Cámaras con media ventilación $20 < S/L < 500$ ó $S/A < 30$. En este caso el coeficiente global de transmisión U (o lo que es lo mismo $1/\bar{R}_t$) se calcula mediante una ponderación de los valores para los casos de poca y mucha ventilación.

$$U = U_1 + C_{TC} (U_2 - U_1) \quad (13.3)$$

donde:

U_1 - Coeficiente global de transmisión para el caso a) [$W / m^2 \text{ } ^\circ C$]

U_2 - Coeficiente global de transmisión para el caso c) [$W / m^2 \text{ } ^\circ C$]

C_{TC} - Coeficiente en función del tipo de cerramiento.

Para los cerramientos horizontales en general se recomienda tomar $C_{TC} = 0.4$. Para los cerramientos verticales C_{TC} se toma en función de la relación S/L , tal y como se muestra en la tabla 13.4.

Tabla 13.4 Valores de C_{TC} para cerramientos verticales

h_{int} / h_{ext}	Relación S/L	
	20 - 200	200 - 500
< 0.1	0.1	0.25
0.1 – 0.6	0.2	0.45
0.6 – 1.2	0.3	0.6

c) Cámaras con mucha ventilación ($S/L > 500$ ó $S/A > 30$). En este caso se considera que no existe la parte exterior del cerramiento. Los valores recomendados de resistencias térmicas a emplear aparecen en la tabla 13.5.

Tabla 13.5 Resistencias térmicas para cámaras muy ventiladas [$m^2 \text{ } ^\circ C/W$]

	Verticales	Horizontales	
		Flujo ascendente	Flujo descendente
$1/h_{int} + 1/h_{ext}$	0.20	0.18	0.26

13.2.3.4. Cámaras especiales. Cerramientos con cámaras de aire de espesor variable

Para dar una idea del grado de dificultad que presenta este tipo de cámaras a la hora de determinar el coeficiente global de transferencia, se ha puesto como ejemplo una cámara de aire de espesor variable sobre uno o varios locales a climatizar, tal y como ocurre en el techo de algunas casas, y que se representa esquemáticamente en la Figura 13.4.

En este ejemplo, el procedimiento consiste en calcular la transmisión de calor desde el ambiente exterior, en el verano, (puntos 1, 2 y 3), hasta la cámara de espesor variable (punto 4), y desde allí calcular la transmisión de calor hasta el interior del local a climatizar, denotado con subíndice *int*. En este caso, aunque el punto 4 está ubicado en el interior de la cámara especial, es un punto exterior respecto al local a climatizar y por ello se ha denotado con subíndice *ext*.

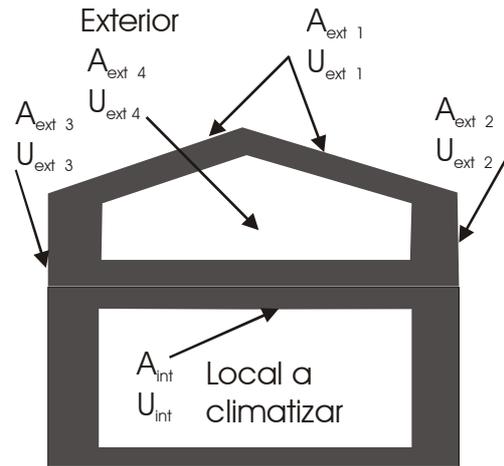


Figura 13.4 Esquema de cámara de aire de espesor variable.

Dentro de las cámaras especiales se distinguen diferentes casos tales como:

- a) Cámara poco ventilada $S/A < 3$ [cm^2/m^2]. En este caso se propone calcular el coeficiente global de transferencia como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_{int}} + \frac{A_{int}}{\sum_{j=1}^n U_{ext j} \cdot A_{ext j}}} \quad (13.4)$$

donde:

j – Número de lados de la cámara especial.

U_{int} – Coeficiente global de transmisión por el lado del interior del local.

U_{ext} – Coeficiente global por los lados exteriores del local.

A_{int} , A_{ext} – Superficies de transmisión en cada caso.

- b) Cámara especial con media ventilación. Para la cámara especial con media ventilación el coeficiente global de transmisión se calcula como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_{int}} + \frac{1}{h_c + \frac{\sum_{j=1}^n U_{ext j} \cdot A_{ext j}}{A_{int}}}} \quad (13.5)$$

donde:

h_c – Coeficiente de convección para la cámara, [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$].

En los casos de cámara especial de media ventilación el valor del coeficiente de convección recomendado es $5 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

- c) Cámara especial muy ventilada $S/A > 30$ [cm^2/m^2]. El caso de la cámara especial muy ventilada se recomienda tratar como las cámaras muy ventiladas contempladas en el apartado c) del epígrafe 13.2.3.3.

d) Forjados enterrados y azoteas ajardinadas. Para estos casos se recomienda calcular el coeficiente global de transmisión de calor como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{U_F} + \frac{e_T}{K_T}} \quad (13.6)$$

donde:

U_F – Coeficiente global de transferencia de calor del forjado sin contar los coeficientes de convección. [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$]

e_T – Espesor del terreno por encima del forjado. [m]

K_T – Conductividad térmica del terreno. Se adopta $K_T = 1.9$ [$\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$]

$1/h_{int}$ – Resistencia térmica por convección para la parte interior del cerramiento. Se recomienda adoptar el valor 0.17 [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$], según se establece en el apartado 13.2.2.1, Tabla 13.2.

13.2.3.5. Resistencias térmicas y coeficientes globales de partes de los cerramientos.

a) Resistencias térmicas de ladrillos y bovedillas.

Tabla 13.6 Resistencias térmicas (e/K) para ladrillos [$\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$]

e [cm]	Huecos	Perforado	Macizos
4	0.07	0.05	0.04
5.3	0.11	0.07	0.06
6.5	0.13	0.09	0.07
9	0.18	0.12	0.1
11.5	0.23	0.15	0.13
14	0.28	0.18	0.16
19	0.39	0.25	0.22
24	0.49	0.32	0.27
29	0.59	0.39	0.34
36	0.74	0.47	0.41
44	0.89	0.58	0.50
49	1	0.65	0.60

En la Figura 13.5 aparece un esquema de los distintos tipos de bovedillas más usados.

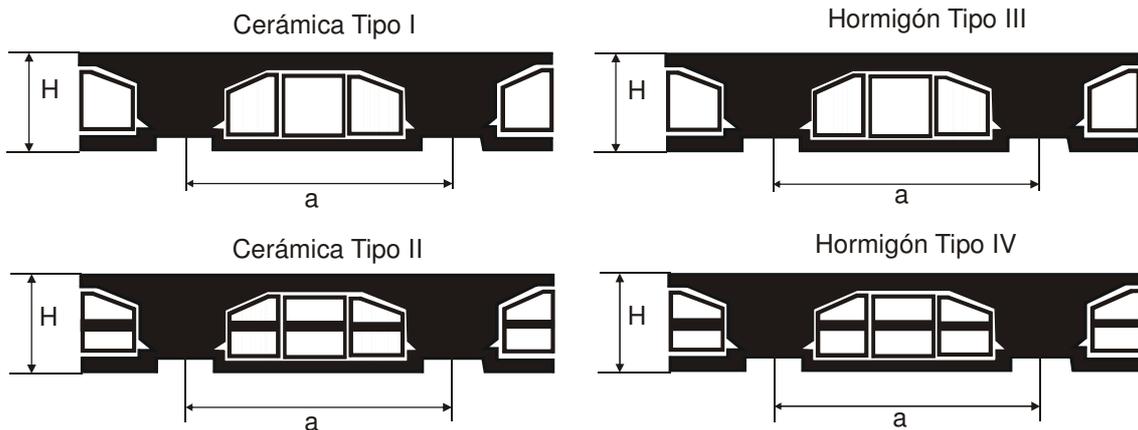


Figura 13.5 Tipos de bovedillas.

Tabla 13.7 Resistencias térmicas (e/K) para bovedillas en $[m^2 \cdot ^\circ C/W]$

Material y tipo	Ancho a [cm]	Altura bovedillas H [cm]				
		8	12	16	20	25
Cerámica I	< 45	0.08	0.11			
	45 - 60	0.11	0.14			
	> 65	0.12	0.16			
Cerámica II	< 45		0.13	0.17	0.21	0.25
	45 - 60		0.19	0.23	0.26	0.31
	> 65		0.23	0.27	0.3	0.34
Hormigón III	< 65		0.11	0.13	0.15	0.18
	> 65		0.12	0.14	0.16	0.19
Hormigón III	< 65				0.22	0.25
	> 65				0.23	0.27

b) Coeficientes globales de ventanas y puertas.

Tabla 13.8 Coeficiente global en ventanas acristaladas y claraboyas. $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$

Tipo de acristalamiento	e de la cámara de aire [mm]	Tipo de marco	Vertical > 60 grados		Horizontal < 60 grados
			Con cortinas o persianas	Sin cortinas o persianas	
Sencillo	Cualquier espesor	madera	4.0	5.0	5.5
		metálica	4.5	5.8	6.5
Doble	6	madera	2.8	3.3	3.5
		metálica	3.3	4.0	4.3
	8	madera	2.7	3.1	3.3
		metálica	3.3	3.9	4.2
	12	madera	2.5	2.9	3.1
		metálica	3.1	3.7	4.0
Doble ventana	Cualquier espesor	madera	2.3	2.6	2.7
Hormigón translúcido			3.0	3.5	3.7

Tabla 13.9 Coeficiente global en puertas. $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$

Tipo de puerta		Exterior	Local acondicionado
Madera	Opaca	3.5	2.0
	Cristal simple < 30%	4.0	
	Cristal simple 30 - 60%	4.5	
	Cristal doble	3.3	
Metálica	Opaca	5.8	4.5
	Cristal simple < 30%	5.8	
	Cristal simple 30 - 60%	5.5	
	Cristal doble	4.8	
Vidrio sin carpintería		3.5	4.5

13.2.3.6. Coeficiente global de transmisión de calor de un edificio

Este cálculo tiene sentido físico cuando se trata de instalaciones de calefacción. Indica, de manera resumida, la potencialidad del edificio para perder calor durante el invierno.

$$U_G = \frac{\sum U_{ext} \cdot A_{ext} + 0.5 \sum U_{NC} \cdot A_{NC} + 0.8 \sum U_{TC} \cdot A_{TC} + 0.5 \sum U_{ST} \cdot A_{ST}}{\sum A_{ext} + \sum A_{NC} + \sum A_{TC} + \sum A_{ST}} \quad (13.7)$$

donde:

U_{ext} – Coeficiente global de los cerramientos en contacto con el exterior
 $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$

U_{NC} – Coeficiente global de los cerramientos en contacto con edificios no calefactados $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$

U_{TC} – Coeficiente global de techos y cubiertas. $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$

U_{ST} – Coeficiente global de los cerramientos de separación con el terreno.
 $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$

A_{ext} , A_{NC} , A_{TC} , A_{ST} – Respectivas superficies de transmisión de los cerramientos.
 $[m^2]$

13.2.4. Zonas climáticas

Las diferentes zonas climáticas en las que se divide España en función de la temperatura mínima del terreno pueden apreciarse en la Figura 13.6. Los valores de dichas temperaturas se muestran en la Tabla 13.10.

Tabla 13.10 Temperatura mínima del terreno en función de la zona climática

Zonas	V	W	X	Y	Z
Temperatura $[^\circ C]$	12	8	7	6	5

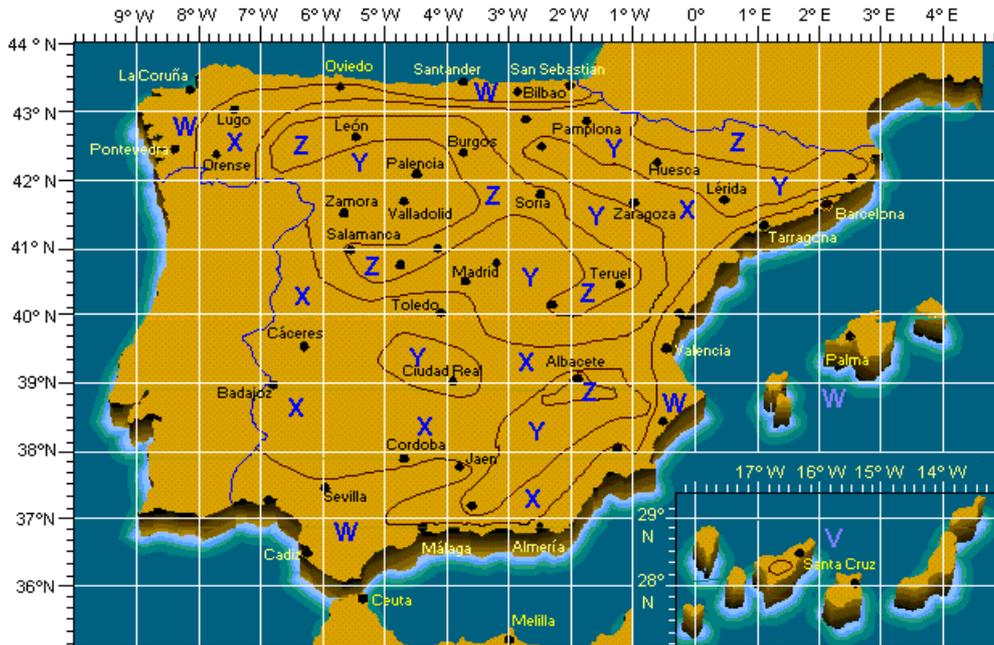


Figura 13.6 Zonificación de España por temperaturas mínimas medias del terreno en enero. Adaptado de [3].

También se divide el territorio español en función de la severidad climática en invierno (SCI) y en verano (SCV). La Tabla 13.11 y la Figura 13.7 muestran las cifras de ambas variables que clasifican el territorio en 12 zonas climáticas.

Tabla 13.11 Temperatura mínima del terreno en función de la zona climática

SCI	Zona A	Zona B	Zona C	Zona D	Zona E
	$SCI \leq 0.3$	$0.3 < SCI \leq 0.6$	$0.6 < SCI \leq 0.95$	$0.95 < SCI \leq 1.3$	$SCI > 1.3$
SCV	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	
	$SCV \leq 0.6$	$0.6 < SCV \leq 0.9$	$0.9 < SCV \leq 1.25$	$SCV > 1.25$	

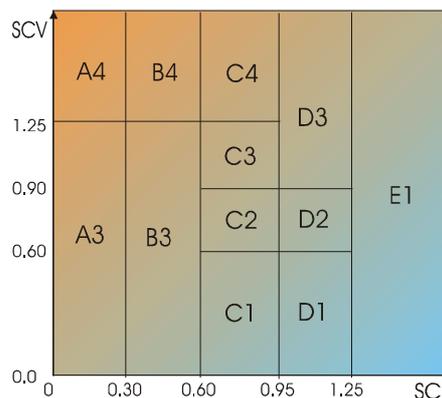


Figura 13.7. Clasificación de las zonas en función de los valores de severidad climática.

Para el cálculo de la severidad climática (en invierno y en verano) se utilizan las siguientes ecuaciones en el caso de que se disponga de los datos de radiación solar:

$$SCI = a \cdot Rad + b \cdot GD_i + c \cdot Rad \cdot GD_i + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD_i^2 + f \tag{13.8}$$

$$SCV = a \cdot Rad + b \cdot GD_v + c \cdot Rad \cdot GD_v + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD_v^2 + f \tag{13.9}$$

En caso contrario se puede estimar por medio de:

$$SCI = a \cdot GD_I + b \cdot n/N + c \cdot GD_I^2 + d \cdot (n/N)^2 + e \quad (13.10)$$

$$SCV = a \cdot GD_V + b \cdot n/N + c \cdot GD_V^2 + d \cdot (n/N)^2 + e \quad (13.11)$$

donde, los parámetros son los de la Tabla 13.12, y además:donde:

- Rad = Radiación global acumulada en Diciembre, Enero y Febrero (kWh/m^2)
- n/N = proporción de horas de sol respecto de las máximas posibles
- GD_I = Grados-día de invierno, que es la acumulación de déficit térmico extendida a un periodo de tiempo (en este caso, Diciembre, Enero y Febrero), promediada diariamente:

$$GD_I(D, E, F) = \frac{\sum_{n^{\circ} \text{horas}}^{2160} (T_b - T_{ext}) \cdot \delta}{24} \quad (13.12)$$

donde:

- T_b = Temperatura base (Temperatura exterior por debajo de la cual suele conectarse la calefacción). Suele tomarse $T_b=20^{\circ}\text{C}$
- T_{ext} = Temperatura exterior media
- $\delta=1$ si $T_{ext} < T_b$; $\delta=0$ si $T_{ext} > T_b$
- GD_V = Grados-día de verano, que es la acumulación de superávit térmico extendida a un periodo de tiempo (en este caso, Junio, Julio, Agosto, Septiembre) y promediada diariamente:

$$GD_V(J, J, A, S) = \frac{\sum_{n^{\circ} \text{horas}}^{2928} (T_b - T_{ext}) \cdot \delta}{24} \quad (13.13)$$

donde:

- T_b = Temperatura base (Temperatura exterior por debajo de la cual suele conectarse el aire acondicionado)
- T_{ext} = Temperatura exterior media
- $\delta=0$ si $T_{ext} < T_b$; $\delta=1$ si $T_{ext} > T_b$

Tabla 13.12. Parámetros para el cálculo de la severidad climática en invierno y en verano

		a	b	c	d	e	f
SCI	Ecuación 13.8	-8.35E-3	3.72E-3	-8.62E-6	4.88E-5	7.15E-7	-6.81E-2
	Ecuación 13.9	2.395E-3	-1.111	1.885E-6	7.026E-1	5.709E-2	
SCV	Ecuación 13.10	-3.724E-3	1.409E-2	1.869E-5	-2.053E-6	-1.389E-5	-5.434E-1
	Ecuación 13.11	1.090E-2	-1.023	1.638E-5	-5.977E-1	-3.370E-1	-

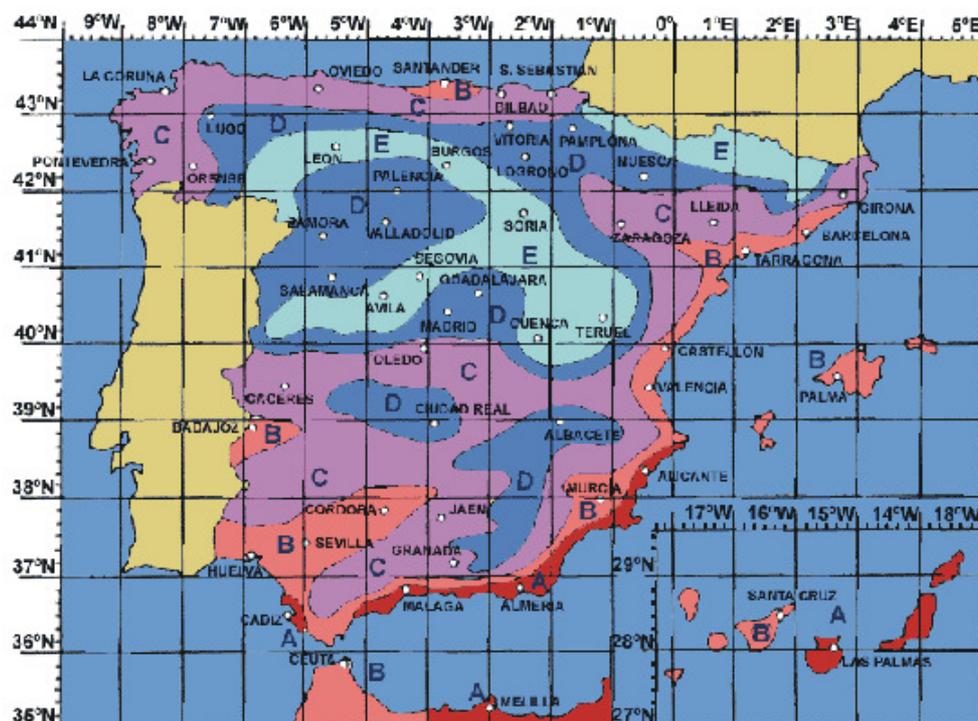


Figura 13.8. Zonificación climática de España en función de la severidad climática en invierno. Adaptado de [3].

13.2.5. Limitaciones del Código Técnico de la Edificación

13.2.5.1. Valores máximos del coeficiente global del cerramiento.

El CTE-HE-2 limita el valor máximo del coeficiente global de transmisión de calor de cada cerramiento (ver Tabla 13.14).

Tabla 13.14. Valores máximos del coeficiente global de transmisión de cada cerramiento y partición interior [$W/m^2\text{°C}$]

Cerramiento o particiones interiores	Zonas A	Zonas B	Zonas C	Zonas D	Zonas E
Muros de fachada, particiones interiores en contacto con zonas no habitables y 1er metro de muros y suelos en contacto con terreno	1.22	1.07	0.95	0.86	0.74
Suelos	0.69	0.68	0.65	0.64	0.62
Cubiertas	0.65	0.59	0.53	0.49	0.46
Vidrios y marcos	5.70	5.70	4.40	3.50	3.10
Medianerías	1.22	1.07	1.00	1.00	1.00

13.2.5.2. Valores máximos del coeficiente global de la envolvente térmica del edificio.

El CTE-HE-2 también limita el valor máximo del coeficiente global de transmisión de calor de los componentes de la envolvente térmica del edificio (ver Tabla 13.15).

Tabla 13.15. Valores máximos del coeficiente global de transmisión de la envolvente térmica [$W/m^2\text{°C}$]

Componente	Zonas A		Zonas B		Zonas C				Zonas D			Zona E
Muros de fachada y muros en contacto con el terreno	0.94		0.82		0.73				0.66			0.57
Suelos	0.53		0.52		0.50				0.49			0.48
Cubiertas	0.50		0.45		0.41				0.38			0.35
	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1
Factor solar modificado de lucernarios	0.29	0.29	0.30	0.28	0.37	0.32	0.28	0.27	0.36	0.31	0.28	0.36

13.2.6. Temperatura seca exterior

Recordando la ecuación 13.1, la temperatura seca exterior T_{ext} puede ser la del ambiente exterior o la de un recinto colindante.

13.2.6.1. Tipos de recinto colindante.

- Terreno.* Se trata de suelos con temperatura inferior a la del local \Rightarrow carga nula aportada al local.
- Local acondicionado a otra temperatura y constante.*
- Local no acondicionado.* Obtener la temperatura del local no acondicionado por balance de cargas puede resultar muy laborioso. Se propone calcularla de manera aproximada.

13.2.6.2. Temperatura equivalente del recinto colindante.

La temperatura equivalente del recinto colindante se calcula como:

$$T_{ERC} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{int-ady i} \cdot T_{L ady i} \cdot U_{int-ady i}}{\sum_{i=1}^n A_{int-ady i} \cdot U_{int-ady i}} \quad (13.14)$$

donde:

$A_{int-ady i}$ – Superficie de intercambio entre el local a acondicionar y el recinto adyacente “i” [m^2].

$T_{L ady i}$ – Temperatura seca del recinto adyacente “i”. [$^{\circ}C$].

$U_{int-ady i}$ – Coeficiente global entre el local a acondicionar y el recinto colindante. [$W/m^2\text{°C}$]

Sin embargo, dada la complejidad del cálculo, la práctica común es calcular:

$$T_{ERC} = \frac{T_{ext} + T_L}{2} \quad (13.15)$$

donde:

T_{ext} – Temperatura seca exterior [°C]
 T_L – Temperatura del local a acondicionar [°C]

13.2.6.3. Temperatura equivalente del ambiente exterior corregida

Cada localidad tiene unos valores específicos de temperaturas medias y de oscilaciones medias anuales y diarias. Por eso, el cálculo de la temperatura exterior debe corregirse en función de estos parámetros. La temperatura equivalente del ambiente exterior corregida se calcula como:

$$T_{EAE\ CORREGIDA} = T_{ST} + \Delta T_{LOCAL} + \Delta T_{MES} + \Delta T_{HORA} + \Delta T_{ALT} + \Delta T_{REF} \quad (13.16)$$

donde:

T_{ST} – Temperatura seca equivalente exterior en unas condiciones estándar, [°C].
 Los valores de esta temperatura se toman de la Tabla 13.16 en función de la fecha, de la hora solar, del color y el peso de la pared y de la orientación de ésta.

ΔT_{LOCAL} – Variación de temperatura en función de la localidad, [°C]. Ver ecuación (13.17)

ΔT_{MES} – Variación a considerar, función del mes y de la oscilación media anual de la localidad, para las localidades en las que se produzca una variación anual distinta de 32 °C. [°C]. Ver Tabla 13.18.

ΔT_{HORA} – Variación a considerar, función de la hora solar, del tipo de muro (que afecta debido a la inercia térmica que ejerce) y de la fluctuación diaria de temperaturas, [°C]. Ver Tabla 13.19.

ΔT_{ALT} – Variación a considerar debido a la diferencia de altura entre el sitio de la instalación y el centro meteorológico, [°C]. Ver ecuación (13.18)

ΔT_{REF} – Variación a considerar debido a la reflexión de los alrededores, [°C]. Ver ecuación 13.19 y tablas 13.20 y 23.21.

La variación de temperatura en función de a localidad se calcula como:

$$\Delta T_{LOCAL} = T_{EAE\ MAX\ NP} - 29.2 \pm \Delta T_{CIUDAD} \quad (13.17)$$

donde:

$T_{EAE\ MAX\ NP}$ – Temperatura seca equivalente exterior máxima de proyecto. [°C]

ΔT_{CIUDAD} = Variación de temperatura dentro de la ciudad. Es la diferencia entre la temperatura del sitio donde se encuentra el local que se quiere acondicionar y la del centro meteorológico (o la de la Tabla 13.7, corregida en su caso con ΔT_{ALT}).

La temperatura seca equivalente exterior máxima de proyecto es aquélla que es sobrepasada un tanto por cien de horas (Nivel Percentil) durante el verano, distinta de 29.2 °C. Ver valores en la Tabla 13.17.

Tabla 13.16 Temperatura seca equivalente exterior en unas condiciones estándar

Pared de peso ligero (200 kg/m²)

21 de Mayo																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	28.3	27.6	26.8	28.2	27.5	26.8	29.0	28.1	27.3	29.3	28.4	27.5	29.8	28.8	27.8	33.9	32.2	30.5	35.5	33.6	31.6	32.8	31.3	29.9
2	26.9	26.3	25.7	26.8	26.2	25.6	27.4	26.7	26.0	27.6	26.9	26.2	28.1	27.3	26.5	31.5	30.1	28.7	32.9	31.7	29.7	30.7	29.5	28.2
3	25.6	25.1	24.6	25.4	25.0	24.5	25.9	25.3	24.8	26.1	25.5	24.9	26.4	25.8	25.2	29.2	28.1	27.0	30.4	29.1	27.8	28.7	27.6	26.6
4	24.3	23.9	23.5	24.2	23.8	23.4	24.5	24.1	23.7	24.7	24.2	23.8	25.0	24.5	23.9	27.2	26.3	25.5	28.2	27.2	26.1	26.8	26.0	25.2
5	23.1	22.8	22.5	23.0	22.7	22.4	23.3	23.0	22.6	23.4	23.1	22.7	23.7	23.2	22.8	25.5	24.8	24.1	26.3	25.4	24.6	25.1	24.5	23.8
6	22.1	21.9	21.6	22.0	21.8	21.6	22.3	22.0	21.7	22.3	22.0	21.7	22.5	22.2	21.9	24.0	23.4	22.8	24.6	23.9	23.3	23.7	23.2	22.7
7	21.4	21.1	20.9	21.5	21.2	21.0	21.7	21.4	21.1	21.5	21.3	21.0	21.5	21.3	21.0	22.7	22.1	21.8	23.2	22.7	22.1	22.5	22.1	21.7
8	21.0	20.8	20.5	21.8	21.4	21.0	22.1	21.6	21.2	21.4	21.1	20.8	20.9	20.6	20.4	21.8	21.4	21.0	22.2	21.7	21.3	21.6	21.3	20.9
9	21.2	20.9	20.5	23.3	22.6	21.9	23.9	23.1	22.3	22.4	21.9	21.3	20.7	20.4	20.1	21.4	21.0	20.6	21.7	21.3	20.8	21.3	20.9	20.5
10	21.8	21.3	20.8	25.6	24.5	23.3	26.9	25.5	24.2	24.6	23.6	22.7	21.1	20.7	20.4	21.5	21.1	20.6	21.8	21.3	20.8	21.5	21.0	20.6
11	22.6	22.0	21.4	28.1	26.5	25.0	30.4	28.5	26.6	27.6	26.1	24.7	22.3	21.7	21.1	22.2	21.6	21.1	22.4	21.8	21.2	22.1	21.6	21.0
12	23.7	22.9	22.1	30.2	28.4	26.5	33.8	31.3	28.9	30.9	29.0	27.0	24.2	23.4	22.5	23.2	22.5	21.8	23.3	22.6	21.9	23.1	22.5	21.8
13	24.9	24.0	23.1	31.7	29.7	27.6	36.4	33.6	30.8	34.1	31.7	29.2	26.8	25.6	24.4	24.7	23.8	22.9	24.6	23.7	22.9	24.4	23.6	22.8
14	26.3	25.3	24.2	32.7	30.6	28.5	37.9	35.0	32.0	36.7	33.9	31.1	29.7	28.1	26.5	26.8	25.6	24.5	26.1	25.1	24.1	28.8	24.9	23.9
15	27.7	26.6	25.4	33.5	31.4	29.2	38.6	35.6	32.7	38.3	35.4	32.5	32.7	30.7	28.7	29.6	28.1	26.6	28.1	26.9	25.7	27.4	26.3	25.2
16	29.1	27.9	26.6	34.1	32.0	29.9	38.8	35.9	33.0	39.1	36.2	33.2	35.3	33.0	30.7	33.0	31.1	29.2	31.0	29.4	27.8	29.2	27.9	26.7
17	30.4	29.0	27.7	34.5	32.5	30.5	38.6	35.9	33.2	39.3	36.4	33.6	37.3	34.8	32.3	36.5	34.2	31.8	34.5	32.5	30.5	31.5	30.0	28.4
18	31.4	30.0	28.6	34.8	32.8	30.9	38.2	35.7	33.2	39.0	36.4	33.7	38.3	35.8	33.3	39.7	37.0	34.2	38.3	35.8	33.2	34.1	32.3	30.4
19	32.1	30.7	29.3	34.7	32.9	31.1	37.6	35.3	33.0	38.4	35.9	33.5	38.5	36.0	33.6	42.1	39.0	36.0	41.6	38.6	35.7	36.7	34.5	32.4
20	32.6	31.2	29.8	34.3	32.7	31.0	36.7	34.6	32.6	37.4	35.2	33.0	37.9	35.6	33.4	43.1	39.9	36.8	43.7	40.5	37.2	38.6	36.2	33.8
21	32.5	31.2	29.9	33.5	32.0	30.6	35.5	33.6	31.8	36.1	34.2	32.2	36.8	34.7	32.7	42.6	39.6	36.6	44.1	40.8	37.6	39.2	36.7	34.3
22	31.9	30.7	29.5	32.4	31.1	29.8	33.9	32.4	30.9	34.5	32.8	31.2	35.2	33.4	31.7	41.0	38.3	35.6	42.9	39.9	36.8	38.5	36.2	33.9
23	30.9	29.9	28.8	31.1	30.0	28.9	32.3	31.0	29.7	32.7	31.4	30.0	33.4	32.0	30.5	38.8	36.5	34.1	40.8	38.1	35.4	36.9	34.9	32.8
24	29.7	28.8	27.9	29.7	28.8	27.9	30.6	29.6	28.5	31.0	29.9	28.8	31.6	30.4	29.2	36.4	34.4	32.4	38.2	35.9	33.6	35.0	33.2	31.4
21 de Junio																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	30.1	29.2	28.4	29.7	28.9	28.2	30.4	29.5	28.6	30.5	29.6	28.7	30.6	29.7	28.8	34.9	33.2	31.6	37.1	35.1	33.1	34.8	33.2	31.6
2	28.6	27.9	27.2	28.2	27.6	27.0	28.8	28.1	27.3	28.8	28.1	27.4	29.0	28.2	27.5	32.5	31.2	29.8	34.4	32.8	31.1	32.5	31.2	29.9
3	27.1	26.6	26.6	26.8	26.3	25.8	27.2	26.7	26.1	27.3	26.7	26.1	27.4	26.8	26.2	30.3	29.2	28.1	31.9	30.6	29.2	30.4	29.3	28.2
4	25.8	25.4	24.9	25.5	25.1	24.7	25.8	25.4	24.9	25.9	25.4	25.0	26.0	25.5	25.0	28.3	27.5	26.6	29.6	28.6	27.5	28.4	27.6	26.7
5	24.6	24.2	23.9	24.3	24.0	23.7	24.6	24.2	23.9	24.6	24.3	23.9	24.7	24.3	24.0	26.6	25.9	25.2	27.7	26.8	25.9	26.7	26.0	25.3
6	23.5	23.3	23.0	23.4	23.1	22.8	23.6	23.3	23.0	23.6	23.3	23.0	23.6	23.3	23.0	25.1	24.6	24.0	26.0	25.3	24.6	25.2	24.2	24.1
7	22.8	22.5	22.3	22.9	22.6	22.3	23.0	22.7	22.4	22.8	22.5	22.3	22.7	22.4	22.2	23.9	23.4	23.0	24.6	24.0	23.4	24.0	23.5	23.0
8	22.6	22.3	22.0	23.4	22.9	22.5	23.6	23.1	22.6	22.7	22.4	22.1	22.1	21.9	21.6	23.0	22.6	22.3	23.6	23.1	22.6	23.1	22.7	22.3
9	22.9	22.5	22.0	25.1	24.3	23.5	25.5	24.6	23.7	23.8	23.2	22.6	22.0	21.7	21.4	22.7	22.3	21.9	23.1	22.7	22.2	22.8	22.3	21.8
10	23.6	23.0	22.4	27.5	26.3	25.0	28.5	27.1	25.7	25.8	24.9	23.9	22.4	22.0	21.6	22.9	22.4	22.0	23.2	22.7	22.2	22.9	22.5	22.0
11	24.5	2.7	23.0	30.1	28.5	26.8	32.1	30.1	28.1	28.7	27.3	25.8	23.4	22.8	22.3	23.6	23.0	22.4	23.8	23.2	22.6	23.6	23.0	22.4
12	25.5	24.6	23.8	32.4	30.4	28.3	35.4	32.9	30.4	31.9	29.9	28.0	25.1	24.3	23.5	24.6	23.9	23.2	24.8	24.0	23.3	24.6	23.9	23.2
13	26.7	25.7	24.7	33.9	31.7	29.5	38.0	35.1	32.2	34.8	32.5	30.1	27.5	26.3	25.2	25.9	25.1	24.2	26.0	25.1	24.2	25.9	25.0	24.1
14	28.0	26.9	25.8	34.8	32.6	30.3	39.4	36.4	33.4	37.2	34.6	31.9	30.1	28.7	27.2	27.9	26.8	25.7	27.5	26.4	25.4	27.3	26.3	25.3
15	29.4	28.2	26.9	35.5	33.2	31.0	40.0	37.0	34.0	38.7	35.9	33.1	32.9	31.0	29.2	30.5	29.1	27.7	29.5	28.2	27.0	28.8	27.7	26.5
16	30.7	29.4	28.1	36.0	33.8	31.6	40.1	37.2	34.3	39.4	36.6	33.9	35.3	33.2	31.1	33.7	31.9	30.0	32.3	30.7	29.1	30.7	29.3	28.0
17	31.9	30.5	29.1	36.3	34.2	32.1	40.0	37.2	34.5	39.6	37.0	34.3	37.1	34.8	32.6	37.0	34.8	32.6	35.8	33.8	31.7	33.0	31.5	29.9
18	32.9	31.5	30.0	36.5	34.5	32.5	39.6	37.1	34.5	39.5	37.0	34.4	38.1	35.8	33.5	40.1	37.5	34.9	39.5	37.0	34.5	35.8	33.9	32.0
19	33.7	32.3	30.8	36.4	34.5	32.6	39.0	36.6	34.3	39.0	36.7	34.3	38.3	36.1	33.9	42.4	39.5	36.6	42.9	39.9	36.9	38.5	36.2	34.0
20	34.3	32.8	31.4	36.0	34.2	32.5	38.1	36.0	33.9	38.2	36.0	33.9	37.9	35.8	33.8	43.5	40.5	37.5	45.1	41.8	38.6	40.6	38.0	35.5
21	34.4	32.9	31.5	35.2	33.6	32.0	36.9	35.0	33.2	37.0	35.1	33.3	36.9	35.1	33.2	43.2	40.3	37.4	45.6	42.3	39.0	41.3	38.7	36.2
22	33.8	32.5	31.2	34.0	32.7	31.3	35.4	33.8	32.2	35.5	33.9	32.3	35.6	34.0	32.4	41.7	39.1	36.5	44.5	41.4	38.3	40.7	38.2	35.8
23	32.8	31.6	30.5	32.6	31.5	30.4	33.7	32.4	31.1	33.5	32.5	31.2	34.0	32.6	31.3	39.6	37.3	35.0	42.4	39.7	36.9	39.1	36.9	34.7
24	31.5	30.5	29.5	31.2	30.3	29.3	32.1	31.0	29.9	32.1	31.0	29.9	32.3	31.2	30.1	37.3	35.3	33.4	39.8	37.5	35.1	37.1	35.1	33.2

Pared de peso ligero (200 kg/m²)

22 de Julio																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	30.1	29.4	28.7	30.1	29.3	28.6	30.8	30.0	29.1	31.1	30.2	29.3	31.6	30.6	29.7	35.7	34.0	32.4	37.3	35.4	33.5	34.7	33.2	31.7
2	28.8	28.1	27.5	28.6	28.0	27.4	29.2	28.5	27.8	29.5	28.7	28.0	29.9	29.1	28.3	33.3	31.9	30.6	34.7	33.1	31.5	32.5	31.3	30.0
3	27.4	26.9	26.4	27.2	26.8	26.3	27.7	27.2	26.6	27.9	27.3	26.7	28.3	27.6	27.0	31.1	30.0	28.8	32.2	30.9	29.6	30.5	29.5	28.5
4	26.1	25.7	25.3	26.0	25.6	25.2	26.3	25.9	25.5	26.5	26.0	25.6	26.8	26.3	25.8	29.1	28.2	27.3	30.0	29.0	27.9	28.6	27.8	27.0
5	25.0	24.6	24.3	24.8	24.5	24.2	25.1	24.8	24.4	25.2	24.9	24.5	25.5	25.1	24.7	27.3	26.6	25.9	28.1	27.2	26.4	27.0	26.3	25.7
6	23.9	23.7	23.4	23.9	23.6	23.4	24.1	23.8	23.5	24.1	23.9	23.6	24.3	24.0	23.7	25.8	25.2	24.7	26.4	25.7	25.1	25.5	25.0	24.5
7	23.2	22.9	22.7	23.3	23.1	22.8	23.5	23.2	22.9	23.4	23.1	22.8	23.3	23.1	22.8	24.5	24.1	23.6	25.0	24.5	23.9	24.3	23.9	23.5
8	22.9	22.6	22.3	23.6	23.2	22.8	23.9	23.4	23.0	23.2	22.9	22.6	22.7	22.5	22.2	23.6	23.2	22.8	24.0	23.5	23.1	23.5	23.1	22.7
9	23.0	22.7	22.3	25.1	24.4	23.7	25.7	24.9	24.1	24.2	23.7	23.1	22.5	22.2	22.0	23.2	22.8	22.4	23.5	23.1	22.6	23.1	22.7	22.4
10	23.6	23.1	22.6	27.4	26.3	25.2	28.7	27.2	26.0	26.4	25.4	24.5	22.9	2.6	22.2	23.4	22.9	22.5	23.6	23.1	22.6	23.3	22.8	22.4
11	24.4	23.8	23.2	29.9	28.4	26.8	32.2	30.3	28.4	29.4	27.9	26.5	24.1	23.5	23.0	24.0	23.4	22.9	24.2	23.6	23.0	23.9	23.4	22.9
12	25.5	24.7	24.0	32.0	30.2	28.3	35.6	33.2	30.7	32.7	30.8	28.8	26.0	25.2	24.3	25.0	24.3	23.7	25.2	24.5	23.7	25.0	24.3	23.6
13	26.8	25.9	24.9	33.5	31.5	29.5	38.2	35.4	32.6	35.9	33.5	31.1	28.6	27.4	26.2	26.5	25.6	24.8	26.4	25.5	24.7	26.2	25.4	24.6
14	28.1	27.1	26.1	34.6	32.4	30.3	39.8	36.8	33.8	38.5	35.7	33.0	31.6	30.0	28.3	28.6	27.5	26.4	27.9	26.9	25.9	27.7	26.7	25.7
15	29.6	28.4	27.2	35.3	33.2	31.1	40.4	37.4	34.5	40.1	37.2	34.3	34.5	32.5	30.5	31.4	29.9	28.5	29.9	28.7	27.5	29.2	28.1	27.0
16	30.9	29.7	28.4	35.9	33.8	31.7	40.6	37.7	34.8	40.9	38.0	35.1	37.1	34.8	32.6	34.8	32.9	31.0	32.8	31.2	29.7	31.0	29.7	28.5
17	32.2	30.8	29.5	36.3	34.3	32.3	40.4	37.7	35.0	41.1	38.3	35.4	39.1	36.6	34.1	38.3	36.0	33.6	36.4	34.3	32.3	33.0	31.8	30.3
18	33.2	31.8	30.4	36.6	34.6	32.7	40.1	37.5	35.0	40.8	38.2	35.5	40.1	37.6	35.1	41.6	38.8	36.0	40.1	37.6	35.1	35.9	34.1	32.3
19	33.9	32.5	31.2	36.5	34.7	32.9	39.4	37.1	34.8	40.2	37.8	35.3	40.3	37.9	35.4	43.9	40.8	37.8	43.4	40.5	37.5	38.5	36.3	34.2
20	34.4	33.0	31.6	36.2	34.5	32.8	38.5	36.5	34.4	39.2	37.0	34.8	39.7	37.5	35.2	44.9	41.8	38.6	45.5	42.3	39.0	40.4	38.0	35.6
21	34.3	33.0	31.7	35.4	33.9	32.4	37.3	35.5	33.7	37.9	36.0	34.1	37.6	36.5	34.5	44.4	41.4	38.4	45.9	42.6	39.4	41.0	38.5	36.1
22	33.7	32.5	31.3	34.2	32.9	31.7	35.8	34.2	32.7	36.3	34.7	33.0	37.0	35.3	33.5	42.9	40.1	37.4	44.7	41.7	38.7	40.3	38.0	35.7
23	32.7	31.7	30.6	32.9	31.8	30.7	34.1	32.8	31.6	34.6	33.2	31.9	35.2	33.8	32.3	40.7	38.3	35.9	42.6	39.9	37.2	38.8	36.7	34.7
24	31.5	30.6	29.7	31.5	30.6	29.7	32.5	31.4	30.4	32.8	31.7	30.6	33.4	32.2	31.0	38.2	36.2	34.2	40.0	37.7	35.4	36.8	35.0	33.2
24 de Agosto																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	29.0	28.5	27.9	29.4	28.8	28.2	30.3	29.6	28.8	31.2	30.2	29.3	32.7	31.5	30.3	35.8	34.1	32.4	35.7	34.0	32.3	32.3	31.2	30.1
2	27.8	27.3	26.9	28.1	27.6	27.1	28.8	28.2	27.6	29.5	28.7	28.0	30.7	29.8	28.8	33.3	31.9	30.6	33.3	31.0	30.6	30.6	29.7	28.7
3	26.6	26.2	25.9	26.8	26.4	26.0	27.4	26.9	26.4	27.9	27.3	26.7	28.9	28.2	27.4	31.0	29.9	28.8	31.1	29.1	28.8	28.9	28.1	27.4
4	25.5	25.2	24.9	25.6	25.3	25.0	26.1	25.7	25.3	26.5	26.0	25.6	27.3	26.7	26.1	29.0	28.1	27.3	29.1	28.2	27.3	27.3	26.7	26.1
5	24.4	24.2	24.0	24.6	24.3	24.1	24.9	24.6	24.3	25.2	24.9	24.5	25.9	25.4	24.9	27.3	26.6	25.9	27.3	26.6	25.9	25.9	25.4	24.9
6	23.5	23.3	23.1	23.6	23.4	23.2	23.9	23.6	23.4	24.1	23.8	23.6	24.6	24.3	23.9	25.7	25.2	24.6	25.8	25.2	24.7	24.7	24.3	23.9
7	22.7	22.5	22.4	22.8	22.7	22.5	23.1	22.8	22.6	23.2	23.0	22.7	23.6	23.3	23.0	24.5	24.0	23.6	24.5	24.0	23.6	23.6	23.3	23.0
8	22.1	22.0	21.6	22.6	22.4	22.2	22.9	22.7	22.4	22.9	22.6	22.3	22.8	22.5	22.3	23.5	23.1	22.7	23.5	23.1	22.8	22.8	22.5	22.3
9	22.0	21.8	21.6	25.5	23.0	22.6	24.2	23.6	23.1	23.6	23.2	22.7	22.5	22.2	21.9	23.0	22.6	22.3	23.0	22.6	22.3	22.4	22.2	21.9
10	22.3	22.0	21.8	25.2	24.5	23.7	26.8	25.8	24.8	25.8	24.9	24.1	25.0	22.6	22.2	23.0	22.6	22.2	23.0	22.6	22.2	22.6	22.3	22.0
11	23.1	22.7	22.3	27.3	26.2	25.1	30.3	28.7	27.1	29.0	27.6	26.2	24.5	23.8	23.2	23.6	23.1	22.6	23.6	23.1	22.6	23.3	22.6	22.4
12	24.2	23.6	23.1	29.2	27.8	26.4	33.7	31.6	29.5	32.7	30.8	28.8	26.9	25.9	24.9	24.6	24.0	23.4	24.6	24.0	23.4	24.3	23.7	23.2
13	25.5	24.8	24.1	30.7	29.1	27.5	36.5	34.0	31.5	36.4	33.9	31.4	30.0	28.6	27.1	26.2	25.4	24.6	25.8	25.1	24.3	25.6	24.9	24.2
14	27.0	26.2	25.3	31.8	30.2	28.5	38.3	35.5	32.8	39.4	36.5	33.6	33.5	31.6	29.6	28.7	27.6	26.4	27.3	26.4	25.5	27.1	26.2	25.3
15	28.2	27.6	26.6	32.8	31.1	29.4	39.1	36.4	33.6	41.4	38.3	35.2	37.0	34.6	32.2	32.0	30.4	28.8	29.4	28.3	27.2	28.6	27.6	26.6
16	30.0	28.9	27.8	33.7	32.0	30.3	39.4	36.8	34.1	42.4	39.2	36.1	40.1	37.3	34.5	35.8	33.7	31.7	32.4	30.9	29.4	30.3	29.1	28.0
17	31.4	30.2	29.0	34.5	32.7	31.0	39.4	36.9	34.4	42.5	39.5	36.4	42.3	39.3	36.3	39.7	37.1	34.6	35.9	34.0	32.0	32.3	30.9	29.6
18	32.4	31.1	29.9	34.9	33.3	31.6	39.2	36.8	34.4	42.1	39.2	36.4	43.5	40.4	37.3	43.2	40.1	37.1	39.7	37.2	34.8	34.6	33.0	31.4
19	33.0	31.8	30.5	35.1	33.5	31.9	38.6	36.4	34.3	41.2	38.6	36.0	43.6	40.6	37.6	45.5	42.2	38.8	42.7	39.9	37.0	36.7	34.8	33.0
20	33.2	32.0	30.8	34.8	33.4	31.9	37.7	35.8	33.8	39.9	37.6	35.3	42.6	39.9	37.1	46.1	42.8	39.5	44.3	41.3	36.2	38.0	36.0	34.0
21	32.9	31.8	30.7	34.1	32.8	31.6	36.4	34.8	33.1	38.3	36.3	34.4	41.0	38.6	36.1	45.3	42.1	39.0	44.1	41.2	38.2	38.1	36.1	34.2
22	32.2	31.3	30.3	33.1	32.0	30.9	35.0	33.6	32.2	36.6	34.9	33.2	39.0	36.9	34.8	43.4	40.6	37.8	42.7	40.0	37.3	37.2	35.4	33.7
23	31.3	30.5	29.7	32.0	31.0	30.1	33.5	32.3	32.1	34.7	33.3	32.0	36.8	35.1	33.4	40.9	38.5	36.1	40.6	38.2	35.9	35.8	34.2	32.7
24	30.2	29.5	28.8	30.7	29.9	29.2	31.9	30.9	30.0	32.9	31.8	30.7	34.7	33.3	31.9	38.3	36.3	34.3	38.1	36.1	34.1	34.1	32.8	31.5

Pared de peso ligero (200 kg/m²)

22 de Septiembre																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	27.2	26.8	26.3	27.0	27.0	26.5	28.5	27.8	27.2	29.9	29.0	28.1	32.5	31.2	29.8	33.9	32.4	30.8	32.3	31.0	29.7	28.9	28.2	27.4
2	26.1	25.7	25.4	26.3	25.9	25.5	27.1	26.6	26.1	28.2	27.5	26.8	30.3	29.3	28.2	31.6	30.3	29.0	30.3	29.2	28	27.5	26.9	26.3
3	25.0	24.7	24.4	25.2	24.9	24.6	25.8	25.4	25.0	26.7	26.1	25.6	28.4	27.5	26.7	29.4	28.4	27.4	28.4	27.5	26.7	26.1	25.7	25.2
4	24.0	23.7	23.5	24.1	23.9	23.6	24.6	24.3	23.9	25.3	24.8	24.4	26.6	26.0	25.3	27.5	26.7	25.9	26.7	26.0	25.3	24.9	24.5	24.1
5	23.0	22.8	22.7	23.1	22.9	22.7	23.5	23.2	23.0	24.0	23.7	23.3	25.1	24.6	24.1	25.8	25.2	24.5	25.2	24.6	24.1	23.7	23.4	23.1
6	22.1	22.0	21.9	22.2	22.1	21.9	22.5	22.3	22.1	22.9	22.7	22.4	23.8	23.4	23.0	24.0	23.8	23.3	23.9	23.4	23.0	22.7	22.5	22.3
7	21.4	21.3	21.1	21.4	21.3	21.2	21.6	21.5	21.3	22.0	21.8	21.6	22.7	22.3	22.0	23.1	22.7	22.3	22.7	22.4	22.0	21.8	21.6	21.4
8	20.7	20.6	20.5	20.8	20.7	20.6	21.1	20.9	20.8	21.3	21.1	20.9	21.7	21.5	21.2	22.1	21.8	21.4	21.8	21.5	21.2	21.1	20.9	20.8
9	20.4	20.3	20.2	21.0	20.8	20.6	21.5	21.2	20.9	21.6	21.3	21.0	21.4	21.1	20.8	21.4	21.2	20.9	21.2	21.0	20.7	20.7	20.5	20.4
10	20.6	20.4	20.2	21.9	21.5	21.2	23.4	22.8	22.1	23.3	22.7	22.1	22.0	21.6	21.2	21.4	21.1	20.8	21.2	20.9	20.7	20.8	20.6	20.4
11	21.2	20.9	20.7	23.4	22.8	22.1	26.4	25.3	24.1	26.4	25.3	24.2	23.7	23.0	22.3	21.9	21.5	21.1	21.7	21.4	21.0	21.4	21.1	20.8
12	22.2	21.8	21.4	24.9	24.1	23.2	29.7	28.1	26.4	30.4	28.6	26.9	26.5	25.4	24.3	22.9	22.4	21.9	22.6	22.2	21.7	22.4	22.0	21.5
13	23.6	23.0	22.5	26.3	25.3	24.3	32.6	30.5	28.5	34.5	32.1	29.7	30.1	28.5	26.8	24.8	24.0	23.3	23.9	23.3	22.7	23.7	23.1	22.5
14	25.1	24.3	23.6	27.6	26.5	25.3	34.5	32.2	29.9	38.0	35.1	32.3	34.1	31.9	29.7	27.6	26.5	25.3	25.4	24.6	23.9	25.1	24.4	23.7
15	26.6	25.8	24.9	28.9	27.6	26.4	35.6	33.2	30.9	40.5	37.3	34.2	38.1	35.3	32.6	31.3	29.6	28.0	27.5	26.5	25.5	26.7	25.8	24.9
16	28.1	27.1	26.2	30.0	28.7	27.4	36.1	33.8	31.5	41.8	38.6	35.3	41.6	38.3	35.1	35.5	33.3	31.1	30.4	29.0	27.7	28.2	27.2	26.2
17	29.4	28.4	27.3	31.0	29.7	28.4	36.4	34.2	31.9	42.1	38.9	35.7	44.1	40.6	37.1	39.6	36.9	34.1	33.8	32.0	30.2	29.9	28.7	27.6
18	30.4	29.3	28.2	31.8	30.4	29.1	36.3	34.2	32.1	41.6	38.6	35.7	45.4	41.8	38.2	43.0	39.8	36.6	37.2	35.0	32.8	31.6	30.3	29.0
19	31.0	29.9	28.8	32.1	30.8	29.6	35.8	33.9	32.1	40.5	37.8	35.2	45.3	41.9	38.4	45.0	41.5	38.1	39.7	37.2	34.6	33.1	31.7	30.2
20	31.1	30.0	29.0	31.9	30.8	29.6	35.0	33.3	31.7	39.0	36.7	34.3	44.1	40.9	37.7	45.0	41.7	38.4	40.5	37.9	35.3	33.7	32.2	30.8
21	30.7	29.8	28.9	31.4	30.4	29.4	33.9	32.5	31.0	37.2	35.2	33.2	42.0	39.2	36.5	43.7	40.6	37.5	39.9	37.5	35.0	33.4	32.1	30.7
22	30.0	29.3	28.5	30.6	29.7	28.9	32.6	31.4	30.2	35.3	33.7	32.0	39.6	37.3	34.9	41.5	38.8	36.1	38.4	36.2	34.1	32.6	31.4	30.2
23	29.2	28.6	27.9	29.6	28.9	28.2	31.2	30.2	29.3	33.4	32.1	30.7	37.2	35.2	33.2	39.0	36.7	34.4	36.5	34.6	32.8	31.5	30.5	29.4
24	28.2	27.7	27.2	28.6	28.0	27.4	29.8	29.0	28.2	31.6	30.5	29.4	34.8	33.1	31.5	36.4	34.5	32.6	34.4	32.8	31.3	30.2	29.4	28.5
23 de Octubre																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	25.1	24.8	24.5	25.2	24.9	24.5	26.1	25.6	25.1	28.0	27.2	26.4	30.9	29.6	28.3	31.1	29.8	28.5	28.7	27.7	26.8	25.7	25.3	24.9
2	24.1	23.9	23.6	24.2	23.9	23.7	24.9	24.5	24.1	26.4	25.8	25.1	28.8	27.7	26.7	29.0	27.9	26.8	27.0	26.3	25.5	24.7	24.3	23.9
3	23.1	22.9	22.7	23.2	23.0	22.8	23.7	23.4	23.1	24.9	24.4	23.9	26.8	26.0	25.2	27.0	26.2	25.3	25.5	24.9	24.3	23.6	23.3	23.0
4	22.2	22.0	21.8	22.2	22.1	21.9	22.7	22.4	22.2	23.6	23.2	22.8	25.1	24.4	23.8	25.3	24.6	23.9	24.1	23.6	23.1	2.5	22.3	22.1
5	21.3	21.2	21.0	21.3	21.2	21.1	21.7	21.5	21.3	22.4	22.1	21.8	23.6	23.1	22.6	23.7	23.2	22.7	22.8	22.4	22.0	21.6	21.4	21.2
6	20.5	20.4	20.3	20.5	20.4	20.3	20.8	20.6	20.5	21.3	21.1	20.8	22.3	21.9	21.5	22.4	22.0	21.6	21.7	21.4	21.1	20.7	20.6	20.4
7	19.7	19.7	19.6	19.8	19.7	19.6	20.0	19.8	19.7	20.4	20.2	20.0	21.2	20.8	20.5	21.3	20.9	20.6	20.7	20.4	20.2	19.9	19.8	19.7
8	19.1	19.0	19.0	19.1	19.1	19.0	19.3	19.2	19.1	19.7	19.5	19.3	20.2	20.0	19.7	20.3	20.0	19.8	19.8	19.6	19.5	19.2	19.1	19.1
9	18.7	18.6	18.6	18.9	18.8	18.7	19.2	19.1	18.9	19.5	19.3	19.1	19.7	19.5	19.2	19.6	19.4	19.2	19.2	19.1	18.9	18.8	18.7	18.6
10	18.7	18.6	18.5	19.2	19.0	18.8	20.3	19.9	19.5	20.6	20.2	19.8	20.1	19.8	19.5	19.4	19.2	19.0	19.1	19.0	18.8	18.8	18.7	18.5
11	19.2	19.0	18.8	20.0	19.7	19.4	22.4	21.7	21.0	23.1	22.3	21.5	21.8	21.2	20.6	19.8	19.5	19.2	19.5	19.3	19.1	19.2	19.1	18.9
12	20.1	19.8	19.5	21.1	20.6	20.2	25.2	24.1	22.9	26.8	25.4	24.0	24.6	23.6	22.5	20.9	20.5	20.0	20.3	20.0	19.7	20.1	19.8	19.5
13	21.3	20.9	20.4	22.3	21.7	21.1	27.8	26.3	24.8	30.8	28.8	26.8	28.4	26.8	25.2	22.9	22.2	21.5	21.5	21.0	20.6	21.3	20.9	20.5
14	22.7	22.1	21.6	23.7	23.0	22.2	29.7	28.0	26.2	34.6	32.0	29.5	32.7	30.5	28.2	26.0	24.9	23.8	22.9	22.3	21.7	22.7	22.2	21.6
15	24.2	23.5	22.8	25.0	24.2	23.4	31.0	29.1	27.3	37.5	34.6	31.7	36.9	34.1	31.3	29.8	28.2	26.5	24.9	24.1	23.3	24.2	23.5	22.8
16	25.6	24.8	24.0	26.4	25.4	24.5	31.8	29.9	28.1	39.2	36.1	33.1	40.6	37.3	34.0	34.0	31.8	29.6	27.6	26.5	25.3	25.7	24.9	24.0
17	26.9	26.0	25.1	27.5	26.5	25.6	32.2	30.5	28.7	39.8	36.7	33.7	43.3	39.7	36.1	28.0	35.3	32.5	30.7	29.2	27.6	27.1	26.2	25.3
18	27.8	26.9	26.0	28.4	27.4	26.4	32.3	30.7	29.0	39.4	36.5	33.7	44.5	40.8	37.1	40.9	37.8	34.7	33.4	31.6	29.7	28.3	27.3	26.3
19	28.3	27.4	26.6	28.7	27.8	26.8	32.1	30.6	29.1	38.3	35.7	33.2	44.2	40.7	37.2	42.1	38.9	35.7	35.0	33.0	31.0	29.1	28.1	27.1
20	28.4	27.2	26.8	28.7	27.8	27.0	31.4	30.1	28.8	36.7	34.5	32.3	42.7	39.5	36.3	41.6	38.6	35.6	35.4	33.4	31.4	29.4	28.4	27.4
21	28.1	27.4	26.7	28.3	27.6	26.8	30.5	29.4	28.3	35.0	33.1	31.3	40.5	37.8	35.0	40.1	37.4	34.7	34.7	32.9	31.1	29.1	28.2	27.4
22	27.5	26.9	26.3	27.8	27.1	26.5	29.5	28.6	27.7	33.2	31.7	30.1	38.1	35.7	33.4	38.0	35.7	33.3	33.5	31.9	30.3	28.5	27.8	27.0
23	26.8	26.3	25.9	27.0	26.5	26.0	28.4	27.7	26.9	31.4	30.1	28.9	35.6	33.6	31.7	35.7	33.7	31.8	32.0	30.6	29.3	27.7	27.1	26.4
24	26.0	25.6	25.2	26.2	25.7	25.3	27.3	26.7	26.0	29.7	28.7	27.6	33.2	31.6	30.0	33.4	31.7	30.1	30.3	29.2	28.1	26.8	26.2	25.7

Pared de peso medio (300 kg/m²)

21 de Mayo																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	28.9	28.0	27.0	30.3	29.1	28.0	32.1	30.6	29.1	32.2	30.7	29.2	31.7	30.3	28.9	34.9	33.0	31.0	35.9	33.8	31.7	33.0	31.3	29.7
2	28.4	27.5	26.6	29.6	28.5	27.4	31.2	29.8	28.5	31.3	29.9	28.6	30.8	29.5	28.3	33.9	32.1	30.3	34.9	32.9	30.9	32.1	30.6	29.1
3	27.7	26.9	26.1	28.8	27.8	26.8	30.2	29.0	27.8	30.3	29.1	27.8	29.9	28.8	27.6	32.8	31.2	29.5	33.7	31.9	30.1	31.2	29.8	28.5
4	27.0	26.3	25.5	27.9	27.1	26.2	29.2	28.1	27.0	29.3	28.2	27.1	29.0	27.9	26.9	31.7	30.1	28.6	32.5	30.9	29.2	30.2	29.0	27.7
5	26.3	25.6	25.0	27.1	26.3	25.5	28.3	27.3	26.3	28.4	27.4	26.3	28.1	27.1	26.1	30.5	29.1	27.8	31.3	29.8	28.3	29.2	28.1	26.9
6	25.6	25.0	24.4	26.3	25.6	24.9	27.4	26.5	25.6	27.4	26.5	25.6	27.2	26.3	25.4	29.4	28.1	26.9	30.1	28.7	27.4	28.2	27.2	26.1
7	24.9	24.3	23.8	25.6	24.9	24.2	26.5	25.7	24.9	26.6	25.7	24.9	26.3	25.5	24.7	28.3	27.2	26.1	29.0	27.7	26.5	27.3	26.3	25.4
8	24.3	23.8	23.3	25.1	24.5	23.8	26.0	25.2	24.4	25.9	25.1	24.3	25.5	24.8	24.1	27.3	26.3	25.3	27.9	26.8	25.7	26.4	25.5	24.7
9	24.0	23.4	22.9	25.1	24.4	23.7	26.0	25.2	24.3	25.6	24.8	24.0	24.9	24.2	23.5	26.5	25.6	24.6	27.1	26.0	25.0	25.7	24.9	24.1
10	23.8	23.3	22.7	25.6	24.8	23.9	26.7	25.7	24.6	25.9	25.0	24.1	24.5	23.8	23.2	26.0	25.1	24.2	26.5	25.5	24.5	25.2	24.4	23.7
11	23.9	23.3	22.7	26.5	25.5	24.4	27.9	26.6	25.4	26.7	25.6	24.6	24.5	23.8	23.1	25.7	24.8	23.9	26.1	25.2	24.2	25.0	24.2	23.4
12	24.1	23.4	22.8	27.5	26.3	25.1	29.4	27.9	26.4	27.9	26.6	25.4	24.8	24.0	23.3	25.6	24.7	23.8	26.0	25.1	24.1	25.0	24.2	23.4
13	24.5	23.8	23.1	28.5	27.1	25.7	31.0	29.2	27.4	29.4	27.9	26.4	25.6	24.7	23.8	25.8	24.9	24.0	26.2	25.2	24.2	25.2	24.4	23.6
14	25.0	24.2	23.5	29.3	27.8	26.3	32.3	30.3	28.3	31.0	29.2	27.4	26.7	25.7	24.6	26.4	25.4	24.4	26.5	25.5	24.4	25.7	24.8	23.9
15	25.7	24.8	24.0	30.0	28.4	26.8	33.3	31.2	29.0	32.3	30.4	28.4	28.1	26.9	25.6	27.3	26.2	25.1	27.1	26.0	24.9	26.2	25.3	24.3
16	26.4	25.5	24.5	30.6	28.9	27.3	34.0	31.8	29.6	33.4	31.3	29.2	29.6	28.1	26.7	28.7	27.4	26.1	28.1	26.9	25.7	27.0	25.9	24.9
17	27.2	26.2	25.2	31.1	29.5	27.8	34.5	32.3	30.1	34.2	32.0	29.8	31.0	29.4	27.8	30.4	28.9	27.3	29.6	28.2	26.8	28.0	26.8	25.7
18	27.9	26.8	25.8	31.6	29.9	28.3	34.8	32.6	30.4	34.7	32.5	30.3	32.2	30.5	28.7	32.3	30.5	28.7	31.4	29.8	28.2	29.2	28.0	26.7
19	28.6	27.5	26.4	31.9	30.3	28.6	35.0	32.8	30.7	34.9	32.8	30.6	33.1	31.2	29.4	34.0	32.0	30.0	33.4	31.5	29.6	30.7	29.2	27.8
20	29.2	28.0	26.9	32.1	30.5	28.9	35.0	32.9	30.8	35.0	32.9	30.8	33.6	31.7	29.9	35.5	33.3	31.1	35.3	33.1	31.0	32.1	30.5	28.9
21	29.6	28.4	27.3	32.1	30.6	29.0	34.7	32.7	30.7	34.8	32.8	30.8	33.7	31.9	30.1	36.4	34.1	31.8	36.6	34.3	32.0	33.2	31.5	29.7
22	29.8	28.6	27.5	31.9	30.4	29.0	34.3	32.4	30.5	34.4	32.5	30.6	33.5	31.8	30.0	36.6	34.4	32.1	37.2	34.8	32.5	33.8	32.0	30.2
23	29.7	28.6	27.5	31.5	30.1	28.8	33.7	31.9	30.2	33.8	32.0	30.3	33.1	31.4	29.8	36.4	34.2	32.0	37.2	34.9	32.5	33.9	32.1	30.3
24	29.4	28.	27.4	31.0	29.7	28.4	32.9	31.3	29.7	33.0	31.4	29.8	32.4	30.9	29.4	35.8	33.7	31.6	36.7	34.5	32.2	33.6	31.8	30.1
21 de Junio																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	30.7	29.7	28.6	31.9	30.7	29.5	33.5	32.0	30.5	33.2	31.7	30.3	32.2	30.9	29.6	35.8	33.9	32.0	37.4	35.3	33.1	34.9	33.1	31.4
2	30.1	29.1	28.2	31.2	30.0	28.9	32.6	31.2	29.8	32.3	31.0	29.6	31.4	30.3	29.1	34.8	33.1	31.3	36.4	34.4	32.4	34.0	32.4	30.8
3	29.4	28.5	27.6	30.3	29.3	28.3	31.6	30.4	29.1	31.3	30.1	28.9	30.6	29.5	28.4	33.7	32.1	30.5	35.2	33.4	31.5	33.0	31.6	30.1
4	28.7	27.9	27.1	29.5	28.5	27.6	30.6	29.5	28.4	30.4	29.3	28.2	29.7	28.7	27.8	32.6	31.1	29.7	34.0	32.3	30.6	32.0	30.6	29.3
5	27.9	27.2	26.4	28.6	27.8	26.9	29.7	28.6	27.6	29.4	28.5	27.5	28.8	28.0	27.1	31.5	30.2	28.8	32.7	31.2	29.7	31.0	29.7	28.5
6	27.1	26.5	25.8	27.8	27.0	26.2	28.7	27.8	26.9	28.5	27.6	26.7	28.0	27.2	26.4	30.4	29.2	28.0	31.5	30.1	28.8	29.9	28.8	27.7
7	26.4	25.8	25.2	27.1	26.3	25.6	27.9	27.0	26.2	27.7	26.9	26.1	27.2	26.4	25.7	29.3	28.3	27.2	30.4	29.1	27.9	28.9	27.9	26.9
8	25.9	25.3	24.7	26.6	25.9	25.2	27.4	26.6	25.7	27.0	26.3	25.5	26.4	25.8	25.1	28.4	27.4	26.4	29.4	28.2	27.1	28.0	27.1	26.2
9	25.6	25.0	24.4	26.7	25.9	25.2	27.5	26.6	25.7	26.8	26.0	25.2	25.9	25.2	24.6	27.6	26.7	25.8	28.5	27.4	26.4	27.3	26.4	25.6
10	25.5	24.9	24.3	27.3	26.4	25.5	28.2	27.1	26.0	27.0	26.2	25.3	25.5	24.9	24.3	27.1	26.2	25.3	27.9	26.9	25.9	26.8	26.0	25.1
11	25.6	24.9	24.2	28.3	27.1	26.0	29.4	28.1	26.8	27.8	26.8	25.7	25.5	24.8	24.2	26.8	26.0	25.1	27.6	26.6	25.6	26.6	25.7	24.9
12	25.8	25.1	24.4	29.3	28.0	26.7	31.0	29.4	27.8	29.0	27.8	26.5	25.8	25.0	24.3	26.8	25.9	25.0	27.5	26.5	25.5	26.6	25.7	24.9
13	26.2	25.4	24.6	30.3	28.9	27.4	32.5	30.7	28.8	30.4	28.9	27.4	26.4	25.6	24.8	27.0	26.1	25.2	27.6	26.6	25.5	26.8	25.9	25.0
14	26.7	25.9	25.0	31.2	29.6	28.0	33.8	31.8	29.7	31.9	30.2	28.4	27.5	26.5	25.5	27.5	26.5	25.5	27.9	26.9	25.8	27.2	26.3	25.3
15	27.4	26.4	25.5	31.8	30.2	28.5	34.8	32.6	30.4	33.1	31.2	29.3	28.7	27.6	26.4	28.4	27.3	26.2	28.5	27.4	26.3	27.7	26.7	25.8
16	28.1	27.1	26.1	32.4	30.7	29.0	35.4	33.2	31.0	34.1	32.1	30.1	30.1	28.8	27.4	29.7	28.4	27.2	29.5	28.3	27.0	28.5	27.4	26.3
17	28.8	27.7	26.7	33.0	31.2	29.4	35.9	33.7	31.4	34.8	32.8	30.7	31.4	29.9	28.4	31.3	29.8	28.3	31.0	29.5	28.1	29.5	28.3	27.1
18	29.5	28.4	27.3	33.4	31.6	29.9	36.2	34.0	31.8	35.3	33.3	31.2	32.5	30.9	29.3	33.1	31.4	29.7	32.8	31.1	29.5	30.8	29.5	28.1
19	30.2	29.0	27.9	33.7	32.0	30.2	36.4	34.2	32.0	35.6	33.6	31.5	33.3	31.6	30.0	34.8	32.9	30.9	34.8	32.9	30.9	32.3	30.8	29.3
20	30.8	29.6	28.4	33.9	32.2	30.5	36.4	34.2	32.1	35.7	33.7	31.7	33.8	32.1	30.4	36.2	34.1	32.0	36.6	34.5	32.3	33.8	32.1	30.4
21	31.3	30.1	28.9	33.9	32.2	30.6	36.1	34.1	32.1	35.6	33.7	31.7	34.0	32.3	30.6	37.1	34.9	32.7	38.0	35.7	33.3	35.0	33.2	31.3
22	31.5	30.3	29.1	33.6	32.1	30.5	35.7	33.8	31.9	35.3	33.4	31.6	33.8	32.2	30.6	37.4	35.2	33.0	38.7	36.3	33.9	35.7	33.8	31.9
23	31.4	30.3	29.1	33.2	31.7	30.3	35.1	33.3	31.5	34.7	33.0	31.3	33.5	32.0	30.5	37.2	35.1	32.9	38.7	36.3	33.9	35.8	33.9	32.0
24	31.2	30.1	28.9	32.6	31.3	29.9	34.4	32.7	31.1	34.0	32.4	30.8	32.9	31.5	30.1	36.6	34.6	32.6	38.2	35.9	33.7	35.5	33.7	31.8

Pared de peso medio (300 kg/m²)

22 de Julio																											
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO					
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C			
Hora																											
1	30.8	29.8	28.9	32.1	31.0	29.8	33.9	32.4	31.0	34.0	32.5	31.0	33.5	32.1	30.7	36.3	34.8	32.9	37.7	35.6	33.5	34.8	33.2	31.5			
2	30.2	29.3	28.4	31.4	30.3	29.2	33.0	31.6	30.3	33.1	31.7	30.4	32.6	31.4	30.1	35.7	33.9	32.1	36.7	34.7	32.8	34.0	32.5	31.0			
3	29.5	28.7	27.9	30.6	29.6	28.6	32.0	30.8	29.6	32.1	30.9	29.7	31.7	30.6	29.4	34.6	33.0	31.3	35.5	33.7	31.9	33.0	31.7	30.3			
4	28.8	28.1	27.4	29.8	28.9	28.0	31.1	30.0	28.9	31.2	30.0	28.9	30.8	29.8	28.7	33.5	32.0	30.5	34.3	32.7	31.0	32.1	30.8	29.5			
5	28.1	27.4	26.8	28.9	28.1	27.3	30.1	29.1	28.1	30.2	29.2	28.2	29.9	28.9	28.0	32.3	31.0	29.6	33.1	31.6	30.1	31.1	29.9	28.7			
6	27.4	26.8	26.2	28.1	27.4	26.7	29.2	28.3	27.4	29.2	28.3	27.4	29.0	28.1	27.2	31.2	30.0	28.7	31.9	30.6	29.2	30.1	29.0	28.0			
7	26.7	26.1	25.6	27.4	26.7	26.1	28.4	27.5	26.7	28.4	27.6	26.7	28.1	27.3	26.5	30.1	29.0	27.9	30.8	29.6	28.3	29.1	28.2	27.2			
8	26.1	25.6	25.1	27.0	26.3	25.6	27.8	27.0	26.2	27.7	26.9	26.1	27.3	26.6	25.9	29.2	28.1	27.1	29.8	28.6	27.5	28.2	27.4	26.5			
9	25.8	25.3	24.7	27.0	26.2	25.5	27.8	27.0	26.1	27.4	26.6	25.8	26.7	26.0	25.4	28.4	27.4	26.5	28.9	27.9	26.8	27.5	26.7	25.9			
10	25.6	25.1	24.5	27.5	26.6	25.8	28.5	27.5	26.5	27.7	26.8	25.9	26.3	25.7	25.0	27.8	26.9	26.0	28.3	27.3	26.3	27.0	26.3	25.5			
11	25.7	25.1	24.5	28.3	27.3	26.3	29.7	28.5	27.2	28.5	27.4	26.4	26.3	25.6	24.9	27.5	26.6	25.7	27.9	27.0	26.0	26.8	26.0	25.3			
12	25.9	25.3	24.6	29.3	28.1	26.9	31.2	29.7	25.2	29.7	29.5	27.2	26.6	25.9	25.1	27.4	26.5	25.6	27.8	26.9	25.9	26.8	26.0	25.2			
13	26.3	25.6	24.9	30.3	28.9	27.5	32.8	31.0	29.2	31.2	29.7	28.2	27.4	26.5	25.6	27.7	26.7	25.8	28.0	27.0	26.0	27.1	26.2	25.4			
14	26.8	26.1	25.3	31.1	29.6	28.1	34.1	32.1	30.1	32.8	31.0	29.2	28.5	27.5	26.4	28.2	27.2	26.2	28.3	27.3	26.3	27.5	26.6	25.7			
15	27.5	26.6	25.8	31.8	30.2	28.6	35.1	33.0	30.9	34.1	32.2	30.2	29.9	28.7	27.4	29.1	28.0	26.9	28.9	27.8	26.7	28.0	27.1	26.2			
16	28.2	27.3	26.4	32.4	30.8	29.1	35.8	33.6	31.4	35.2	33.1	31.0	31.4	30.0	28.5	30.5	29.2	27.9	29.9	28.7	27.5	28.8	27.8	26.7			
17	29.0	28.0	27.0	32.9	31.3	29.6	36.3	34.1	31.9	36.0	33.8	31.7	32.9	31.2	29.6	32.2	30.7	29.2	31.4	30.0	28.6	29.8	28.7	27.5			
18	29.7	28.7	27.6	33.4	31.7	30.1	36.6	34.4	32.2	36.5	34.3	32.1	34.0	32.3	30.5	34.1	32.3	30.5	33.3	31.6	30.0	31.0	29.8	28.5			
19	30.4	29.3	28.2	33.8	32.1	30.5	36.8	34.6	32.5	36.8	34.6	32.5	34.9	33.1	31.2	35.9	33.9	31.9	35.3	33.4	31.5	32.5	31.1	29.6			
20	31.0	29.9	28.7	34.0	32.3	30.7	36.8	34.7	32.6	36.8	34.7	32.6	35.4	33.5	31.7	37.3	35.1	33.0	37.1	34.9	32.8	33.9	32.3	30.7			
21	31.4	30.3	29.1	34.0	32.4	30.8	36.5	34.6	32.6	36.6	34.6	32.6	35.5	33.7	31.9	38.2	35.9	33.7	38.4	36.1	33.8	35.0	33.3	31.5			
22	31.6	30.5	29.3	33.8	32.3	30.8	36.1	34.2	32.4	36.2	34.3	32.4	35.3	33.6	31.8	38.5	36.2	33.9	39.0	36.7	34.3	35.6	33.8	32.0			
23	31.5	30.4	29.3	33.3	32.0	30.6	35.5	33.7	32.0	35.6	33.8	32.1	34.9	33.2	31.6	38.2	36.0	33.8	39.0	36.7	34.4	35.7	33.9	32.1			
24	31.2	30.2	29.2	32.8	31.5	30.2	34.7	33.1	31.5	34.9	33.2	31.6	34.3	32.7	31.2	37.6	35.5	33.4	38.5	36.3	34.1	35.4	33.7	32.0			
24 de Agosto																											
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO					
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																											
1	29.6	28.8	28.1	31.0	30.0	29.0	33.1	31.8	30.4	34.3	32.8	31.2	35.1	33.4	31.8	37.1	35.1	33.1	36.3	34.4	32.6	32.7	31.4	30.1			
2	29.1	28.4	27.7	30.3	29.4	28.5	32.3	31.0	29.8	33.4	32.0	30.6	34.1	32.6	31.1	36.1	34.2	32.3	35.3	33.6	31.9	32.0	30.8	29.6			
3	28.5	27.9	27.2	29.6	28.8	28.0	31.4	30.3	29.2	32.4	31.1	29.8	33.1	31.7	30.3	34.9	33.2	31.5	34.3	32.7	31.1	31.2	30.1	29.0			
4	27.9	27.3	26.7	28.9	28.1	27.4	30.5	29.5	28.5	31.4	30.2	29.1	32.0	30.7	29.5	33.7	32.2	30.6	33.2	31.7	30.3	30.3	29.4	28.4			
5	27.2	26.7	26.2	28.1	27.5	26.8	29.6	28.7	27.7	30.4	29.3	28.3	31.0	29.8	28.7	32.5	31.1	29.7	32.0	30.7	29.4	29.5	28.6	27.7			
6	26.6	26.1	25.6	27.4	26.8	26.2	28.7	27.9	27.0	29.4	28.5	27.5	30.0	28.9	27.9	31.4	30.1	28.8	30.9	29.7	28.6	28.6	27.8	27.0			
7	25.9	25.5	25.1	26.7	26.1	25.6	27.8	27.1	26.4	28.5	27.7	26.8	29.0	28.1	27.1	30.3	29.1	28.0	29.9	28.8	27.7	27.8	27.1	26.3			
8	25.4	25.0	24.6	26.1	25.6	25.1	27.2	26.5	25.8	27.7	26.9	26.2	28.1	27.2	26.4	29.3	28.2	27.2	28.9	27.9	27.0	27.0	26.4	25.7			
9	24.9	24.5	24.2	25.9	25.3	24.8	27.0	26.3	25.5	27.3	26.5	25.8	27.4	26.6	25.8	28.4	27.5	26.5	28.1	27.2	26.3	26.4	25.8	25.1			
10	24.6	24.3	23.9	26.1	25.5	24.9	27.4	26.6	25.7	27.5	26.6	25.8	26.9	26.1	25.4	27.8	26.9	26.0	27.5	26.6	25.8	26.0	25.4	24.8			
11	24.6	24.2	23.8	26.7	26.0	25.2	28.5	27.4	26.4	28.3	27.3	26.3	26.9	26.1	25.3	27.4	26.5	25.7	27.2	26.3	25.5	25.8	25.2	24.6			
12	24.8	24.3	23.9	27.5	26.6	25.7	29.9	28.6	27.3	29.6	28.4	27.1	27.3	26.5	25.6	27.3	26.4	25.6	27.1	26.2	25.4	25.8	25.2	24.6			
13	25.2	24.7	24.1	28.3	27.3	26.2	31.4	29.9	28.3	31.3	29.8	28.2	28.3	27.3	26.2	27.5	26.6	25.7	27.2	26.4	25.5	26.1	25.4	24.8			
14	25.7	25.1	24.5	29.0	27.9	26.7	32.8	31.0	29.3	33.0	31.2	29.4	29.7	28.4	27.2	28.2	27.2	26.2	27.6	26.7	25.8	26.6	25.8	25.1			
15	26.4	25.7	25.1	29.7	28.5	27.3	33.8	31.9	30.0	34.6	32.6	30.5	31.4	29.9	28.4	29.3	28.1	27.0	28.2	27.3	26.3	27.2	26.4	25.6			
16	27.2	26.4	25.7	30.4	29.1	27.8	34.6	32.6	30.6	35.9	33.7	31.5	33.2	31.4	29.7	30.8	29.5	28.1	29.3	28.2	27.1	27.9	27.0	26.2			
17	28.0	27.2	26.4	31.0	29.7	28.4	35.2	33.2	31.1	36.8	34.5	32.2	34.8	32.9	30.9	32.8	31.2	29.5	30.8	29.5	28.2	28.8	27.9	26.9			
18	28.8	27.9	27.0	31.6	30.2	28.9	35.6	33.5	31.5	37.3	35.0	32.7	36.3	34.1	32.0	34.8	32.9	31.0	32.7	31.1	29.6	30.0	28.9	27.8			
19	29.5	28.5	27.6	32.1	30.7	29.3	35.8	33.8	31.8	37.6	35.3	33.0	37.2	35.0	32.8	36.7	34.6	32.5	34.6	32.8	31.0	31.2	30.0	28.8			
20	30.0	29.0	28.1	32.3	31.0	29.6	35.8	33.9	31.9	37.5	35.3	33.1	37.7	35.5	33.2	38.2	35.9	33.5	36.3	34.3	32.3	32.4	31.1	29.7			
21	30.3	29.3	28.4	32.4	31.1	29.8	35.6	33.7	31.9	37.2	35.1	33.0	37.7	35.6	33.4	39.0	36.6	34.2	37.4	35.2	33.1	33.2	31.8	30.4			
22	30.4	29.4	28.5	32.3	31.0	29.8	35.2	33.4	31.7	36.7	34.7	32.8	37.4	35.3	33.2	39.1	36.7	34.4	37.8	35.6	33.5	33.6	32.1	30.7			
23	30.3	29.4	28.5	32.0	30.8	29.7	34.6	33.0	31.4	36.0	34.2	32.4	36.8	34.8	32.9	38.8	36.5	34.2	37.6	35.5	33.4	33.6	32.1	30.7			
24	30.0	29.2	28.4	31.5	30.5	29.4	33.9	32.4	31.0	35.2	33.5	31.8	36.0	34.2	32.4	38.1	35.9	33.7	37.1	35.1	33.1	33.2	31.9	30.5			

Pared de peso medio (300 kg/m²)

22 de Septiembre																											
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO					
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C			
Hora																											
1	27.7	27.0	26.4	28.4	27.7	26.9	30.7	29.6	28.5	33.1	31.6	30.1	35.4	33.5	31.6	35.6	33.7	31.7	33.1	31.6	30.0	29.3	28.4	27.5			
2	27.2	26.7	26.1	27.9	27.2	26.5	30.0	29.0	27.9	32.1	30.7	29.4	34.3	32.6	30.8	34.5	32.7	31.0	32.2	30.8	29.4	28.7	27.9	27.1			
3	26.7	26.2	25.7	27.3	26.7	26.1	29.2	28.3	27.3	31.1	29.9	28.6	33.1	31.6	30.0	33.4	31.7	30.1	31.3	30.0	28.7	28.1	27.3	26.6			
4	26.1	25.7	25.2	26.7	26.1	25.6	28.4	27.5	26.7	30.1	29.0	27.9	32.0	30.5	29.1	32.2	30.7	29.3	30.3	29.2	28.0	27.4	26.7	26.0			
5	25.5	25.1	24.7	26.0	25.5	25.0	27.6	26.8	26.0	29.2	28.1	27.1	30.8	29.5	28.2	31.1	29.7	28.4	29.4	28.3	27.2	26.7	26.1	25.5			
6	24.9	24.6	24.2	25.4	24.9	24.5	26.8	26.1	25.4	28.2	27.3	26.4	29.7	28.5	27.4	29.9	28.7	27.5	28.4	27.5	26.5	26.0	25.4	24.9			
7	24.4	24.0	23.7	24.8	24.4	23.9	26.0	25.4	24.8	27.3	26.5	25.6	28.7	27.6	26.5	28.9	27.8	26.7	27.5	26.6	25.8	25.3	24.8	24.3			
8	23.8	23.5	23.2	24.2	23.8	23.4	25.3	24.7	24.2	26.5	25.7	24.9	27.7	26.7	25.8	27.9	26.9	25.9	26.6	25.8	25.1	24.6	24.2	23.7			
9	23.3	23.0	22.7	23.7	23.4	23.0	24.8	24.3	23.7	25.9	25.1	24.4	26.8	26.0	25.1	27.0	26.1	25.2	25.9	25.1	24.4	24.1	23.7	23.2			
10	23.0	22.7	22.4	23.7	23.3	22.9	24.9	24.3	23.7	25.8	25.1	24.3	26.3	25.5	24.6	26.3	25.5	24.6	25.3	24.6	23.9	23.7	23.3	22.9			
11	22.9	22.6	22.3	23.9	23.5	23.0	25.7	24.9	24.1	26.5	25.6	24.7	26.3	25.4	24.6	25.9	25.1	24.3	25.0	24.3	23.7	23.5	23.1	22.7			
12	23.0	22.7	22.3	24.4	23.9	23.3	26.9	25.9	24.9	27.7	26.6	25.5	26.9	25.9	24.9	25.7	24.9	24.2	24.9	24.2	23.6	23.6	23.1	22.7			
13	23.4	23.0	22.6	25.0	24.3	23.7	28.3	27.1	25.9	29.5	28.1	26.6	28.0	26.9	25.7	26.0	25.2	24.3	25.1	24.4	23.7	23.9	23.4	22.9			
14	23.9	23.4	23.0	25.6	24.9	24.1	29.6	28.2	26.8	31.4	29.7	27.9	29.6	28.2	26.8	26.7	25.8	24.8	25.4	24.7	24.0	24.4	23.8	23.3			
15	24.6	24.0	23.5	26.3	25.5	24.6	30.7	29.1	27.5	33.2	31.2	29.2	31.6	29.8	28.1	28.0	26.9	25.8	26.1	25.3	24.5	25.0	24.4	23.8			
16	25.4	24.7	24.1	27.0	26.1	25.2	31.5	29.8	28.2	34.6	32.5	30.3	33.6	31.6	29.6	29.8	28.4	27.1	27.2	26.2	25.3	25.7	25.0	24.3			
17	26.2	25.5	24.7	27.7	26.8	25.8	32.1	30.4	28.7	35.7	33.4	31.1	35.5	33.3	31.0	31.9	30.2	28.6	28.7	27.5	26.4	26.6	25.8	25.0			
18	26.9	26.2	25.4	28.4	27.4	26.4	32.6	30.9	29.2	36.3	34.0	31.6	37.1	37.7	32.2	34.1	32.1	30.2	30.5	29.1	27.8	27.6	26.7	25.8			
19	27.6	26.8	26.0	28.9	27.9	26.9	32.9	31.2	29.5	36.5	34.2	31.9	38.2	35.6	33.1	36.0	33.8	31.6	32.2	30.6	29.1	28.6	27.6	26.6			
20	28.0	27.2	26.4	29.3	28.3	27.2	32.9	31.3	29.7	36.5	34.2	32.0	38.7	36.1	33.5	37.3	34.9	32.6	33.6	31.8	30.1	29.4	28.4	27.3			
21	28.3	27.5	26.7	29.4	28.4	27.4	32.8	31.2	29.7	36.1	34.0	31.9	38.6	36.1	33.6	37.8	35.4	33.1	34.3	32.5	30.7	29.9	28.8	27.8			
22	28.4	27.6	26.8	29.4	28.4	27.5	32.4	31.0	29.6	35.5	33.6	31.6	39.2	35.8	33.7	37.8	35.5	33.1	34.5	32.7	30.9	30.1	29.0	28.0			
23	28.2	27.5	26.8	29.2	28.3	27.4	32.0	30.6	29.3	34.8	33.0	31.2	37.4	35.2	32.9	37.3	35.1	32.9	34.3	32.6	30.8	30.0	29.0	28.0			
24	28.0	27.3	26.7	28.9	28.0	27.2	31.4	30.2	28.9	34.0	32.3	30.7	36.5	34.4	32.3	36.6	34.5	32.4	33.8	32.2	30.5	29.7	28.7	27.8			
23 de Octubre																											
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO					
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																											
1	25.4	24.9	24.4	25.7	25.2	24.6	27.7	26.8	26.0	30.9	29.5	28.1	33.9	32.0	30.1	32.9	31.1	29.4	29.3	28.2	27.0	26.0	25.4	24.8			
2	25.0	24.6	24.1	25.3	24.8	24.3	27.1	26.3	25.5	30.0	28.7	27.5	32.8	31.1	29.3	31.9	30.3	28.7	28.6	27.6	26.5	25.6	25.1	24.5			
3	24.6	24.2	23.8	24.8	24.4	23.9	26.4	25.7	25.0	29.1	27.9	26.8	31.6	30.1	28.5	30.8	29.4	27.9	27.9	26.9	26.0	25.1	24.6	24.1			
4	24.1	23.7	23.3	24.3	23.9	23.5	25.7	25.1	24.5	28.1	27.0	26.1	30.5	29.0	27.6	29.7	28.4	27.1	27.1	26.2	25.3	24.5	24.1	23.6			
5	23.5	23.2	22.9	23.7	23.4	23.0	25.0	24.5	23.9	27.2	26.3	25.3	29.3	28.0	26.7	28.7	27.5	26.3	26.3	25.5	24.7	24.0	23.6	23.2			
6	23.0	22.7	22.4	23.2	22.8	22.5	24.4	23.8	23.3	26.3	25.5	24.6	28.2	27.1	25.9	27.6	26.6	25.5	25.5	24.7	24.0	23.4	23.0	22.7			
7	22.4	22.2	21.9	22.6	22.3	22.0	23.7	23.2	22.7	25.4	24.7	23.9	27.2	26.1	25.1	26.7	25.7	24.7	24.7	24.0	23.4	22.8	22.5	22.1			
8	21.9	21.7	21.4	22.1	21.8	21.5	23.0	22.6	22.2	24.6	23.9	23.2	26.2	25.2	24.3	25.7	24.8	24.0	23.9	23.4	22.8	22.2	21.9	21.6			
9	21.4	21.2	21.0	21.6	21.3	21.1	22.5	22.1	21.7	24.0	23.3	22.7	25.3	24.4	23.6	24.9	24.1	23.3	23.3	22.7	22.2	21.7	21.5	21.2			
10	21.1	20.9	20.7	21.3	21.1	20.8	22.4	21.9	21.5	23.7	23.0	22.4	24.7	23.9	23.1	24.2	23.4	22.7	22.7	22.2	21.8	21.3	21.1	20.8			
11	20.9	20.7	20.5	21.3	21.0	20.8	22.2	21.7	21.4	24.0	23.3	22.6	24.6	23.8	23.0	23.7	23.0	22.3	22.4	21.9	21.5	21.2	20.9	20.6			
12	21.0	20.7	20.5	21.5	21.2	20.9	23.6	22.9	22.2	25.1	24.1	23.2	25.2	24.2	23.3	23.6	22.9	22.2	22.3	21.9	21.4	21.2	20.9	20.6			
13	21.3	21.0	20.7	21.9	21.5	21.1	24.8	23.9	23.0	26.7	25.5	24.3	26.3	25.2	24.1	23.9	23.2	22.4	22.5	22.0	21.5	21.5	21.2	20.8			
14	21.8	21.4	21.0	22.4	22.0	21.5	25.9	24.8	23.8	28.5	27.0	25.5	28.0	26.6	25.2	24.7	23.9	23.0	22.9	22.3	21.8	21.9	21.6	21.2			
15	22.4	22.0	21.5	23.1	22.5	22.0	26.9	25.7	24.5	30.3	28.6	26.8	30.1	28.4	26.7	26.1	25.1	24.0	23.5	22.9	22.3	22.6	22.1	21.6			
16	23.1	22.6	22.1	23.8	23.2	22.5	27.7	26.4	25.1	31.9	30.0	28.0	32.2	30.2	28.2	28.0	26.7	25.4	24.5	23.8	23.1	23.3	22.7	22.2			
17	23.9	23.3	22.7	24.5	23.8	23.1	28.3	27.0	25.7	33.1	31.0	28.9	34.3	32.0	29.7	30.1	28.5	26.9	25.9	25.0	24.1	24.0	23.4	22.9			
18	24.6	24.0	23.4	25.2	24.5	23.7	28.8	27.5	26.2	33.8	31.7	29.5	35.9	33.4	30.9	32.2	30.3	28.4	27.4	26.3	25.3	24.8	24.2	23.5			
19	25.2	24.5	23.9	25.7	25.0	24.2	29.2	27.9	26.5	34.1	32.0	29.9	37.0	34.3	31.7	33.8	31.7	29.6	28.8	27.6	26.3	25.6	24.9	24.2			
20	25.6	25.0	24.3	26.1	25.4	24.6	29.3	28.0	26.8	34.1	32.0	29.9	37.4	34.8	32.1	34.8	32.6	30.4	29.8	28.5	27.1	26.1	25.4	24.7			
21	25.8	25.2	24.6	26.3	25.6	24.9	29.2	28.0	26.8	33.7	31.8	29.8	37.3	34.7	32.2	35.1	33.0	30.8	30.4	29.0	27.6	26.5	25.7	25.0			
22	25.9	25.3	24.7	26.3	25.6	25.0	29.0	27.9	26.8	33.2	31.4	29.6	36.7	34.3	31.9	35.0	32.9	30.8	30.5	29.1	27.7	26.6	25.9	25.2			
23	25.9	25.3	24.7	26.2	25.6	25.0	28.7	27.6	26.6	32.5	30.9	29.2	36.0	33.7	31.5	34.5	32.5	30.5	30.3	29.0	27.7	26.5	25.9	25.2			
24	25.7	25.2	24.6	26.0	25.4	24.9	28.2	27.3	26.3	31.8	30.2	28.7	35.0	32.9	30.9	33.8	31.9	30.0	29.9	28.6	27.4	26.3	25.7	25.1			

Pared de peso pesado (500 kg/m²)

21 de Mayo																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	27.6	26.7	25.8	30.1	28.8	27.4	32.4	30.7	28.9	32.2	30.5	28.8	30.6	29.2	27.7	32.4	30.7	28.9	32.7	30.9	29.1	30.3	28.9	27.5
2	27.7	26.8	25.8	30.1	28.7	27.4	32.3	30.6	28.9	32.1	30.4	28.8	30.6	29.2	27.8	32.5	30.8	29.1	32.9	31.1	29.3	30.5	29.1	27.7
3	27.7	26.8	25.9	30.0	28.7	27.4	32.1	30.5	28.8	31.9	30.3	28.7	30.5	29.1	27.7	32.5	30.8	29.1	33.0	31.2	29.4	30.5	29.1	27.8
4	27.6	26.7	25.8	29.8	28.5	27.3	31.9	30.3	28.7	31.7	30.1	28.5	30.4	29.0	27.7	32.4	30.8	29.1	32.9	31.1	29.4	30.5	29.1	27.8
5	27.5	26.6	25.8	29.6	28.4	27.1	31.6	30.0	28.5	31.4	29.9	28.4	30.2	28.8	27.5	32.3	30.6	28.9	32.7	31.0	29.2	30.4	29.0	27.7
6	27.4	26.5	25.6	29.3	28.1	26.9	31.2	29.7	28.2	31.1	29.6	28.1	29.9	28.6	27.3	32.0	30.4	28.7	32.5	30.8	29.1	30.2	28.9	27.5
7	27.1	26.3	25.5	29.0	27.9	26.7	30.9	29.4	28.0	30.7	29.3	27.9	29.6	28.4	27.1	31.7	30.1	28.5	32.2	30.5	28.8	29.9	28.6	27.3
8	26.9	26.1	25.3	28.7	27.6	26.5	30.5	29.1	27.7	30.3	29.0	27.6	29.3	28.1	26.9	31.3	29.8	28.2	31.8	30.2	28.6	29.6	28.4	27.1
9	26.6	25.9	25.1	28.4	27.3	26.2	30.1	28.7	27.4	29.9	28.6	27.3	28.9	27.7	26.6	30.9	29.4	27.9	31.4	29.8	28.3	29.3	28.1	26.8
10	26.4	25.6	24.9	28.1	27.1	26.0	29.7	28.4	27.1	29.6	28.3	27.0	28.5	27.4	26.3	30.5	29.0	27.6	31.0	29.4	27.9	28.9	27.7	26.6
11	26.2	25.4	24.7	27.9	26.9	25.8	29.5	28.2	26.9	29.3	28.0	26.8	28.2	27.1	26.0	30.1	28.7	27.3	30.5	29.1	27.6	28.6	27.4	26.3
12	26.0	25.2	24.5	27.8	26.8	25.8	29.4	28.1	26.8	29.1	27.9	26.6	27.9	26.8	25.8	29.7	28.3	27.0	30.2	28.7	27.3	28.3	27.2	26.0
13	25.8	25.1	24.4	27.9	26.8	25.7	29.5	28.2	26.8	29.1	27.8	26.5	27.7	26.6	25.6	29.4	28.1	26.7	29.8	28.4	27.0	28.0	26.9	25.8
14	25.8	25.0	24.3	28.0	26.9	25.8	29.8	28.4	27.0	29.2	27.9	26.6	27.5	26.5	25.5	29.1	27.8	26.5	29.6	28.2	26.8	27.8	26.7	25.7
15	25.7	25.0	24.3	28.2	27.0	25.9	30.1	28.6	27.2	29.5	28.1	26.7	27.6	26.5	25.5	29.0	27.7	26.4	29.4	28.0	26.7	27.7	26.6	25.6
16	25.8	25.0	24.3	28.4	27.2	26.0	30.5	28.9	27.4	29.8	28.4	27.0	27.7	26.6	25.6	28.9	27.6	26.4	29.3	27.9	26.6	27.6	26.6	25.5
17	25.9	25.1	24.4	28.7	27.4	26.2	30.9	29.3	27.7	30.2	28.7	27.2	28.0	26.8	25.7	29.0	27.7	26.4	29.2	27.9	26.6	27.6	26.6	25.5
18	26.1	25.3	24.5	28.9	27.6	26.4	31.2	29.6	27.9	30.6	29.1	27.5	28.3	27.2	26.0	29.2	27.9	26.6	29.4	28.0	26.7	27.8	26.7	25.6
19	26.3	25.5	24.6	29.2	27.9	26.6	31.6	29.9	28.2	31.0	29.4	27.8	28.8	27.5	26.3	29.6	28.2	26.8	29.7	28.3	26.9	28.0	26.9	25.8
20	26.5	25.7	24.8	29.4	28.1	26.8	31.9	30.1	28.4	31.4	29.7	28.1	29.2	27.9	26.6	30.1	28.6	27.2	30.1	28.7	27.2	28.3	27.1	26.0
21	26.8	25.9	25.0	29.7	28.3	27.0	32.1	30.3	28.6	31.7	30.0	28.3	29.6	28.3	26.9	30.6	29.1	27.6	30.6	29.1	27.6	28.7	27.5	26.3
22	27.1	26.2	25.3	29.9	28.5	27.1	32.3	30.5	28.7	31.9	30.2	28.5	30.0	28.6	27.2	31.2	29.6	28.0	31.2	29.7	28.1	29.1	27.9	26.6
23	27.3	26.4	25.5	30.0	28.6	27.3	32.4	30.6	28.9	32.1	30.4	28.7	30.3	28.9	27.5	31.7	30.1	28.4	31.8	30.2	28.5	29.6	28.3	27.0
24	27.5	26.6	25.6	30.1	28.7	27.4	32.4	30.7	28.9	32.2	30.5	28.8	30.5	29.0	27.6	32.1	30.4	28.7	32.3	30.6	28.9	30.0	28.6	27.3
21 de Junio																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	29.3	28.3	27.3	31.8	30.4	29.0	33.8	32.1	30.3	33.1	31.4	29.8	31.1	29.8	28.5	33.3	31.6	29.9	34.1	32.3	30.5	32.0	30.5	29.1
2	29.4	28.4	27.4	31.8	30.4	29.0	33.7	32.0	30.3	33.0	31.4	29.8	31.1	29.8	28.5	33.4	31.7	30.1	34.3	32.5	30.7	32.2	30.7	29.3
3	29.4	28.4	27.4	31.6	30.4	28.9	33.5	31.9	30.2	32.8	31.3	29.7	31.1	29.8	28.5	33.4	31.8	30.1	34.4	32.6	30.7	32.3	30.8	29.3
4	29.3	28.4	27.4	31.5	30.1	28.8	33.3	31.7	30.0	32.6	31.1	29.6	30.9	29.7	28.4	33.4	31.7	30.1	34.4	32.5	30.7	32.2	30.8	29.3
5	29.2	28.3	27.3	31.2	29.9	28.7	33.0	31.4	29.8	32.4	30.9	29.4	30.7	29.5	28.3	33.2	31.6	29.9	34.2	32.4	30.6	32.1	30.7	29.2
6	29.0	28.1	27.2	31.0	29.7	28.5	32.7	31.1	29.6	32.0	30.6	29.2	30.5	29.3	28.2	32.9	31.3	29.8	33.9	32.2	30.4	31.9	30.5	29.1
7	28.8	27.9	27.0	30.6	29.4	28.2	32.3	30.8	29.3	31.7	30.3	28.9	30.2	29.1	27.9	32.6	31.1	29.5	33.6	31.9	30.2	31.7	30.3	28.9
8	28.6	27.7	26.8	30.3	29.1	28.0	31.9	30.5	29.0	31.3	30.0	28.7	29.9	28.8	27.7	32.2	30.7	29.3	33.2	31.6	29.9	31.3	30.0	28.7
9	28.3	27.4	26.6	30.0	28.9	27.7	31.5	30.1	28.7	30.9	29.6	28.4	29.6	28.5	27.5	31.8	30.4	29.0	32.8	31.2	29.6	31.0	29.7	28.4
10	28.0	27.2	26.4	29.7	28.6	27.5	31.2	29.8	28.5	30.6	29.3	28.1	29.2	28.2	27.2	31.4	30.0	28.7	32.4	30.9	29.3	30.6	29.4	28.1
11	27.8	27.0	26.2	29.5	28.4	27.3	30.9	29.6	28.3	30.3	29.1	27.9	28.9	27.9	26.9	31.0	29.7	28.3	32.0	30.5	29.0	30.3	29.0	27.8
12	27.6	26.8	26.0	29.5	28.4	27.3	30.9	29.5	28.2	30.1	28.9	27.7	28.6	27.7	26.7	30.7	29.4	28.1	31.6	30.1	28.7	29.9	28.8	27.6
13	27.5	26.7	25.9	29.5	28.4	27.3	31.0	29.6	28.2	30.1	28.9	27.6	28.4	27.5	26.5	30.4	29.1	27.8	31.3	29.8	28.4	29.7	28.5	27.3
14	27.4	26.6	25.8	29.7	28.5	27.3	31.2	29.8	28.3	30.2	29.0	27.7	28.3	27.4	26.4	30.1	28.9	27.6	31.6	29.6	28.2	29.5	28.3	27.2
15	27.4	26.6	25.8	29.9	28.7	27.4	31.5	30.0	28.5	30.5	29.2	27.8	28.3	27.3	26.4	30.0	28.7	27.5	30.8	29.4	28.0	29.3	28.2	27.1
16	27.5	26.6	25.8	30.1	28.9	27.6	31.9	30.4	28.8	30.8	29.4	28.0	28.4	27.4	26.4	29.9	28.7	27.5	30.7	29.3	28.0	29.3	28.1	27.0
17	27.6	26.7	25.9	30.4	29.1	27.8	32.3	30.7	29.0	31.2	29.7	28.3	28.7	27.6	26.6	30.0	28.8	27.5	30.7	29.3	27.9	29.3	28.1	27.0
18	27.8	26.9	26.0	30.7	29.3	27.9	32.7	31.0	29.3	31.6	30.1	28.6	29.0	27.9	26.8	30.2	28.9	27.7	30.8	29.4	28.0	29.4	28.2	27.1
19	28.0	27.1	26.2	30.9	29.5	28.1	33.0	31.3	29.5	32.0	30.4	28.8	29.4	28.2	27.1	30.6	29.2	27.9	31.1	29.7	28.2	29.6	28.4	27.2
20	28.2	27.3	26.3	31.2	29.8	28.3	33.3	31.5	29.7	32.3	30.7	29.1	29.8	28.6	27.4	31.0	29.6	28.2	31.5	30.0	28.6	29.9	28.7	27.5
21	28.5	27.5	26.6	31.4	30.0	28.5	33.5	31.7	29.9	32.6	30.9	29.3	30.2	28.9	27.7	31.6	30.1	28.6	32.1	30.5	29.0	30.3	29.1	27.8
22	28.7	27.7	26.8	31.6	30.1	28.7	33.7	31.9	30.1	32.8	31.2	29.5	30.5	29.2	28.0	32.1	30.6	29.0	32.7	31.0	29.4	30.8	29.5	28.2
23	29.0	28.0	27.0	31.7	30.3	28.8	33.8	32.0	30.2	33.0	31.3	29.7	30.8	29.5	28.2	32.6	31.0	29.4	33.2	31.5	29.8	31.3	29.9	28.5
24	29.2	28.2	27.2	31.8	30.4	28.9	33.9	32.1	30.3	33.1	31.4	29.8	31.0	29.7	28.4	33.0	31.4	29.7	33.7	32.0	30.2	31.7	30.3	28.8

Pared de peso pesado (500 kg/m²)

22 de Julio																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	28.4	28.5	27.6	31.9	30.6	29.2	34.2	32.5	30.8	34.0	32.3	30.6	32.4	31.0	29.6	34.2	32.5	30.8	34.5	32.7	30.9	32.1	30.7	29.4
2	28.5	28.6	27.7	31.9	30.6	29.2	34.1	32.4	30.7	33.9	32.2	30.6	32.4	31.0	29.6	34.3	32.6	30.9	34.7	32.9	31.1	32.3	30.9	29.5
3	29.5	28.6	27.7	31.8	30.5	29.2	33.9	32.3	30.6	33.7	32.1	30.5	32.3	30.9	29.6	34.4	32.6	30.9	34.8	33.0	31.2	32.3	31.0	29.6
4	29.5	28.6	27.7	31.6	30.4	29.1	33.7	32.1	30.5	33.5	31.9	30.4	32.2	30.8	29.5	34.3	32.6	30.9	34.7	32.9	31.2	32.3	30.9	29.6
5	29.3	28.5	27.6	31.4	30.2	29.0	33.4	31.8	30.3	33.2	31.7	30.2	32.0	30.7	29.3	34.1	32.4	30.7	34.6	32.8	31.1	32.2	30.8	29.5
6	29.2	28.3	27.5	31.1	29.9	28.8	33.1	31.6	30.1	32.9	31.4	30.0	31.7	30.4	29.2	33.8	32.2	30.6	34.3	32.6	30.9	32.0	30.7	29.3
7	29.0	28.1	27.3	30.8	29.7	28.5	32.7	31.2	29.8	32.5	31.1	29.7	31.4	30.2	28.9	33.5	31.9	30.3	34.0	32.3	30.4	31.7	30.4	29.2
8	28.7	27.9	27.1	30.5	29.4	28.3	32.3	30.9	29.5	32.2	30.8	29.4	31.1	29.9	28.7	33.1	31.6	30.0	33.6	32.0	30.4	31.4	30.2	28.9
9	28.5	27.7	26.9	30.2	29.1	28.1	31.9	30.5	29.2	31.8	30.4	29.1	30.7	29.6	28.4	32.7	31.2	29.7	33.2	31.6	30.1	31.1	29.9	28.7
10	28.2	27.5	26.7	29.9	28.9	27.8	31.6	30.2	28.9	31.4	30.1	28.8	30.4	29.2	28.1	32.3	30.9	29.4	32.8	31.3	29.7	30.7	29.6	28.4
11	28.0	27.2	26.5	29.7	28.7	27.7	31.3	30.0	28.7	31.1	29.8	28.6	30.0	28.9	27.9	31.9	30.5	29.1	32.4	30.9	29.4	30.4	29.3	28.1
12	27.8	27.1	26.3	29.6	28.6	27.6	31.3	30.0	28.6	30.9	29.7	28.4	29.7	28.7	27.6	31.5	30.2	28.8	32.0	30.6	29.1	30.1	29.0	27.9
13	27.7	26.9	26.2	29.7	28.6	27.6	31.3	30.0	28.7	30.9	29.6	28.4	29.5	28.5	27.4	31.2	29.9	28.6	31.6	30.3	28.9	29.8	28.7	27.6
14	27.6	26.9	26.1	29.8	28.7	27.6	31.6	30.2	28.8	31.0	29.7	28.4	29.4	28.3	27.3	30.9	29.6	28.4	31.4	30.0	28.7	29.6	28.6	27.5
15	27.6	26.8	26.1	30.0	28.9	27.7	31.9	30.4	29.0	31.3	29.9	28.6	29.4	28.3	27.3	30.8	29.5	28.2	31.2	29.8	28.5	29.5	28.4	27.4
16	27.6	26.9	26.1	30.2	29.0	27.9	32.3	30.8	29.2	31.6	30.2	28.8	29.5	28.4	27.4	30.7	29.4	28.2	31.1	29.7	28.4	29.4	28.4	27.3
17	27.7	27.0	26.2	30.5	29.2	28.0	32.7	31.1	29.5	32.1	30.6	29.1	29.8	28.7	27.5	30.8	29.5	28.2	31.1	29.7	28.4	29.5	28.4	27.3
18	27.9	27.1	26.3	30.7	29.5	28.2	33.0	31.4	29.7	32.5	30.9	29.3	30.1	29.0	27.8	31.0	29.7	28.4	31.2	29.8	28.5	29.6	28.5	27.4
19	28.1	27.3	26.5	31.0	29.7	28.4	33.4	31.7	30.0	32.9	31.2	29.6	30.6	29.3	28.1	31.4	30.0	28.7	31.5	30.1	28.7	2.89	28.7	27.6
20	28.4	27.5	26.7	31.3	29.9	28.6	33.7	31.9	30.2	33.2	31.6	29.9	31.0	29.7	28.4	31.9	30.5	29.0	31.9	30.5	29.0	30.1	29.0	27.8
21	28.6	27.7	26.9	31.5	30.1	28.8	33.9	32.2	30.4	33.5	31.8	30.1	31.4	30.1	28.8	32.5	30.9	29.4	32.5	31.0	29.4	30.5	29.3	28.1
22	28.9	28.0	27.1	31.7	30.3	29.0	34.1	32.3	30.6	33.8	32.0	30.3	31.8	30.4	29.0	33.0	31.4	29.9	33.1	31.5	29.9	31.0	29.7	28.5
23	28.1	28.2	27.3	31.8	30.5	29.1	34.2	32.4	30.7	33.9	32.2	30.5	32.1	30.7	29.3	33.5	31.9	30.2	33.6	32.0	30.3	31.4	30.1	28.8
24	28.3	28.4	27.5	31.9	30.6	29.2	34.2	32.5	30.8	34.0	32.3	30.6	32.3	30.9	29.4	33.9	32.2	30.5	34.1	32.4	30.7	31.8	30.5	29.1
24 de Agosto																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	28.4	27.6	26.9	30.4	29.3	28.3	33.2	31.7	30.1	34.4	32.6	30.9	34.1	32.4	30.7	34.6	32.8	31.1	33.5	31.9	30.3	30.6	29.4	28.3
2	28.4	27.7	27.0	30.4	29.4	28.3	33.1	31.6	30.1	34.3	32.6	30.8	34.0	32.4	30.7	34.8	33.0	31.2	33.7	32.1	30.4	30.7	29.6	28.5
3	28.4	27.7	27.0	30.4	29.3	28.3	33.0	31.5	30.0	34.1	32.4	30.8	33.9	32.3	30.6	34.8	33.0	31.2	33.7	31.1	30.5	30.7	29.6	28.5
4	28.4	27.7	27.0	30.2	29.2	28.2	32.8	31.3	29.9	33.9	32.2	30.6	33.8	32.1	30.5	34.6	32.9	31.1	33.7	32.1	30.5	30.7	29.6	28.5
5	28.3	27.6	26.9	30.1	29.1	28.1	32.5	31.1	29.7	33.6	32.0	30.4	33.5	31.9	30.4	34.4	32.7	31.0	33.5	31.9	30.4	30.6	29.5	28.4
6	28.1	27.5	26.8	29.8	28.9	27.9	32.2	30.8	29.5	33.2	31.7	30.2	33.2	31.7	30.1	34.2	32.5	30.8	33.3	31.7	30.2	30.4	29.3	28.3
7	27.9	27.3	26.6	29.6	28.7	27.7	31.9	30.5	29.2	32.9	31.4	29.9	32.8	31.4	29.9	33.8	32.2	30.5	33.0	31.5	30.0	30.2	29.1	28.1
8	27.7	27.1	26.5	29.3	28.4	27.5	31.5	30.2	29.0	32.4	31.0	29.6	32.4	31.0	29.6	33.4	31.8	30.2	32.6	31.2	29.7	29.9	28.9	27.9
9	27.5	26.9	26.3	29.0	28.1	27.3	31.1	29.9	28.7	32.0	30.7	29.3	32.0	30.7	29.3	33.0	31.5	29.9	32.2	30.8	29.4	29.6	28.6	27.7
10	27.3	26.7	26.1	28.7	27.9	27.0	30.8	29.6	28.4	31.6	30.3	29.0	31.6	30.3	29.0	32.6	31.1	29.6	31.8	30.5	29.1	29.3	28.4	27.4
11	27.0	26.4	25.9	28.5	27.6	26.9	30.5	29.3	28.2	31.3	30.0	28.7	31.2	29.9	28.7	32.1	30.7	29.3	31.4	30.1	28.8	29.0	28.1	27.2
12	26.8	26.3	25.7	28.4	27.6	26.7	30.4	29.2	28.1	31.1	29.8	28.5	30.9	29.6	28.4	31.7	30.3	29.0	31.0	29.8	28.5	28.7	27.8	26.9
13	26.7	26.1	25.5	28.4	27.5	26.7	30.4	29.2	28.0	31.0	29.8	28.5	30.6	29.4	28.2	31.4	30.0	28.7	30.7	29.5	28.3	28.5	27.6	26.8
14	26.6	26.0	25.4	28.4	27.6	26.7	30.6	29.4	28.1	31.2	29.8	28.5	30.5	29.3	28.1	31.1	29.8	28.5	30.5	29.3	28.0	28.3	27.5	26.6
15	26.5	26.0	25.4	28.6	27.6	26.7	30.9	29.6	28.3	31.5	30.1	28.7	30.5	29.3	28.1	30.9	29.6	28.3	30.3	29.1	27.9	28.2	27.4	26.5
16	26.6	26.0	25.4	28.7	27.8	26.8	31.3	29.9	28.5	31.8	30.4	28.9	30.7	29.4	28.2	30.9	29.6	28.3	30.2	29.0	27.8	28.2	27.3	26.5
17	26.7	26.1	25.5	28.9	28.0	27.0	31.6	30.2	28.8	32.3	30.8	29.2	31.0	29.7	28.4	31.0	29.7	28.3	30.2	29.0	27.8	28.2	27.4	26.5
18	26.9	26.2	25.6	29.2	28.2	27.1	32.0	30.5	29.0	32.8	31.2	29.6	31.5	30.1	28.7	31.3	29.9	28.5	30.4	29.1	27.9	28.4	27.5	26.6
19	27.1	26.4	25.8	29.4	28.4	27.3	32.3	30.8	29.3	33.2	31.6	29.9	32.0	30.5	29.1	31.7	30.3	28.8	30.7	29.4	28.2	28.6	27.7	26.8
20	27.4	26.7	26.0	29.7	28.6	27.5	32.6	31.1	29.5	33.6	31.9	30.2	32.5	31.0	29.4	32.2	30.7	29.2	31.1	29.8	28.5	28.9	27.9	27.0
21	27.6	26.9	26.2	29.9	28.8	27.7	32.9	31.3	29.7	34.0	32.2	30.4	33.0	31.4	29.8	32.9	31.3	29.7	31.7	30.3	28.9	29.2	28.3	27.3
22	27.9	27.1	26.4	30.1	29.0	27.9	33.1	31.5	29.9	34.2	32.4	30.6	33.4	31.8	30.1	33.5	31.8	30.1	32.2	30.8	29.3	29.6	28.6	27.6
23	28.1	27.3	26.6	30.3	29.2	28.1	33.2	31.6	30.0	34.3	32.6	30.8	33.8	32.1	30.4	34.0	32.3	30.5	32.8	31.2	29.7	30.0	29.0	27.9
24	28.3	27.5	26.8	30.4	29.3	28.2	33.3	31.7	30.1	34.4	32.6	30.9	34.0	32.3	30.6	34.4	32.6	30.8	33.2	31.6	30.1	30.3	29.2	28.1

Pared de peso pesado (500 kg/m²)

22 de Septiembre																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	26.5	25.9	25.3	27.6	26.8	26.0	30.6	29.3	28.0	33.1	31.4	29.7	34.4	32.5	30.6	33.4	31.6	29.8	30.8	29.5	28.1	27.7	26.8	26.0
2	26.6	25.9	25.3	27.6	26.8	26.0	30.5	29.2	28.0	33.0	31.3	29.6	34.4	32.5	30.6	33.5	31.7	29.9	30.9	29.6	28.2	27.8	26.9	26.1
3	26.6	26.0	25.4	27.6	26.8	26.0	30.4	29.1	27.9	32.8	31.2	29.5	34.3	32.4	30.5	33.4	31.5	29.9	30.9	29.6	28.3	27.8	27.0	26.2
4	26.5	25.9	25.3	27.5	26.8	26.0	30.2	29.0	27.8	32.6	31.0	29.4	34.1	32.2	30.4	33.3	31.6	29.9	30.9	29.6	28.2	27.7	26.9	26.2
5	26.4	25.9	25.3	27.4	26.6	25.9	30.0	28.8	27.7	32.3	30.7	29.2	33.8	32.0	30.2	33.1	31.4	29.7	30.7	29.4	28.1	27.6	26.9	26.1
6	26.3	25.7	25.2	27.2	26.5	25.8	29.7	28.6	27.5	32.0	30.5	29.0	33.4	31.7	29.9	32.8	31.1	29.5	30.5	29.2	28.0	27.5	26.7	26.0
7	26.1	25.6	25.1	27.0	26.3	25.6	29.4	28.3	27.2	31.6	30.1	28.7	33.0	31.3	29.6	32.4	30.8	29.3	30.2	29.0	27.8	27.3	26.6	25.8
8	25.9	25.4	24.9	26.8	26.1	25.5	29.1	28.1	27.0	31.2	29.8	28.4	32.6	30.9	29.3	32.0	30.5	29.0	29.9	28.7	27.5	27.1	26.4	25.7
9	25.7	25.2	24.7	26.5	25.9	25.3	28.8	27.8	26.7	30.8	29.4	28.1	32.1	30.5	29.0	31.6	30.1	28.7	29.6	28.4	27.3	26.8	26.1	25.5
10	25.5	25.0	24.5	26.3	25.7	25.0	28.4	27.5	26.5	30.3	29.1	27.8	31.6	30.1	28.6	31.2	29.8	28.3	29.2	28.1	27.0	26.6	25.9	25.2
11	25.3	24.8	24.3	26.1	25.5	24.9	28.1	27.2	26.2	30.2	28.7	27.5	31.2	29.7	28.3	30.7	29.4	28.0	28.9	27.8	26.7	26.3	25.7	25.0
12	25.1	24.6	24.2	25.9	25.3	24.7	28.0	27.0	26.1	29.7	28.5	27.3	30.8	29.4	28.0	30.3	29.0	27.7	28.5	27.5	26.5	26.1	25.4	24.8
13	24.9	24.5	24.0	25.8	25.2	24.6	27.9	27.0	26.0	29.6	28.4	27.2	30.5	29.1	27.8	30.0	28.7	27.4	28.2	27.2	26.2	25.9	25.2	24.6
14	24.8	24.4	23.9	25.8	25.2	24.5	28.1	27.1	26.1	29.7	28.4	27.2	30.4	29.0	27.6	29.7	28.4	27.2	28.0	27.0	26.0	25.7	25.1	24.5
15	24.8	24.3	23.9	25.8	25.2	24.6	28.3	27.2	26.2	30.0	28.7	27.3	30.4	29.0	27.6	29.5	28.3	27.0	27.8	26.9	25.9	25.7	25.0	24.4
16	24.8	24.3	23.9	25.9	25.3	24.6	28.6	27.5	26.4	30.4	29.0	27.6	30.7	29.2	27.8	29.5	28.2	27.0	27.8	26.8	25.8	25.7	25.0	24.4
17	24.9	24.4	23.9	26.1	25.4	24.7	28.9	27.8	26.6	30.9	29.4	27.9	31.1	29.0	28.0	29.6	28.3	27.1	27.8	26.8	25.9	25.7	25.1	24.5
18	25.1	24.6	24.1	26.3	25.6	24.8	29.3	28.1	26.8	31.4	29.8	28.3	31.6	30.0	28.4	29.9	28.6	27.3	28.0	27.0	26.0	25.9	25.2	24.6
19	25.3	24.8	24.2	26.5	25.8	25.0	29.6	28.3	27.1	31.9	30.2	28.6	32.2	30.5	28.8	30.4	29.0	27.6	28.3	27.2	26.2	26.1	25.4	24.7
20	25.5	25.0	24.4	26.7	26.0	25.2	29.9	28.6	27.3	3.3	30.6	28.9	32.8	31.0	29.2	31.0	29.6	28.1	28.7	27.6	25.5	26.3	25.6	24.9
21	25.8	25.2	24.6	27.0	26.2	25.4	30.2	28.8	27.5	32.7	30.9	29.2	33.3	31.5	29.7	31.7	30.1	28.5	29.2	28.1	26.9	27.7	25.9	25.2
22	26.0	25.4	24.8	27.2	26.4	25.6	30.4	29.0	27.7	32.9	31.2	29.4	33.8	31.9	30.0	32.3	30.6	29.0	29.7	28.5	27.3	27.0	26.2	25.5
23	26.2	25.6	25.0	27.4	26.6	25.8	30.5	29.2	27.8	33.1	31.3	29.6	34.2	32.2	30.3	32.8	31.1	29.4	30.2	28.9	27.6	27.3	26.5	25.7
24	26.4	25.8	25.1	27.5	26.7	25.9	30.6	29.2	27.9	33.1	31.4	29.6	34.4	32.4	30.5	33.1	31.4	29.6	30.5	29.2	27.9	27.5	26.7	25.9
23 de Octubre																								
Ori.	N-Sombra			NE			E			SE			S			SO			O			NO		
Col.	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Hora																								
1	24.3	23.8	23.3	24.7	24.1	23.6	27.3	26.3	25.3	30.8	29.2	27.6	33.0	31.1	29.1	31.0	29.4	27.8	27.4	26.4	25.4	24.7	24.1	23.6
2	24.3	23.8	23.3	24.7	24.2	23.6	27.2	26.3	25.3	30.7	29.1	27.6	33.0	31.0	29.1	31.0	29.4	27.8	27.5	26.5	25.5	24.8	24.2	23.7
3	24.3	23.9	23.4	24.7	24.2	23.6	27.2	26.2	25.3	30.5	29.0	27.5	32.8	30.9	29.0	31.0	29.4	27.8	27.5	26.5	25.5	24.8	24.2	23.7
4	24.3	23.8	23.4	24.7	24.2	23.6	27.0	26.1	25.2	30.3	28.8	27.4	32.6	30.7	28.9	30.9	29.3	27.7	25.5	26.5	25.5	24.8	24.2	23.7
5	24.2	23.8	23.3	24.6	24.1	23.6	26.9	26.0	25.1	30.0	28.6	27.2	32.3	30.5	28.7	30.6	29.1	27.6	27.4	26.4	25.4	24.7	24.2	23.6
6	24.1	23.7	23.2	24.5	24.0	23.5	26.7	25.8	24.9	29.7	28.4	27.0	31.9	30.2	28.5	30.4	28.9	27.4	27.2	26.2	25.3	24.6	24.1	23.5
7	24.0	23.6	23.1	24.3	23.8	23.4	26.4	25.6	24.8	29.4	28.1	26.7	31.5	29.9	28.2	30.0	28.6	27.2	27.0	26.0	25.1	24.4	23.9	23.4
8	23.8	23.4	23.0	24.1	23.7	23.2	26.2	25.4	24.6	29.0	27.7	26.5	31.1	29.5	27.8	29.7	28.3	26.9	26.7	25.8	24.9	24.2	23.8	23.3
9	23.6	23.2	22.8	23.9	23.5	23.0	25.9	25.1	24.3	28.6	27.4	26.2	30.6	29.1	27.5	29.3	27.9	26.6	26.4	25.6	24.7	24.0	23.6	23.1
10	23.4	23.0	22.6	23.7	23.3	22.8	25.6	24.8	24.1	28.2	27.0	25.9	30.2	28.7	27.2	28.9	27.6	26.3	26.1	25.3	24.4	23.8	23.4	22.9
11	23.2	22.8	22.5	23.5	23.1	22.7	25.3	24.6	23.9	27.8	26.7	25.6	29.7	28.3	26.8	28.4	27.2	26.0	25.8	25.0	24.2	23.6	23.2	22.7
12	23.0	22.6	22.3	23.3	22.9	22.5	25.1	24.4	23.7	27.6	26.4	25.3	29.3	27.9	26.5	28.1	26.9	25.7	25.5	24.7	24.0	23.4	23.0	22.5
13	22.8	22.5	22.1	23.2	22.8	22.4	25.0	24.3	23.6	27.4	26.3	25.2	29.0	27.6	26.3	27.7	26.5	25.4	25.2	24.5	23.7	23.2	22.8	22.4
14	22.7	22.4	22.0	23.1	22.7	22.3	25.1	24.3	23.6	27.4	26.3	25.2	28.9	27.5	26.1	27.4	26.3	25.2	25.0	24.3	23.6	23.1	22.7	22.3
15	22.7	22.3	22.0	23.1	22.7	22.2	25.2	24.4	23.7	27.6	26.4	25.3	28.9	27.5	26.1	27.3	26.2	25.0	24.9	24.2	23.5	23.0	22.6	22.2
16	22.7	22.3	22.0	23.1	22.7	22.3	25.4	24.6	23.8	28.0	26.7	25.5	29.1	27.7	26.3	27.3	26.1	25.0	24.9	24.1	23.4	23.0	22.6	22.2
17	22.8	22.4	22.0	23.2	22.8	22.3	25.7	24.8	24.0	28.4	27.1	25.8	29.5	28.0	26.5	27.4	26.3	25.1	24.9	24.2	23.4	23.1	22.7	22.2
18	22.9	22.5	22.1	23.4	22.9	22.4	26.0	25.1	24.2	29.0	27.6	26.1	30.1	28.5	26.9	27.8	26.6	25.4	25.1	24.3	23.6	23.2	22.8	22.3
19	23.1	22.7	22.3	23.6	23.1	22.6	26.3	25.3	24.4	29.5	28.0	26.5	30.7	29.0	27.3	28.3	27.0	25.7	25.4	24.6	23.8	23.4	23.0	22.5
20	23.4	22.9	22.5	23.8	23.3	22.8	26.6	25.6	24.6	29.9	28.4	26.8	31.3	29.6	27.8	28.9	27.5	26.2	25.7	24.9	24.1	23.7	23.2	22.7
21	23.6	23.1	22.7	24.1	23.5	23.0	26.8	25.8	24.8	30.3	28.7	27.1	31.9	30.1	28.2	29.5	28.0	26.6	26.2	25.3	24.4	23.9	23.4	22.9
22	23.8	23.3	22.9	24.3	23.7	23.2	27.0	26.0	25.0	30.5	28.9	27.3	32.4	30.5	28.6	30.0	28.5	27.0	26.6	25.6	24.7	24.2	23.6	23.1
23	24.0	23.5	23.0	24.4	23.9	23.3	27.1	26.1	25.1	30.7	29.1	27.5	32.7	30.8	28.8	30.5	28.9	27.3	27.0	26.0	25.0	24.4	23.8	23.3
24	24.1	23.7	23.2	24.6	24.0	23.5	27.2	26.2	25.2	30.8	29.2	27.6	32.9	31.0	29.0	30.8	29.2	27.6	27.2	26.2	25.2	24.6	24.0	23.4

Tabla 13.17 Condiciones climáticas para verano

Localidad	Alt	Lat.	Long.	Viento (m/s)	Ts/Th coincidentes (°C)			OMD (°C)	OMA (°C)
					1%	2.5%	5%		
Albacete	680	38°57' N	1°51' W	NO -	34.6/20.4	33.1/20.3	31.7/19.6	16.0	39.3
Alicante	92	38°23' N	0°30' W	NO 5.9	31.5/20.8	30.2/21.5	29.2/21.6	9.8	29.0
Barcelona	8	41°18' N	2°6' E	N 3.6	28.7/23.0	27.8/22.6	27.0/22.6	8.4	27.5
Bilbao	45	43°18' N	2°55' W	NO 5.7	29.8/21.1	27.5/20.0	25.7/19.3	10.7	30.5
Burgos	887	42°21' N	3°37' W	NE 4.8	30.8/19.3	29.2/18.6	27.2/18.0	13.9	38.0
Cáceres	459	39°29' N	6°22' W	O 3.6	36.3/18.9	35.2/18.7	33.8/18.0	13.6	35.8
Ciudad Real	628	38°59' N	3°55' W	W -	36.5/23.0	35.0/22.6	33.6/21.7	17.2	41.2
Córdoba	65	37°53' N	4°51' W	SO 5.4	38.9/23.0	37.1/21.9	35.7/21.6	17.3	40.1
Ibiza	8	38°52' N	1°22' E	SO 5.2	30.9/23.2	29.9/23.2	29.1/23.2	8.5	27.0
Jerez	50	36°41' N	6°4' W	O 7.2	36.4/23.0	34.7/22.9	33.2/22.6	14.0	35.5
La Coruña	54	43°22' N	8°24' W	N 5.2	24.9/19.1	23.2/18.7	22.0/18.0	6.5	21.9
Las Palmas	10	27°56' N	15°23' W	N 6.7	29.4/22.0	27.7/21.7	26.5/21.1	5.9	17.3
Logroño	345	42°27' N	2°17' W	W 4.4	33.7/20.9	31.6/20.2	29.7/19.4	12.5	35.5
Madrid	595	40°28' N	3°34' W	N 4.4	35.5/20.2	34.2/19.9	32.7/19.6	15.8	39.7
Mahón	82	39°52' N	4°15' E	N 8.0	30.0/22.7	28.8/22.0	27.7/21.7	8.1	25.3
Málaga	12	36°39' N	4°28' W	NO 4.4	33.2/20.4	31.3/21.1	29.7/20.7	9.8	29.8
Oviedo	336	43°21' N	5°52' W	NO -	26.7/20.5	24.5/19.6	23.0/18.8	8.5	27.2
P. Mallorca	2	39°33' N	2°44' E	ENE 5.4	32.0/23.7	30.7/23.1	29.7/22.8	12.1	32.7
Salamanca	789	40°57' N	5°29' W	O 5.5	32.4/19.8	31.1/19.9	29.7/19.2	15.6	38.7
Santander	64	43°28' N	3°49' W	O 5.2	24.5/19.7	24.1/19.7	23.1/19.6	5.9	21.4
Santiago	316	42°54' N	8°26' W	SO 6.8	29.5/20.7	27.2/20.1	25.1/19.2	10.9	30.6
Sevilla	20	37°25' N	5°53' W	SO 5.6	37.8/23.8	36.4/23.6	35.1/22.6	15.7	37.4
Teruel	884	40°53' N	1°17' W	N -	32.5/18.7	30.9/18.5	29.0/18.1	17.3	39.7
Valencia	50	39°29' N	0°28' W	O 6.3	31.8/22.8	30.3/22.6	29.2/22.5	10.8	32.0
Valladolid	715	41°39' N	4°43' W	O -	33.2/19.1	31.6/18.3	30.0/18.1	15.2	38.8
Vigo	250	42°13' N	8°38' W	S 3.2	28.9/22.8	27.0/21.7	25.0/20.5	9.5	28.9
Zaragoza	240	41°40' N	1°1' W	ONO 7.4	34.9/22.5	33.3/21.8	31.5/21.1	13.1	38.3

La variación de temperatura a considerar, función del mes y de la OMA, para las localidades en las que se produzca una variación anual distinta de 32°C, se toma a partir de la Tabla 13.18.

Tabla 13.18 Corrección a la temperatura seca equivalente en función del mes y de la Oscilación Media Anual (OMA)

OMA	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre
45	-2.6	-1.1	0	0	-1.3	-4.14
40	-0.4	0	0	0	-0.2	-1.34
35	-0.2	0	0	0	0	-0.54
32	0	0	0	0	0	0
30	0.1	0	0	0	0	0.36
25	0.8	0	0	0	0.2	0.86
20	1.0	0.1	0	0	0.4	1.36

La variación de temperatura a considerar en función de la hora solar se puede determinar a partir de la Tabla 13.19. La variación de temperatura a considerar debido a la diferencia de altura entre el sitio de la instalación y el centro meteorológico se calcula como:

$$\Delta T_{ALT} = -\frac{\Delta z}{100} \quad (13.18)$$

donde Δz es la diferencia de cotas entre el sitio de la instalación y el centro meteorológico. La anterior ecuación empílica que por cada 100 m de desnivel se reduce la temperatura 1 °C.

Tabla 13.19 Corrección a la temperatura seca equivalente en función de la hora, del peso de la pared y de la Oscilación Media Diaria (OMD)

OMD	6			8			10			12			14		
Hora	L	M	P	L	M	P	L	M	P	L	M	P	L	M	P
0	0.8	1.2	1.8	0.5	0.7	0.9	0.2	0.2	0.2	-0.1	-0.3	-0.4	-0.4	-0.7	-1.0
1	0.9	1.2	1.7	0.5	0.6	0.9	0.1	0.2	0.2	-0.2	-0.3	-0.4	-0.5	-0.7	-0.9
2	1.1	1.3	1.7	0.6	0.7	0.9	0.2	0.2	0.2	-0.2	-0.2	-0.4	-0.6	-0.6	-0.9
3	1.4	1.3	1.6	0.7	0.7	0.8	0.2	0.2	0.2	-0.3	-0.3	-0.4	-0.7	-0.7	-0.9
4	1.7	1.5	1.6	0.8	0.8	0.8	0.3	0.2	0.2	-0.3	-0.3	-0.4	-0.8	-0.7	-0.9
5	2.0	1.6	1.6	0.9	0.8	0.8	0.3	0.2	0.2	-0.4	-0.4	-0.4	-1.1	-0.8	-0.9
6	2.4	1.7	1.6	1.1	0.8	0.8	0.3	0.2	0.2	-0.5	-0.4	-0.4	-1.2	-1.0	-0.9
7	2.7	1.9	1.6	1.3	1.0	0.9	0.4	0.3	0.2	-0.5	-0.4	-0.3	-1.5	-1.0	-0.9
8	3.0	2.1	1.7	1.5	1.1	0.9	0.4	0.3	0.3	-0.7	-0.5	-0.3	-1.7	-1.1	-0.9
9	3.2	2.3	1.7	1.6	1.1	0.9	0.4	0.3	0.3	-0.7	-0.6	-0.4	-1.9	-1.3	-0.9
10	3.3	2.4	1.8	1.7	1.2	0.9	0.5	0.3	0.3	-0.8	-0.6	-0.4	-2.0	-1.4	-1.0
11	3.2	2.5	1.8	1.7	1.3	0.9	0.5	0.3	0.3	-0.7	-0.6	-0.4	-1.9	-1.5	-1.0
12	3.1	2.5	1.8	1.6	1.3	1.0	0.5	0.3	0.3	-0.7	-0.6	-0.4	-1.7	-1.5	-1.1
13	2.8	2.5	2.0	1.5	1.3	1.0	0.4	0.3	0.3	-0.6	-0.6	-0.4	-1.5	-1.5	-1.1
14	2.5	2.4	2.0	1.3	1.2	1.1	0.3	0.3	0.3	-0.5	-0.6	-0.4	-1.4	-1.4	-1.1
15	2.1	2.3	2.1	1.1	1.2	1.1	0.3	0.3	0.3	-0.5	-0.5	-0.4	-1.2	-1.3	-1.1
16	1.8	2.2	2.1	0.9	1.1	1.1	0.2	0.3	0.3	-0.4	-0.5	-0.5	-1.0	-1.2	-1.2
17	1.5	2.1	2.1	0.7	1.1	1.1	0.2	0.3	0.3	-0.3	-0.4	-0.5	-0.8	-1.1	-1.2
18	1.2	1.9	2.1	0.6	1.0	1.0	0.2	0.3	0.3	-0.3	-0.4	-0.5	-0.7	-1.0	-1.1
19	1.0	1.7	2.0	0.5	0.8	1.0	0.1	0.2	0.3	-0.2	-0.4	-0.5	-0.5	-1.0	-1.1
20	0.8	1.5	2.0	0.4	0.8	1.0	0.1	0.2	0.3	-0.2	-0.4	-0.5	-0.4	-0.9	-1.1
21	0.7	1.4	1.9	0.4	0.7	1.0	0.1	0.2	0.3	-0.1	-0.3	-0.4	-0.3	-0.8	-1.1
22	0.7	1.3	1.9	0.4	0.7	1.0	0.1	0.2	0.3	-0.1	-0.3	-0.4	-0.3	-0.8	-1.0
23	0.7	1.3	1.9	0.4	0.7	1.0	0.1	0.2	0.2	-0.1	-0.3	-0.4	-0.3	-0.7	-1.0

OMD	16			18			20			22			24		
Hora	L	M	P	L	M	P	L	M	P	L	M	P	L	M	P
0	-0.9	-1.4	-1.8	-1.5	-2.0	-2.7	-2.1	-2.8	-3.7	-2.7	-3.5	-4.6	-3.3	-4.2	-5.5
1	-1.1	-1.3	-1.8	-1.8	-2.1	-2.7	-2.5	-2.8	-3.6	-3.2	-3.6	-4.5	-3.8	-4.3	-5.3
2	-1.3	-1.3	-1.8	-2.0	-2.1	-2.6	-2.8	-2.8	-3.5	-3.6	-3.6	-4.5	-4.3	-4.3	-5.2
3	-1.5	-1.4	-1.8	-2.3	-2.2	-2.6	-3.2	-3.0	-3.5	-4.1	-3.8	-4.4	-4.9	-4.6	-5.2
4	-1.7	-1.5	-1.7	-2.6	-2.3	-2.6	-3.6	-3.1	-3.5	-4.6	-4.0	-4.4	-5.5	-4.8	-5.2
5	-2.1	-1.6	-1.7	-3.1	-2.5	-2.6	-4.1	-3.4	-3.4	-5.3	-4.3	-4.4	-6.3	-5.2	-5.2
6	-2.3	-1.8	-1.7	-3.4	-2.7	-2.6	-4.6	-3.7	-3.5	-5.9	-4.7	-4.4	-7.0	-5.6	-5.2
7	-2.7	-2.0	-1.7	-3.9	-2.9	-2.6	-5.2	-4.0	-3.5	-6.5	-5.0	-4.4	-7.8	-6.0	-5.2
8	-3.1	-2.2	-1.7	-4.4	-3.2	-2.6	-5.7	-4.3	-3.5	-7.2	-5.4	-4.5	-8.5	-6.4	-5.3
9	-3.3	-2.4	-1.8	-4.7	-3.5	-2.7	-6.1	-4.6	-3.6	-7.7	-5.8	-4.6	-9.1	-6.9	-5.4
10	-3.4	-2.5	-1.9	-4.8	-3.7	-2.8	-6.3	-4.9	-3.7	-7.9	-5.9	-4.7	-9.3	-7.3	-5.6
11	-3.3	-2.6	-2.0	-4.7	-3.8	-2.9	-6.1	-5.0	-3.9	-7.7	-6.3	-4.9	-9.0	-7.5	-5.8
12	-3.1	-2.7	-2.0	-4.4	-3.8	-2.9	-5.8	-5.1	-3.9	-7.3	-6.4	-5.0	-8.6	-7.5	-5.9
13	-2.8	-2.6	-2.0	-4.0	-3.8	-3.0	-5.4	-5.0	-4.0	-6.8	-6.3	-5.1	-7.9	-7.4	-6.0
14	-2.5	-2.5	-2.1	-3.7	-3.7	-3.1	-4.9	-4.9	-4.1	-6.1	-6.1	-5.2	-7.1	-7.2	-6.2
15	-2.2	-2.4	-2.1	-3.2	-3.5	-3.1	-4.3	-4.7	-4.1	-5.4	-5.9	-5.2	-6.3	-6.9	-6.2
16	-1.8	-2.3	-2.1	-2.8	-3.3	-3.2	-3.7	-4.4	-4.2	-4.7	-5.6	-5.3	-5.4	-6.5	-6.3
17	-1.5	-2.0	-2.1	-2.3	-3.0	-3.2	-3.1	-4.0	-4.2	-3.9	-5.1	-5.3	-4.5	-6.0	-6.3
18	-1.3	-1.9	-2.1	-1.9	-2.8	-3.1	-2.6	-3.7	-4.1	-3.3	-4.7	-5.2	-3.8	-5.5	-6.2
19	-1.0	-1.8	-2.1	-1.6	-2.6	-3.1	-2.1	-3.5	-4.1	-2.7	-4.4	-5.2	-3.2	-5.2	-6.1
20	-0.9	-1.6	-2.1	-1.3	-2.4	-3.0	-1.9	-3.3	-4.1	-2.4	-4.1	-5.1	-2.8	-4.8	-6.0
21	-0.8	-1.5	-2.0	-1.2	-2.2	-3.0	-1.7	-3.0	-3.9	-2.2	-3.8	-5.0	-2.6	-4.5	-5.9
22	-0.8	-1.4	-1.9	-1.3	-2.2	-2.9	-1.8	-2.9	-3.8	-2.2	-3.7	-4.8	-2.7	-4.3	-5.7
23	-0.8	-1.3	-1.9	-1.4	-2.0	-2.7	-1.9	-2.8	-3.7	-2.4	-3.5	-4.7	-2.9	-4.1	-5.5

La variación de la temperatura a considerar debido a la reflexión de los alrededores se puede calcular como:

$$\Delta T_{REF} = (\rho_G - 0.2)C_{AE} \quad (13.19)$$

donde:

ρ_G – Coeficiente de reflexión de alrededores. Ver Tabla 13.20.

C_{AE} – Coeficiente función de la absorción exterior. Ver Tabla 13.21.

Tabla 13.20 Coeficiente de reflexión de alrededores ρ_G

Materiales		Zonas	
Césped	0.2	Zona costera	0.14
Hormigón	0.35	Zona semi-rural	0.22
Madera	0.22	Zona semi-urbana	0.13
Asfalto pavimento	0.15	Zona industrial	0.2

Tabla 13.21 Coeficiente de reflexión de alrededores C_{AE} en función del mes, el peso de la pared y el color

Color		Junio			Julio			Agosto			Septiembre			Octubre		
		O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C	O	M	C
Peso	L	18	15	12	17	14	11	16	13	10	14	11	9	10	9	7
	M	12	10	8	11	9	8	10	8	7	9	7	5	7	5	4
	P	9	8	6	8	7	6	7	6	5	6	5	4	4	3	3

13.3. Cargas debidas a la ventilación.

La carga total debida a la ventilación, necesaria en el local a acondicionar, es la suma del calor sensible del flujo másico de ventilación y del calor latente del vapor de agua contenido en el mismo, tal y como se expresa en la ecuación 13.21. La carga por ventilación se calcula siempre que el caudal supere un valor mínimo de 2.2 l/min.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (13.20)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_V \cdot \left[(c_{pa} + w_L \cdot c_{pv}) \cdot (T_L - T_V) + (w_L - w_V) \cdot [h_{v0} + c_{pv}(T_V - T_0)] \right] \quad (13.21)$$

donde:

\dot{m}_V - Caudal másico de ventilación (kg/s)

c_{pa} - Calor específico del aire (kJ/kg°C)

c_{pv} - Calor específico del vapor de agua (kJ/kg°C)

T_L - Temperatura del local a acondicionar (°C)

T_V - Temperatura de flujo másico de ventilación (°C)

$T_0 = 0^\circ\text{C}$ - Temperatura de referencia (°C)

w_L - Humedad absoluta del local a acondicionar (g/kg)

w_V - Humedad absoluta del flujo másico de ventilación (g/kg)

h_{v0} - Entalpía de vaporización a T_0 (kJ/kg)

13.4. Cargas debidas a la infiltración.

La carga debida a la infiltración de aire en el local a acondicionar se calcula empleando la ecuación 13.22. En la práctica la dificultad del cálculo de este tipo de carga radica en la estimación del flujo másico de aire infiltrado.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{INF} \left[(c_{pa} + w_L \cdot c_{pv}) \cdot (T_L - T_{INF}) + (w_L - w_{INF}) [h_{v0} + c_{pv}(T_{INF} - T_0)] \right] \quad (13.22)$$

donde:

\dot{m}_{INF} - Caudal másico de infiltración (kg/s)

T_{INF} - Temperatura de flujo másico de infiltración (°C)

w_L - Humedad absoluta del local a acondicionar (g/kg)

w_{INF} - Humedad absoluta del flujo másico de infiltración (g/kg)

13.5. Cargas a través de superficies acristaladas

El CTE-HE propone la siguiente expresión (13.23) para la estimación de este tipo de cargas.

$$\dot{Q} = F_{mod} \cdot A_{TOTAL} \cdot I_{O_i}^* \quad (13.23)$$

$$F_{mod} = f_{SOL} [(1 - f_M)F + 0.04U_M\alpha_M] \quad (13.24)$$

donde:

F_{mod} - Factor solar modificado

F - Factor solar del hueco ocupado por cristal o lucernario. Es la energía que atraviesa la superficie acristalada respecto a la total incidente. Ver valores en la Tabla 13.22.

$I_{O_i}^*$ - Carga instantánea a través de la superficie acristalada en la orientación i [W/m^2]. Ver Tabla 13.23.

A_{TOTAL} , A_{SOM} , A_M - Áreas de transmisión total, en sombra y ocupada por el marco. [m^2]

f_{SOL} - Fracción soleada.

f_{SOM} - Fracción sombreada: $A_{SOM} = A_{TOTAL} \cdot f_{SOM}$

f_M - Fracción ocupada por el marco: $A_M = A_{TOTAL} \cdot f_M$

U_M - Coeficiente global del marco

α_M - Absortividad del marco

Tabla 13.22. Factor global, F , para elementos adicionales en acristalamientos

Elementos fijos			F		
Carpintería metálica			0.96		
Carpintería madera			0.85		
Vidrio sencillo (espesor en m)			$1 - 10(e - 0.004)$		
Vidrio doble			0.92		
Vidrio de color:	Ambar		0.85		
	Bronce		0.77		
	Rosa		0.92		
	Azul		0.80		
	Gris		0.78		
	Verde		0.74		
	Opalescente claro		0.43		
	Opalescente oscuro		0.37		
Elementos móviles			F		
			Interiores		Exteriores
Persianas	Color	Claro	0.50		0.14
		Medio	0.65		0.11
		Oscuro	0.80		0.09
Cortinas interiores			Cantidad de hilo		
			Espaciada	Media	Tupida
Color	Claro		0.67	0.56	0.45
	Medio		0.77	0.69	0.64
	Oscuro		0.87	0.84	0.82

Tabla 13.23 Carga a través del vidrio simple. Latitud 40 grados

Mes	Orient.	Hora solar														
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
21 de Junio	Horiz.	20	130	285	450	596	707	776	800	776	707	596	450	285	130	20
	N-som	45	119	117	110	129	142	150	153	150	142	129	110	117	119	45
	NE	92	303	409	401	314	199	150	153	150	142	129	111	87	56	12
	E	86	319	482	539	507	400	246	153	150	142	129	111	87	56	12
	SE	30	163	299	392	429	408	334	226	150	142	129	111	87	56	12
	S	12	56	87	111	152	215	266	284	266	215	152	111	87	56	12
	SO	12	56	87	111	129	142	150	226	334	408	429	392	299	163	30
	O	12	56	87	111	129	142	150	153	246	400	507	539	482	319	86
	NO	12	56	87	111	129	142	150	153	150	199	314	401	409	303	92
22 Julio y 21 Mayo	Horiz.	4	106	258	427	577	692	764	788	764	692	577	427	258	106	4
	N-som	28	92	98	108	127	141	149	152	149	141	127	108	98	92	28
	NE	71	260	383	380	293	181	149	152	149	141	127	108	83	49	3
	E	69	283	471	541	514	407	250	152	149	141	127	108	83	49	3
	SE	22	155	310	415	460	443	368	252	156	141	127	108	83	49	3
	S	3	49	83	111	173	250	307	327	307	250	173	173	83	49	3
	SO	3	49	83	108	127	141	156	252	368	443	460	460	310	155	22
	O	3	49	83	108	127	141	149	152	250	407	514	514	471	283	69
	NO	3	49	83	108	127	141	149	152	149	181	293	293	383	260	71
24 Agosto y 20 Abril	Horiz.	0	48	185	354	511	634	710	736	710	634	511	354	185	48	0
	N-som	0	35	70	99	120	135	144	147	144	135	120	99	70	35	0
	NE	0	135	299	314	231	144	144	147	144	135	120	99	70	26	0
	E	0	161	411	521	512	411	250	147	144	135	120	99	70	26	0
	SE	0	102	307	450	516	512	442	319	184	135	120	99	70	26	0
	S	0	26	70	138	241	516	407	430	407	340	241	138	70	26	0
	SO	0	26	70	99	120	135	184	319	442	512	516	450	307	102	0
	O	0	26	70	99	120	135	144	147	250	411	512	521	411	11	0
	NO	0	26	70	99	120	135	144	147	144	144	231	314	299	135	0
22 Sept. y 22 Marzo	Horiz.	0	0	97	248	405	531	611	639	611	531	405	248	97	0	0
	N-som	0	0	47	83	107	123	133	137	133	123	107	83	47	0	0
	NE	0	0	172	218	156	123	133	137	133	123	107	83	47	0	0
	E	0	0	274	451	476	392	238	137	133	123	107	83	47	0	0
	SE	0	0	233	437	541	559	504	387	234	126	107	83	47	0	0
	S	0	0	64	182	316	429	502	527	502	429	316	182	64	0	0
	SO	0	0	47	83	107	126	234	387	504	559	541	437	233	0	0
	O	0	0	47	83	107	123	133	137	238	392	476	451	274	0	0
	NO	0	0	47	83	107	123	133	137	133	123	156	218	172	0	0
23 Oct. y 20 Feb.	Horiz.	0	0	19	135	271	392	470	497	470	392	271	135	19	0	0
	N-som	0	0	11	59	88	106	117	120	117	106	88	59	11	0	0
	NE	0	0	45	113	95	106	117	120	117	106	88	59	11	0	0
	E	0	0	93	311	391	340	210	120	117	106	88	59	11	0	0
	SE	0	0	88	336	497	549	518	420	277	138	88	59	11	0	0
	S	0	0	31	181	341	466	545	572	545	466	341	181	31	0	0
	SO	0	0	11	59	88	138	277	420	518	549	497	336	88	0	0
	O	0	0	11	59	88	106	117	120	210	340	391	311	93	0	0
	NO	0	0	11	59	88	106	117	120	117	106	95	113	45	0	0

13.6. Cargas debidas a la presencia de ocupantes

Las cargas debidas a la presencia de ocupantes se calculan teniendo en cuenta los calores sensible y latente desprendidos por persona, en función de la actividad que realice y de la temperatura seca del local a acondicionar.

$$\dot{Q}_{lat} = n_{PER} \cdot \dot{Q}_{PER lat} \cdot f_{SIM} \tag{13.25}$$

$$\dot{Q}_{sen} = n_{PER} \cdot \dot{Q}_{PER sen} \cdot f_{SIM} \tag{13.26}$$

donde:

\dot{Q}_{lat} , \dot{Q}_{sen} - Flujos de calor latente y sensible desprendidos por una persona, función de la actividad y de la temperatura seca del local. Ver Tabla 13.24.

n_{PER} - Número de personas en la hora de cálculo del local.

f_{SIM} - Factor de simultaneidad para ocupantes. Ver Tabla 13.25.

Tabla 13.24 Flujos de calor latente y sensible desprendidos por una persona (W)

Actividad		Total	Temperatura Seca							
			27°C		25°C		23°C		21°C	
			Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Sentado, reposo (Teatro, cine)	Hombre	115	62	53	76	39	87	28	87	28
	Mujer	90	56	34	66	24	67	23	67	23
	Media	103	59	44	71	31	77	26	77	26
Sentado, trabajo muy ligero (Oficina)	Hombre	139			84	55	100	39	105	34
	Mujer	109			73	36	81	28	82	27
	Media	124			78	46	90	34	94	30
Sentado, trabajo ligero (mecanog.)	Hombre	185			93	92	111	74	129	56
	Mujer	145			79	66	94	51	109	36
	Media	165			86	79	103	62	119	46
De pie sin movim.	Hombre	139			80	59	95	44	105	34
	Mujer	109			70	39	82	27	82	27
	Media	124			75	49	89	35	94	30
De pie, trab. Lig (marcha lig. Tienda, bancos)	Hombre	235			94	141	112	123	130	105
	Mujer	185			83	102	99	86	115	70
	Media	210			89	121	106	104	123	87
De pie, trab. moderado. (Taller, marcha 1,3 m/s)	Hombre	255			104	151	124	131	144	111
	Mujer	200			92	108	109	91	127	73
	Media	227			98	129	116	111	135	92
De pie, trab. pesado. (baile, ejerc. físico)	Hombre	400			115	285	137	263	159	241
	Mujer	314			102	212	122	192	142	172
	Media	357			109	248	130	227	151	206
De pie, trab. muy pesado. (gimnasio)	Hombre	585			154	431	183	402	213	372
	Mujer	460			125	335	149	311	173	287
	Media	522			139	383	166	356	193	329

Tabla 13.25. Factor de simultaneidad f_{SIM} para ocupantes

Lugar	f_{SIM}
Oficinas	0.75 a 0.9
Apartamentos, hoteles	0.4 a 0.6
Grandes almacenes	0.8 a 0.9
Industria	0.85 a 0.95

13.7. Carga debida a la iluminación

La carga desprendida por el alumbrado será carga sensible, distribuyéndose en función del tipo de iluminación en forma radiante o convectiva:

a) Iluminación incandescente o fluorescente sin reactancia incorporada

$$\dot{Q}_{sen} = P \cdot f_{SIM} \quad (13.27)$$

b) Iluminación fluorescente con reactancia incorporada

$$\dot{Q}_{sen} = 1.2 \cdot P \cdot f_{SIM} \quad (13.28)$$

donde P es la potencia de iluminación. [W]

13.8. Carga debida a máquinas o procesos industriales

Para el cálculo de cargas debidas a máquinas o procesos industriales, las máquinas se distinguen entre aparatos a gas y eléctricos.

a) Aparatos de gas. Las cargas a considerar en estos casos se presentan en la tabla según la Tabla 13.26.

Tabla 13.26. Cargas a considerar. Equipos a gas. (W)

Equipo	Potencia	Consumo máximo	Sin campana		Con campana
			C. Sen.	C. Lat.	C. Sen.
Parrilla asador	10550	5275	3430	1845	1055
Cafetera 12 lit	2930	1465	1025	440	295
Cafetera 18 lit	4395	2200	1540	660	440
Cafetera 30 lit	5860	2930	2050	880	585
Asador plancha por m ² de superficie	47310	23655	15455	8200	4730
Asador de pollos	20510	10255			2050
Horno por m ² de superficie de hogar	12615	6310			1260
Baño de maría por m ² de superficie	10410	5205	2600	2650	1460

La carga de los equipos no incluidos en la Tabla 13.26 puede estimarse como:

- Con campana extractora $\dot{Q}_{sen} = 0.2 P_T$
- Sin campana extractora $\dot{Q}_{sen} = 0.6 P_T$
- Con campana extractora $\dot{Q}_{lat} = 0$
- Sin campana extractora $\dot{Q}_{lat} = 0.4 P_T$

donde P_T es la potencia térmica del equipo [W].

b) Aparatos eléctricos. Se propone determinar la carga considerando los valores propuestos la Tabla 13.27.

Tabla 13.27. Cargas a considerar. Equipos eléctricos. (W)

Equipo	Potencia	Consumo máximo	Sin campana		Con campana
			C. Sen.	C. Lat.	C. Sen.
Parrilla asador	6000	3000	1935	1065	940
Cafetera 12 litros	2000	1000	750	250	290
Cafetera 18 litros	3000	1500	1130	370	470
Cafetera 30 litros	4000	2000	1525	475	615
Asador plancha por m ² de superficie	29015	14510	9460	5050	4730
Asador de pollos	12000	6000			1905
Horno I	8000	3985			1260
Horno II	6600	3280			1055
Horno III	3000	1495			470
Secador pelo ventilador	1580		675	120	
Secador de pelo cabezal	700		550	100	
Fotocopiadora pequeña	1760		1760		
Fotocopiadora grande	3515		3515		
Ordenador personal mesa	250		250		
Proyector transparencias	300		300		
Proyector diapositivas	200		200		

Cuando se trata de equipos movidos por motores eléctricos es necesario distinguir en función de la ubicación del motor y la máquina. En general, la estimación de la carga sensible cuando el motor y la máquina están en el mismo local a acondicionar:

$$\dot{Q}_{sen} = P_{MOT} \quad (13.30)$$

Cuando el motor está ubicado en el local a acondicionar y la máquina está en el exterior:

$$\dot{Q}_{sen} = P_{MOT} (1 - \eta_{MAQ}) \quad (13.31)$$

Cuando el motor está ubicado en el exterior y la máquina está en el local a acondicionar:

$$\dot{Q}_{sen} = P_{MOT} (\eta_{MAQ}) \quad (13.32)$$

donde:

P_{MOT} – Potencia del motor (W)

η_{MAQ} – Rendimiento de la máquina

13.9. Carga debida al paso de conductos de fluidos

Los conductos que pueden pasar por el local a acondicionar se distinguen en tuberías (cilíndricas) y rectangulares.

a) Tuberías

Para el cálculo de la carga en estos casos se suele emplear la ecuación de cálculo de calor transmitido por unidad de longitud de tubería multicapa, unidimensional y estacionario.

$$\frac{\dot{Q}_{sen}}{L} = \frac{2\pi \cdot (T_{fl} - T_L)}{\frac{1}{d_{int T} \cdot h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{ext T}}{d_{int T}}\right)}{K_T} + \frac{\ln\left(\frac{d_{ext A}}{d_{int A}}\right)}{K_A} + \frac{1}{d_{ext A} \cdot h_L}} \quad (13.33)$$

donde:

- L – Longitud de tubería (m)
- T_{fl} – Temperatura del fluido que viaja por el conducto (°C)
- T_L – Temperatura del local a acondicionar (°C)
- $d_{int T}$, $d_{ext T}$ – Diámetros interior y exterior de la tubería (m)
- $d_{int A}$, $d_{ext A}$ – Diámetros interior y exterior de la capa aislante (m)
- K_T , K_A – Conductividad térmica de la tubería y el aislante (W/m°C)
- h_{fl} , h_L – Coeficiente de convección en el fluido conducido y del aire del local a acondicionar en las proximidades del conducto (W/m²°C)

Los coeficientes de convección pueden adoptarse tal y como se presentan en las Tablas 13.28 y 13.29.

Tabla 13.28. Coeficientes de convección para el exterior de tuberías (W/m²°C)

$d_{ext T}$ (m)	Velocidad del aire en el local (m/s)				
	0-1	1-2	2-5	5-10	>10
0 – 0.026	20.8	28.5	46.3	73.2	134.0
0.026 – 0.052	13.8	20.2	36.0	58.1	108.0
0.052 – 0.076	11.5	17.4	31.7	50.9	96.5
0.076 – 0.102	10.2	15.7	28.8	46.7	88.4
0.102 – 0.152	8.7	13.6	25.5	41.3	79.1
0.152 – 0.203	7.9	12.4	23.4	37.9	73.3
0.203 – 0.300	6.6	10.6	20.1	32.7	63.9
0.300 – 0.500	5.7	9.2	17.3	28.2	55.1
> 0.500	5.0	8.2	15.5	25.5	49.6

Tabla 13.29. Coeficientes de convección para el aire en el interior de conductos (W/m²°C)

Velocidad (m/s)	0.5	1	2	3	4	5	7	12	18
h_{fl}	7.7	10	12.5	16.7	20	25	33.3	50	100

b) Conductos rectangulares

En el caso de los conductos rectangulares multicapas se suele estimar la carga por unidad de longitud de conducto como:

$$\frac{\dot{Q}_{sen}}{L} = \sum \frac{a_c \cdot (T_{fl} - T_L)}{\frac{1}{h_{fl}} + \sum \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_L}} \quad (13.34)$$

donde:

- a_c – Ancho del conducto (m)
- T_{fl} – Temperatura del fluido que viaja por el conducto (°C)
- T_L – Temperatura del local a acondicionar (°C)

- e_i – Espesor de las diferentes capas del conducto (m)
 K_i – Conductividad térmica de cada capa del conducto (W/m°C)
 h_{fj}, h_L – Coeficiente de convección en el fluido conducido y del aire del local a acondicionar en las proximidades del conducto (W/m²°C)

Se propone tomar el coeficiente h_L para conductos rectangulares como se presenta en la Tabla 13.30.

Tabla 13.30. Coeficiente de convección exterior para conductos de aire rectangulares (W/m²°C)

Vertical		Horizontal	
		Ascendente	Descendente
h_L	8.3	10	5.9

13.10. Cargas de humedad a partir de superficies de agua.

Para estimar la difusión másica de agua desde la superficie libre de un recipiente de agua es necesario partir de la ecuación de conservación de especies particularizada a la especie agua (v) como componente del aire húmedo. En su forma más general, esta ecuación es:

$$\frac{\delta \rho Y_v}{\delta t} + \text{div}(\rho \vec{c} Y_v) + \text{div}(-\rho D_{v-a} \text{grad} Y_v) = \frac{m_v}{V} \quad (13.35)$$

Si el volumen de aire receptor de humedad es suficientemente grande como para que la recepción de agua no modifique sustancialmente sus condiciones de humedad ni de temperatura, el problema puede considerarse estacionario y despreciarse, por tanto el primer sumando. Si además la masa de agua es también suficientemente grande, puede suponerse que esta mantiene su temperatura, diferente a la del aire del local. Por otra parte, en el caso de que tanto el agua como el aire estén en reposo, el transporte másico de agua desde el recipiente en dirección al aire se convierte en un problema de difusión pura, en ausencia de convección. En este caso, suponiendo una dirección del flujo másico de agua unidireccional (en dirección vertical), la ecuación se limita a:

$$-\frac{\delta}{\delta z} \left(\rho D_{v-a} \frac{\delta Y_v}{\delta z} \right) = \frac{m_v}{V} \quad (13.36)$$

Multiplicando por el volumen de aire en el que se produce el intercambio, y suponiendo que a lo largo de él no varían ni la densidad del aire ni el coeficiente de difusión:

$$m_v = -A \rho D_{v-a} \frac{\delta Y_v}{\delta z} \quad (13.37)$$

Esta ecuación es dimensionalmente correcta puesto que el coeficiente de difusión másico del vapor de agua en el aire tiene unidades de m²/s. Dado que el contenido en agua del aire húmedo es muy pequeño, la fracción másica de agua es casi equivalente a la humedad absoluta. Por tanto puede aceptarse la siguiente aproximación:

$$m_v = - A \rho D_{v-a} \frac{\delta w}{\delta z} \quad (13.38)$$

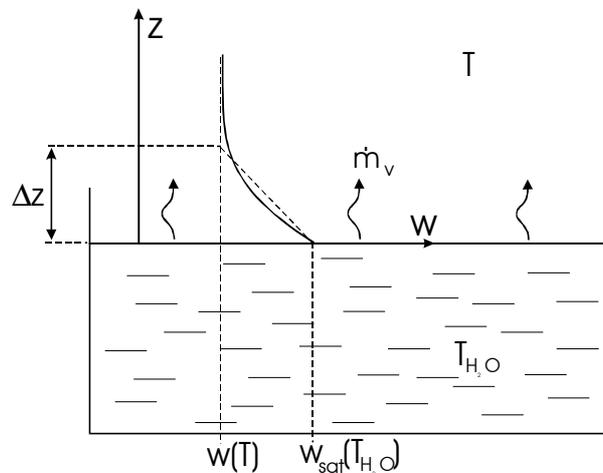


Figura 13.9. Pérdidas de agua por evaporación en una superficie libre de agua

Puede observarse que el gasto de vapor saliente de la superficie es proporcional al gradiente de humedad en las proximidades de esta. Sin embargo, la humedad a lo largo de una columna vertical no disminuye linealmente sino que tiende asintóticamente hasta la humedad del aire húmedo del local (ver Figura 13.9). Esquematizando esta variación como lineal, y suponiendo que en la superficie el aire está saturado a la temperatura del agua y que las condiciones de humedad del local se alcanzan a una distancia de la superficie de varios milímetros (Δz), la ecuación puede convertirse en algebraica y resolverse fácilmente:

$$\begin{aligned} m_v &= - A \rho D_{v-a} \frac{\Delta w}{\Delta z} = A \frac{\rho D_{v-a}}{\Delta z} (w_{sat}(T_{H_2O}) - w(T)) = \\ &= A \frac{\rho D_{v-a}}{\Delta z} (w_{sat}(T_{H_2O}) - \phi_{sat} w_{sat}(T)) \approx A \frac{\rho D_{v-a}}{\Delta z} (w_{sat}(T_{H_2O}) - w_r w_{sat}(T)) = \\ &= AK_1 (w_{sat}(T_{H_2O}) - w_r w_{sat}(T)) \end{aligned} \quad (13.39)$$

donde la humedad absoluta a la temperatura ambiental se ha escrito en función del grado de saturación y la humedad de saturación a esa temperatura, y finalmente, haciendo uso de la definición del grado de saturación (ecuación 11.34), se ha expresado, de forma aproximada, en función de la humedad relativa.

Con el fin de obtener una expresión de fácil manejo, diversos autores han propuesto valores característicos del factor $K_1 = \frac{\rho D_{v-a}}{\Delta z}$, por lo general directamente obtenidos por ajuste empírico (en la Tabla 13.34 se recogen traducidos al S.I.). Tales propuestas implican la suposición de una distancia vertical de estabilización de la humedad. En el caso de considerar los siguientes valores para el coeficiente de difusión másica agua-aire y para la densidad del aire, dicha distancia se muestra, para cada propuesta, en la columna de la derecha de la Tabla 13.31:

$$D_{v-a}(p=1 \text{ atm})=2.88 \text{ E-5 m}^2/\text{s} \quad (13.40)$$

$$\rho(p=1 \text{ atm}, T=27^\circ\text{C})=1.177 \text{ kg/m}^3 \quad (13.41)$$

Otros autores prefieren expresar la ecuación de las pérdidas evaporativas en función de la presión parcial. Esta ecuación puede también justificarse a partir de la expresión (13.37), aprovechando la relación entre fracción másica y fracción molar (11.3) y entre ésta y la presión parcial de vapor (11.22):

$$m_v = -A\rho D_{v-a} \frac{PM_{H_2O}}{PM_a} \frac{\delta X_v}{\delta z} = -A \frac{\rho D_{v-a}}{p} \frac{PM_{H_2O}}{PM_a} \frac{\delta p_v}{\delta z} \quad (13.42)$$

Aceptando la misma linealización del caso anterior, la ecuación queda directamente en función de la humedad relativa y las presiones de vapor de saturación:

$$\begin{aligned} m_v &= A \frac{\rho D_{v-a}}{p\Delta z} \frac{PM_{H_2O}}{PM_a} (p_{sat}(T_{H_2O}) - w_r p_{sat}(T)) = \\ &= AK_2 (p_{sat}(T_{H_2O}) - w_r p_{sat}(T)) \end{aligned} \quad (13.43)$$

Los valores de la constante $K_2 = \frac{\rho D_{v-a}}{p\Delta z} \frac{PM_{H_2O}}{PM_a}$ propuestos en las ecuaciones recogidas en base a este planteamiento se muestran también en la Tabla 13.31, así como la distancia de estabilización de la humedad que implica cada una de ellas (tomando de nuevo los valores 13.40 y 13.41, la presión de 102325 Pa y el cociente de pesos moleculares 0.622).

Tabla 13.31. Constantes para las ecuaciones de pérdidas por evaporación

Fórmula	K_1 (ec.13.40)	K_2 (ec.13.44)	K_3 (ec.13.45)	K_4 (ec.13.45)	K_5 (ec.13.45)	Δz (m)
Bernier	0.00444			0,1	8.31	0.0076
Carreras	0.00250		0.8333	0.42		0.0136
AICVF	0.00694		0.76			0.0049
Dalton		6.876 E-8				0.003
CIAT		3.709 E-8	0.8621			0.0056
Carrier		3.8 E-8	0.8333			0.0055
Ashrae		3.925 E-8	0.8811			0.0053

Cuando la superficie libre de agua está expuesta a una cierta velocidad del aire (c), o está ocupada por un cierto número n de bañistas por unidad de superficie (en el caso de piscinas), entonces el transporte no es puramente difusivo, y menos aún si n_a de los bañistas están agitando el agua. En estos casos el problema suele resolverse corrigiendo las anteriores ecuaciones:

$$m_v(c, n, n_a) = m_v (1 + K_3 c) (1 + K_5 n_a) + K_4 A n \quad (13.44)$$

13.11. Cálculo de cargas térmicas. Ejemplos.

13.11.1. Ejemplo a)

Se quiere acondicionar un local ubicado en Ciudad Real a la temperatura de 23°C y humedad relativa de 50%. El local funciona como gimnasio durante 2 horas, en el mes de octubre a las 11.00 de la mañana. Para ello se solicita calcular las cargas térmicas a través de cerramientos, ventilación, por ocupantes y por iluminación. Durante su funcionamiento trabajan 7 hombres y 13 mujeres, siendo el caudal de aire de renovación de 4 l/s. A esa hora, la correcta iluminación se logra con 20 lámparas fluorescentes con reactancia de 36 W. Se conoce además la siguiente información:

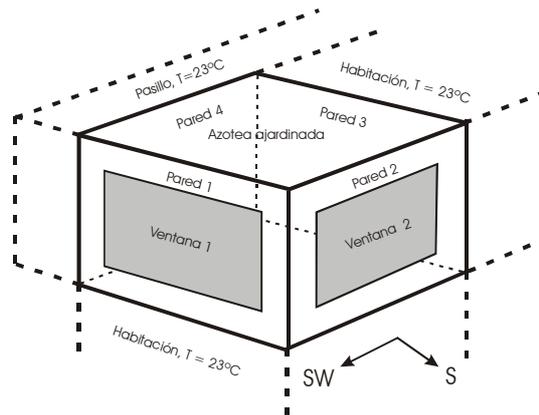


Figura 13.10 Esquema del local a acondicionar.

Pared 1:

Longitud: 12 m
 Altura: 3 m
 2 capas:
 Interior: yeso, 0.02 m
 Exterior: Ladrillo perforado, 0.2 m
 Color: Medio
 Peso: Medio

Ventana 1

Doble cristal
 Separación entre cristales: 0.006 m
 Longitud: 9.2 m
 Altura: 2 m
 Sin persianas
 Carpintería: metálica

Techo

Muro de hormigón armado
 Espesor: 0.25 m

Pared 2:

Longitud: 10 m
 Altura: 3 m
 2 capas:
 Interior: yeso, 0.02 m
 Exterior: Ladrillo perforado, 0.2 m
 Color: Claro
 Peso: Medio

Ventana 2

Doble cristal
 Separación entre cristales: 0.006 m
 Longitud: 8 m
 Altura: 2 m
 Sin persianas
 Carpintería: metálica

Jardín sobre techo

Espesor: 0.20 m

Suelo:

Moqueta

Para calcular la temperatura exterior, suponer despreciables las correcciones (ΔT^s) que se añaden o sustraen a la temperatura estándar. Suponer que la humedad relativa del aire exterior es igual a la que se quiere en el local acondicionado.

Solución:

a) Cargas a través de los cerramientos:

Teniendo en cuenta los datos ofrecidos en el problema y la información que aparece en la Tabla 13.16, la temperatura estándar en el exterior es:

$$T_{ST} = 23^{\circ}\text{C} \quad (13.45)$$

Despreciar los ΔT 's que corrigen dicha temperatura \Rightarrow la temperatura exterior T_{ext} es igual a la temperatura del local a acondicionar \Rightarrow no hay cargas térmicas a través de cerramientos, ya que $T_L = T_{ext}$.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_L) \quad (13.46)$$

b) Cargas por ventilación

Conociendo que la temperatura exterior es de 23°C y la humedad relativa del aire exterior igual a la del local se observa, al plantear la ecuación para determinar las cargas a través de la ventilación, que son nulas.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (13.47)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{EV} \cdot \left[(c_{Pa} + w_L \cdot c_{pV}) \cdot (T_L - T_{ext}) + (w_L - w_{ext}) \cdot [h_{V0} + c_{pV} (T_{ext} - T_0)] \right]$$

c) Cálculo de cargas térmicas por ocupantes

c. 1) Cargas por calor latente:

$$\dot{Q}_{lat} = z_P \cdot \dot{Q}_{lat} \cdot f_{SIM} \quad (13.48)$$

Este ejercicio se puede resolver asumiendo un valor medio de calor latente y sensible por persona o distinguiendo en hombre y mujer. Suponiendo un valor medio por persona se obtiene: (Tabla 13.24, asumiendo una simultaneidad de $f_{SIM} = 1$, debido a que el local esta a máxima capacidad)

$$\dot{Q}_{lat} = 20 \times 356 \times 1 = 7120 \text{ W (calor latente total)} \quad (13.49)$$

Distinguiendo hombres y mujeres se obtiene:

$$\dot{Q}_{lat} = 13 \times 311 \times 1 = 4043 \text{ W (mujeres)} \quad (13.50)$$

$$\dot{Q}_{lat} = 7 \times 402 \times 1 = 2814 \text{ W (hombres)} \quad (13.51)$$

$$\dot{Q}_{lat} = 6857 \text{ W (calor latente total)} \quad (13.52)$$

c.2) Cargas por calor sensible:

$$\dot{Q}_{sen} = z_P \cdot \dot{Q}_{sen} \cdot f_{SIM} \quad (13.53)$$

Suponiendo un valor medio por persona se obtiene: (Tabla 13.24, asumiendo una simultaneidad de $f_{SIM} = 1$, debido a que el local está a máxima capacidad):

$$\dot{Q}_{sen} = 20 \times 166 \times 1 = 3320 \text{ W (calor sensible total)} \quad (13.54)$$

Distinguiendo hombres y mujeres se obtiene:

$$\dot{Q}_{sen} = 13 \times 149 \times 1 = 1937 \text{ W (mujeres)} \quad (13.55)$$

$$\dot{Q}_{sen} = 7 \times 183 \times 1 = 1281 \text{ W (hombres)} \quad (13.56)$$

$$\dot{Q}_{sen} = 3218 \text{ W (calor sensible total)} \quad (13.57)$$

d) Cargas por iluminación

Tomando: $P = 20 \times 36 \text{ W} = 720 \text{ W}$ y $f_{SIM} = 1$ (todas las luces encendidas):

$$\dot{Q}_{sen} = 1.2 P \cdot f_{SIM} = 1.2 \times 720 \times 1 = 864 \text{ W (calor sensible total)} \quad (13.58)$$

e) Carga térmica total

$$\dot{Q}_{total} = 10440 + 864 = 11304 \text{ W} \quad (13.59)$$

13.11.2. Ejemplo b)

Según la información que se aporta en la Figura 13.11, calcular las cargas sobre el local que se quiere acondicionar.

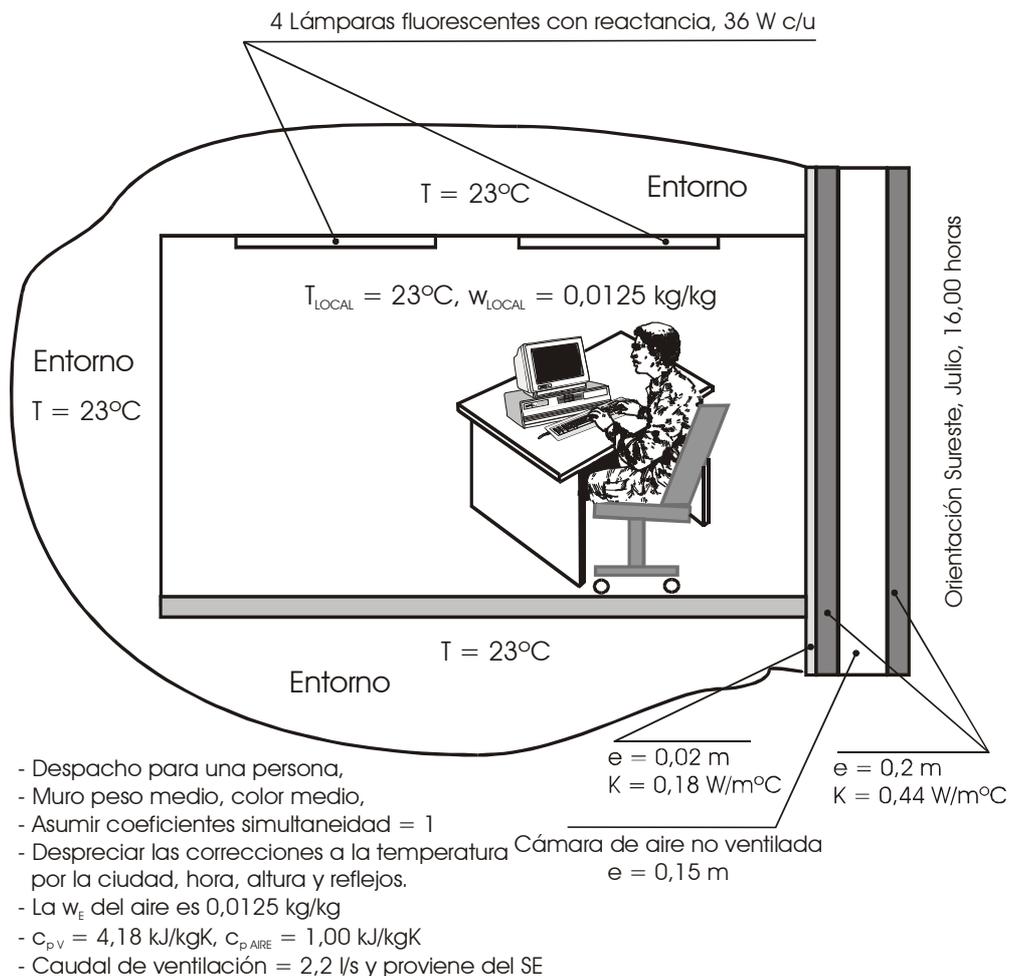


Figura 13.11. Esquema e información para el cálculo de cargas térmicas

13.12. Bibliografía

1. Pinazo, J.M. Manual de climatización. Tomo II: Cargas Térmicas. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 1995.
2. Código Técnico de la Edificación. Ministerio de vivienda, 2006.
3. <http://www.tec.uji.es/asignatura>. Prácticas de ingeniería térmica. Práctica 1.
4. ATECYR. Anuario de climatización y refrigeración 2006. ATECYR, Madrid, 2006.

TEMA 14. CÁLCULO DE CONDUCTOS DE AIRE

14.1. Misión de los conductos.....	289
14.2. Aplicaciones de la conducción de aire.....	289
14.3. Clasificación de sistemas de conducción de aire	289
14.4. Conceptos más empleados en conducciones de aire	290
14.4.1. Densidad.....	290
14.4.2. Altura de presión.....	290
14.4.3. Energías.....	290
14.4.4. Ecuación de Bernoulli para flujo incompresible	290
14.4.5. Potencia de la corriente del fluido en un punto	292
14.4.6. Relación de forma	292
14.4.7. Radio hidráulico.....	293
14.4.8. Sección circular equivalente de una sección rectangular.....	293
14.4.9. Regímenes de flujo característicos.....	294
14.4.10. Rugosidad.....	294
14.5. Clases de conductos.....	295
14.6 Pérdidas de carga.....	298
14.6.1. Concepto de pérdida de carga.....	298
14.6.2. Cálculo de las pérdidas de carga.....	298
14.6.2.1. Pérdidas de carga primarias.....	298
14.6.2.2. Pérdidas secundarias.....	301
14.6.2.3. Pérdida o recuperación de presión estática (pérdidas dinámicas).....	302
14.6.2.4. Pérdida de carga total de un conducto	303
14.7. Diseño de conductos.....	303
14.7.1. Requerimientos generales	303
14.7.2. Métodos de cálculo de sistemas de baja velocidad	303
14.7.2.1. Métodos existentes	303
14.7.2.2. Método de pérdida de carga constante.....	304
14.7.2.2. Método de recuperación estática.....	314
14.8 Bibliografía.....	315

TEMA 14. CÁLCULO DE CONDUCTOS DE AIRE

14.1. Misión de los conductos

Un sistema de conductos de distribución de aire tiene como misión transmitir el aire desde el aparato acondicionador hasta el local que se quiere acondicionar. Para cumplir con este objetivo de forma práctica un sistema de conductos debe proyectarse teniendo en cuenta algunos requerimientos relacionados con el espacio disponible, velocidad del flujo, pérdidas hidráulicas y térmicas, ruidos, etc.

14.2. Aplicaciones de la conducción de aire

Entre las aplicaciones más comunes de la conducción de aire están:

- Ventilación de salas de trabajo, de reuniones, de espectáculos, galerías subterráneas, minas y túneles, barcos, sótanos, etc.
- Extracción de humos.
- Secado en procesos industriales.
- Refrigeración y acondicionamiento de aire.
- Cabinas de pintura.
- Calefacción por aire caliente.

14.3. Clasificación de sistemas de conducción de aire

En función de la velocidad de circulación del fluido, los sistemas de conducción de aire suelen clasificarse de la siguiente forma:

- Baja velocidad $c < 12$ m/s
- Alta velocidad $c > 12$ m/s

Los locales residenciales suelen ser siempre, por razones de ruido, de baja velocidad (entre 5 y 8 m/s). Algo más altas suelen ser las velocidades de circulación del aire en locales comerciales, salas de espectáculos, restaurantes, etc. (alrededor de 10 m/s), mientras que únicamente los locales industriales pueden llegar a ser conductos de alta velocidad, con hasta 15 m/s.

En función de la presión del fluido (cuantificada como diferencia con respecto a la presión atmosférica), los sistemas de conducción de aire se clasifican de la siguiente forma:

- Baja presión: $\Delta p < 1000$ Pa
- Media presión: $1000 < \Delta p < 3000$ Pa
- Alta presión: $3000 < \Delta p < 10000$ Pa

Aunque en general las técnicas de cálculo de conductos se basan en la consideración de flujo incompresible (dadas las escasas diferencias de presión), en el caso de conductos de alta presión, dicha hipótesis empieza a ser discutible. Las empresas especializadas en conductos de alta presión diseñan sus productos utilizando

códigos de fluidodinámica computacional, considerando flujo compresible, lo que queda fuera del alcance de este capítulo.

14.4. Conceptos más empleados en conducciones de aire

14.4.1. Densidad

Para el cálculo de la densidad del aire conducido en sistema de conductos se suele adoptar la ley de gases ideales, de forma que la densidad se puede calcular como:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (14.1)$$

14.4.2. Altura de presión

Es usual expresar la presión del fluido conducido en altura de columna:

- En conducciones de agua: metros de columna de agua
- En conducciones de aire: milímetros de columna de agua

Dado que para una misma presión se cumple que:

$$\Delta p = \rho g \Delta z = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta z_{H_2O} \quad (14.2)$$

donde:

ρ, ρ_{H_2O} - Densidades del aire y el agua, respectivamente.

$\Delta z, \Delta z_{H_2O}$ - Alturas de las columnas de aire y agua, respectivamente.

Por ejemplo, la equivalencia entre columna de líquido y columna de aire a 20°C y 1 atm es:

$$1 \text{ m.c. aire} = 1.2 \text{ mm.c. agua} (= 1.2 \text{ mm.c.a}) \quad (14.3)$$

14.4.3. Energías

Dado que no se contemplan las variaciones de energía interna del fluido, las formas de energía más empleadas en el cálculo y diseño de conductos son:

- Potencial: $m g z$ [J] (14.4)

- De presión: $p V$ [J] (14.5)

- Cinética: $\frac{1}{2} m c^2$ [J] (14.6)

14.4.4. Ecuación de Bernoulli para flujo incompresible

Los casos más comunes de aplicación de la ecuación de Bernoulli en conducción de aire son:

Caso a) Aplicación entre dos puntos de una conducción donde no hay ventilador.

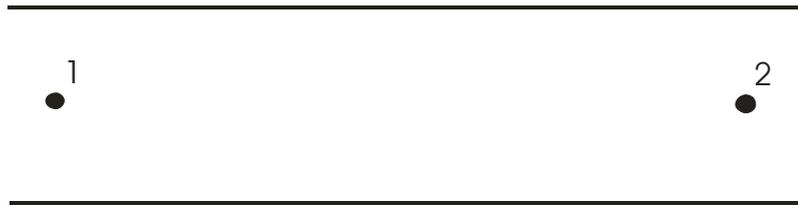


Figura 14.1. Aplicación de Bernoulli a la conducción de aire entre dos puntos sin ventilador intermedio

En unidades de energía específica:

$$\frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 + \frac{c_2^2}{2} + \Delta h_{1-2} \quad [\text{J/kg}] \quad (14.7)$$

En unidades de altura (y siendo γ el peso específico del aire: $\gamma = \rho g$):

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \Delta z_{1-2} \quad [\text{m.c.aire}] \quad (14.8)$$

En unidades de presión:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \rho \cdot \frac{c_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 + \rho \cdot \frac{c_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} \quad [\text{Pa}] \quad (14.9)$$

donde Δh_{1-2} , Δz_{1-2} (ésta se puede transformar a mm.c.a sin más que multiplicar por la relación de densidades aire/agua) y Δp_{1-2} son las pérdidas entre dos puntos 1 y 2 de una conducción de aire sin ventilador, dadas en unidades de entalpía específica, altura y presión respectivamente.

Asumiendo que en un gas la diferencia de energías potenciales es despreciable, la ecuación de Bernoulli en unidades de presión se puede expresar como:

$$p_1 + \rho \cdot \frac{c_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot \frac{c_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} \quad [\text{Pa}] \quad (14.10)$$

donde p es la presión estática, $\rho \cdot \frac{c^2}{2}$ es la presión dinámica y ambas suman la presión

total en un punto: $p + \rho \cdot \frac{c^2}{2}$.

Caso b) Aplicación entre dos puntos de una conducción donde hay ventilador:

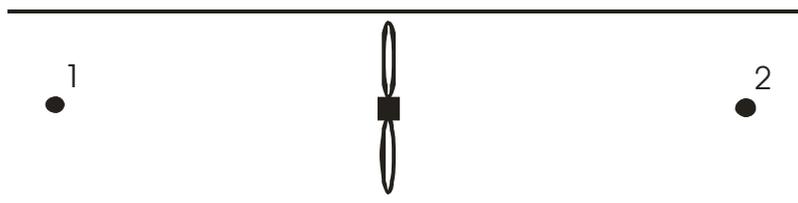


Figura 14.2. Aplicación de Bernoulli a la conducción de aire entre dos puntos con ventilador intermedio

$$p_1 + \rho \cdot \frac{c_1^2}{2} + \Delta p_V = p_2 + \rho \cdot \frac{c_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} \quad [\text{Pa}] \quad (14.11)$$

donde Δp_V es la variación de presión total útil en el ventilador.

14.4.5. Potencia de la corriente del fluido en un punto

La potencia de un flujo de aire en un determinado punto de la corriente se obtiene al multiplicar el caudal volumétrico por la ecuación de Bernoulli. Así pues para un punto 1 de la corriente (ver Figuras 14.1 y 14.2) se obtiene:

$$P_1 = \dot{V} \cdot \left(p_1 + \rho \cdot \frac{c_1^2}{2} \right) \quad [\text{W}] \quad (14.12)$$

En el caso de la existencia de un ventilador en dicha corriente (ver Figura 14.2) la potencia del mismo sería:

$$P_V = \dot{V} \cdot (\Delta p_V) \quad [\text{W}] \quad (14.13)$$

La potencia del motor que mueve el ventilador es:

$$P_m = \frac{\dot{V} \cdot (\Delta p_V)}{\eta_{GV}} \quad [\text{W}] \quad (14.14)$$

donde η_{GV} es el rendimiento global del ventilador.

14.4.6. Relación de forma

Se conoce como relación de forma a la relación entre las dimensiones mayor y menor de la sección de un conducto rectangular. Este parámetro es fundamental en el diseño de conducciones de aire. Un aumento de la relación de forma conlleva un aumento de los costes de inversión y de los gastos de explotación.

Haciendo un simple análisis de los datos que, como ejemplo, se presentan en la Tabla 14.1 (extraída en parte de la Tabla 14.3 que se muestra más adelante) se pueden extraer interesantes conclusiones sobre el diseño de un sistema de conductos.

14.1 Ejemplo comparativo de parámetros característicos de conductos

Dimensiones (cm)	Sección (m ²)	Relación de forma	Espesor (mm)	Superficie (m ² /m)	Peso (kg/m ³)	Clase
239 x 30	0.54	7.8:1	1.3	5.38	56	6
213 x 33	0.54	6.5:1	1.0	5.02	40	5
193 x 36	0.54	5.4:1	1.0	4.58	36.7	4
107 x 56	0.54	1.9:1	0.9	3.26	23.5	4
76 x 76	0.54	1:1	0.7	3.04	17	4
83 (circular)	0.54	-	1.0	2.61	21	-

Para una misma sección de paso de conducto, se observa que cuando la relación de forma pasa, por ejemplo, de 1:1 a 7.8:1, la superficie del conducto y el aislamiento, si lo necesitase, aumenta en un 70 %, mientras que el peso aumenta 3.5 veces. Asimismo, este ejemplo muestra que también es posible construir una misma clase de conducto con distintos espesores de chapa.

Por otro lado, para igual perímetro, el conducto circular posee una mayor sección de paso y un menor peso. A mayor sección, las pérdidas por rozamiento disminuyen y el nivel sonoro es menor.

A partir de este análisis se puede concluir que para minimizar el coste de los conductos, éstos deben ser de la clase más baja (ver definición más adelante), la relación de forma más pequeña, siendo preferible el conducto circular, y el espesor de chapa recomendado más ligero.

14.4.7. Radio hidráulico.

El radio hidráulico de un conducto cualquiera se define el cociente entre la sección recta y el perímetro de un conducto:

$$R_h = \frac{A}{P} \quad (14.15)$$

Para el conducto circular el radio hidráulico es:

$$R_h = \frac{\pi \cdot D^2 / 4}{\pi \cdot D} = \frac{D}{4} \quad (14.16)$$

Para el conducto rectangular el radio hidráulico es:

$$R_h = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (14.17)$$

14.4.8. Sección circular equivalente de una sección rectangular.

La sección circular equivalente de un conducto rectangular es la sección que debería tener éste si fuera circular, dando lugar a la misma pérdida de carga y haciendo circular el mismo caudal.

La ecuación general de pérdidas de carga primarias propuesta por Darcy-Weisbach es:

$$\Delta z_f = f \cdot \frac{L}{4 \cdot R_h} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m.c.gas}] \quad (14.18)$$

donde f es el coeficiente de pérdida de carga primaria y L es la longitud del conducto. Aplicando dicha ecuación a las condiciones al conducto rectangular original:

$$\Delta z_f = f \cdot \frac{L \cdot (a + b)}{2ab} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad (14.19)$$

Y para un conducto circular, en función de la velocidad del aire a su través, c' , que sería distinta a la del conducto rectangular:

$$\Delta z_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{c'^2}{2 \cdot g} \quad (14.20)$$

De la igualdad de pérdidas de cargas se deduce:

$$\left(\frac{c'}{c}\right)^2 = \frac{D(a+b)}{2ab} \quad (14.21)$$

Dado que los caudales también deben ser idénticos en ambos casos:

$$\dot{V} = a \cdot b \cdot c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c' \rightarrow \frac{c'}{c} = \frac{4ab}{\pi D^2} \quad (14.22)$$

Eliminando la relación de velocidades, se puede obtener el diámetro equivalente de la sección circular como:

$$D_e = 1.265 \cdot \sqrt[5]{\frac{a^3 \cdot b^3}{a+b}} \quad (14.23)$$

14.4.9. Regímenes de flujo característicos.

Cuando el fluido se desplaza ordenadamente en capas, el flujo se denomina laminar, mientras que cuando se desplaza desordenadamente, con trayectorias diferentes entre las distintas porciones del fluido que se entrecruzan formando pequeños remolinos, el flujo se denomina turbulento. Estos regímenes se caracterizan por el número de Reynolds, número adimensional que se define como el cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del flujo:

$$\text{Re} = \frac{cD}{\nu} = \frac{\rho c D}{\mu} \quad (14.24)$$

Para el cálculo de la viscosidad del aire (en N.s/m²) en función de la temperatura (en K), puede aplicarse la ecuación de Sutherland:

$$\mu = 1.4972 \cdot 10^{-6} \frac{T^{1.5}}{T+110.4} \quad (14.25)$$

Generalmente se adopta en conducciones de aire régimen laminar para $\text{Re} < 2000$ y régimen turbulento para $\text{Re} > 2000$.

14.4.10. Rugosidad.

Se conoce como rugosidad a las irregularidades de la superficie interior de los conductos o tuberías, caracterizándose por el parámetro e , tal y como se muestra en la figura 14.3. También es usual trabajar con la rugosidad relativa $\varepsilon = e/D$.

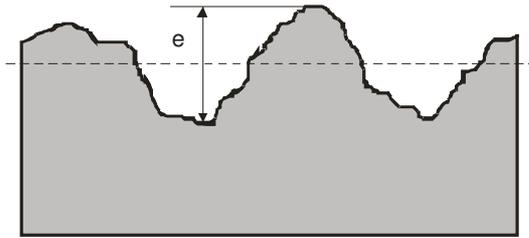


Figura 14.3 Esquema ampliado de una pequeña parte de la superficie de un conducto

La línea discontinua representa el límite de la dimensión nominal característica de la superficie interna del conducto. En conductos circulares esta dimensión es el diámetro interior D .

Aunque para los cálculos de pérdidas de carga de conductos generalmente se suele tomar un valor medio de $e = 0.05$ mm, la rugosidad para materiales normalmente utilizados en la construcción de conductos de aire es:

- Latón industrial, $e = 0.0225$ mm
- Hierro galvanizado, $e = 0.15$ a 0.20 mm

14.5. Clases de conductos.

El valor de la inversión de un sistema de conductos depende de la cantidad de material utilizado durante su construcción, de la dificultad al fabricarlo y de la complejidad de su instalación. Para distinguir los conductos por su coste, éstos se suelen subdividir en clases, cuyos rangos de dimensiones aparecen en la Tabla 14.2. Una clasificación más exhaustiva de los conductos, en cuanto a clases y dimensiones, se puede observar en la Tabla 14.3.

14.2 Rangos de las clases de conductos de sección rectangular

Clase del conducto	Dimensión mayor (cm)	Semiperímetro (cm)
1	15-45	25-60
2	30-60	60-120
3	65-100	80-120
4	60-225	120-240
5	120-230	240-450
6	230-370	240-610

Tabla 14.3 Dimensiones de conductos, clase de conducto (1-6), área de sección, diámetro equivalente.

Medidas conducto (mm)	150		200		250		300		350		400		450		500		550	
	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)
250	0.036	213	0.048	249	0.06	287												
300	0.042	231	0.057	272	0.071	302	0.087	333										
350	0.048	249	0.67	292	0.084	328	0.103	361	0.119	389								
400	0.055	264	0.075	308	0.094	348	0.115	384	0.134	414	0.154	445						
450	0.061	280	0.084	328	0.106	368	0.129	407	0.151	439	0.173	470	0.196	501				
500	0.067	292	0.092	343	0.117	384	0.142	427	0.168	460	0.192	496	0.216	526	0.242	556		
550	0.072	305	0.10	358	0.128	404	0.156	447	0.184	485	0.21	518	0.238	551	0.264	582	0.292	612
600	0.078	315	0.107	371	0.139	422	0.169	465	0.198	503	0.229	541	0.257	574	0.288	607	0.316	638
650	0.082	326	0.116	384	0.149	435	0.182	483	0.214	524	0.246	561	0.278	597	0.31	630	0.341	664
700	0.088	335	0.123	396	0.158	450	0.193	498	0.229	541	0.265	582	0.301	620	0.333	655	0.368	689
750	0.093	346	0.13	409	0.168	465	0.205	514	0.244	559	0.283	602	0.32	640	0.36	677	0.392	711
800	0.099	356	0.137	419	0.179	478	0.218	529	0.26	576	0.301	620	0.341	661	0.381	698	0.418	734
850	0.105	366	0.146	432	0.188	490	0.23	544	0.274	592	0.318	637	0.36	678	0.404	719	0.443	756
900	0.109	374	0.153	442	0.198	504	0.242	556	0.288	607	0.336	656	0.378	696	0.424	736	0.467	775
950	0.113	381	0.16	452	0.208	516	0.255	572	0.303	622	0.352	671	0.398	714	0.448	757	0.494	798
1000	0.118	389	0.167	463	0.216	526	0.267	585	0.318	637	0.368	686	0.418	732	0.469	775	0.517	816
1050	0.123	396	0.172	470	0.225	536	0.276	595	0.33	650	0.384	701	0.436	747	0.492	793	0.54	834
1100	0.128	404	0.18	480	0.233	546	0.288	607	0.343	662	0.401	716	0.453	762	0.513	810	0.563	852
1150	0.132	412	0.186	488	0.242	556	0.298	618	0.359	678	0.416	729	0.472	777	0.534	825	0.586	869
1200	0.137	419	0.193	498	0.25	567	0.31	630	0.373	691	0.431	742	0.491	793	0.553	841	0.611	887
1250			0.196	506	0.26	577	0.32	641	0.384	701	0.448	757	0.51	808	0.573	856	0.633	903
1300			0.205	514	0.27	587	0.33	651	0.398	714	0.463	770	0.53	824	0.564	871	0.656	915
1350			0.212	521	0.276	595	0.343	664	0.41	724	0.478	782	0.546	836	0.614	896	0.679	935
1400			0.218	531	0.286	605	0.354	674	0.422	734	0.492	793	0.563	849	0.636	902	0.702	951
1450			0.225	536	0.296	615	0.365	684	0.434	744	0.507	806	0.58	862	0.654	915	0.724	965
1500			0.237	544	0.303	622	0.376	694	0.448	756	0.523	819	0.602	876	0.673	925	0.747	983
1600			0.244	559	0.32	640	0.392	709	0.472	778	0.548	841	0.636	902	0.714	956	0.79	1008
1700					0.336	656	0.415	729	0.97	798	0.58	862	0.665	923	0.762	981	0.831	1034
1800					0.355	674	0.436	746	0.527	820	0.61	885	0.697	946	0.786	1004	0.876	1063
1900					0.38	696	0.454	762	0.543	834	0.632	900	0.735	971	0.824	1029	0.923	1088
2000					0.384	701	0.478	782	0.57	854	0.67	925	0.766	991	0.853	1052	0.961	1113
2100							0.502	800	0.594	876	0.698	946	0.792	1008	0.9	1075	0.998	1133
2200							0.517	813	0.615	887	0.73	966	0.827	1030	0.934	1095	1.035	1152
2300							0.535	828	0.64	905	0.753	982	0.868	1055	0.962	1113	1.081	1177
2400							0.546	839	0.65	920	0.778	996	0.898	1070	0.999	1130	1.118	1200
2500									0.685	937	0.787	1020	0.907	1080	1.045	1155	1.138	1210
2600									0.704	951	0.824	1030	0.94	1105	1.072	1172	1.202	1240
2700									0.731	966	0.852	1045	0.952	1119	1.11	1194	1.238	1261
2800									0.75	981	0.88	1063	1.005	1135	1.138	1205	1.275	1278
2900											0.908	1078	1.040	1158	1.165	1222	1.32	1303
3000											0.925	1090	1.065	1168	1.21	1248	1.33	1308
3100											0.94	1105	1.1	1185	1.238	1260	1.387	1331
3200											0.953	1120	1.12	1197	1.277	1279	1.432	1353
3300													1.156	1216	1.302	1292	1.46	1368
3400													1.185	1231	1.334	1310	1.498	1380
3500													1.22	1241	1.352	1321	1.525	1397
3600													1.23	1252	1.397	1344	1.551	1414

Tabla 14.3 Dimensiones de conductos, clase de conducto (1-6), área de sección, diámetro equivalente (cont.)

Medidas conducto (mm)	600		650		700		750		800		850		900		950		1000	
	A (m²)	D _e (mm)																
250																		
300																		
350																		
400																		
450																		
500																		
550																		
600	0.346	666																
650	0.373	692	0.407	722														
700	0.401	716	0.437	749	0.472	777												
750	0.433	745	0.468	775	0.502	803	0.543	834										
800	0.457	765	0.497	798	0.536	829	0.576	859	0.618	889								
850	0.485	788	0.527	823	0.568	854	0.61	884	0.654	914	0.697	944						
900	0.517	813	0.549	838	0.603	875	0.646	909	0.692	940	0.736	971	0.783	1002				
950	0.542	834	0.591	869	0.636	903	0.679	934	0.728	966	0.775	996	0.822	1028	0.873	1057		
1000	0.569	853	0.622	893	0.668	925	0.714	955	0.767	992	0.816	1020	0.864	1052	0.914	1083	0.972	1114
1050	0.597	874	0.65	914	0.702	948	0.752	981	0.803	1015	0.853	1044	0.907	1078	0.963	1108	1.018	1139
1100	0.624	894	0.679	934	0.733	969	0.786	1004	0.840	1038	0.89	1068	0.952	1103	1.0	1133	1.054	1165
1150	0.652	914	0.706	951	0.764	990	0.818	1025	0.877	1057	0.934	1093	0.99	1127	1.045	1159	1.1	1190
1200	0.675	930	0.736	971	0.794	1009	0.856	1046	0.915	1082	0.972	1116	1.027	1148	1.092	1180	1.148	1215
1250	0.702	949	0.764	990	0.823	1028	0.89	1068	0.953	1105	1.008	1139	1.072	1171	1.128	1204	1.2	1240
1300	0.728	966	0.792	1006	0.856	1046	0.924	1089	0.99	1126	1.054	1161	1.118	1198	1.175	1226	1.248	1263
1350	0.755	984	0.818	1025	0.89	1066	0.963	1108	1.018	1143	1.092	1181	1.165	1219	1.22	1248	1.295	1286
1400	0.779	999	0.848	1042	0.92	1084	0.99	1126	1.055	1163	1.128	1201	1.2	1241	1.268	1272	1.34	1308
1450	0.798	1011	0.877	1059	0.952	1102	1.018	1143	1.092	1184	1.165	1223	1.238	1260	1.312	1296	1.388	1331
1500	0.822	1027	0.902	1074	0.97	1118	1.055	1165	1.128	1202	1.2	1242	1.275	1280	1.35	1318	1.435	1355
1600	0.872	1057	0.952	1105	1.035	1154	1.118	1199	1.192	1238	1.275	1280	1.358	1321	1.432	1356	1.525	1398
1700	0.923	1088	1.008	1135	1.091	1185	1.183	1229	1.267	1275	1.35	1316	1.441	1359	1.525	1396	1.616	1438
1800	0.961	1115	1.063	1165	1.147	1215	1.248	1262	1.331	1308	1.423	1351	1.515	1395	1.608	1435	1.692	1475
1900	0.998	1141	1.108	1194	1.21	1245	1.302	1292	1.396	1340	1.498	1388	1.599	1430	1.692	1470	1.785	1511
2000	1.063	1168	1.165	1219	1.267	1272	1.359	1321	1.46	1368	1.572	1418	1.673	1462	1.775	1505	1.875	1599
2100	1.108	1192	1.22	1248	1.312	1299	1.423	1350	1.525	1397	1.636	1448	1.748	1496	1.858	1542	1.96	1584
2200	1.155	1217	1.266	1272	1.368	1325	1.488	1380	1.598	1429	1.71	1478	1.821	1528	1.932	1575	2.042	1618
2300	1.192	1237	1.312	1299	1.433	1355	1.543	1405	1.665	1457	1.775	1507	1.895	1557	2.015	1604	2.128	1650
2400	1.228	1258	1.368	1325	1.469	1371	1.59	1426	1.72	1486	1.821	1530	1.95	1580	2.095	1639	2.22	1682
2500	1.285	1285	1.386	1344	1.545	1402	1.655	1455	1.775	1508	1.905	1562	1.998	1600	2.165	1664	2.293	1715
2600	1.35	1315	1.46	1368	1.58	1422	1.72	1485	1.84	1538	1.98	1592	2.095	1639	2.228	1690	2.365	1740
2700	1.368	1325	1.498	1388	1.627	1443	1.775	1508	1.895	1559	2.035	1612	2.17	1669	2.293	1715	2.45	1770
2800	1.396	1348	1.552	1410	1.692	1473	1.82	1528	1.95	1582	2.08	1632	2.265	1702	2.375	1745	2.505	1790
2900	1.46	1370	1.6	1432	1.747	1495	1.878	1552	2.035	1615	2.17	1670	2.295	1715	2.425	1762	2.605	1825
3000	1.497	1387	1.645	1451	1.793	1515	1.932	1575	2.095	1638	2.235	1695	2.41	1768	2.515	1794	2.683	1855
3100	1.535	1402	1.7	1475	1.83	1532	1.995	1600	2.145	1660	2.33	1728	2.45	1775	2.605	1825	2.735	1881
3200	1.58	1425	1.738	1492	1.878	1552	2.06	1628	2.19	1678	2.37	1744	2.525	1800	2.655	1848	2.79	1894
3300	1.608	1436	1.785	1512	1.922	1570	2.09	1635	2.265	1703	2.43	1765	2.61	1830	2.765	1880	2.855	1948
3400	1.655	1456	1.822	1528	1.978	1593	2.125	1650	2.32	1723	2.485	1785	2.65	1845	2.82	1900	3.015	1964
3500	1.71	1478	1.877	1550	2.06	1627	2.23	1689	2.395	1752	2.545	1805	2.715	1868	2.915	1932	3.095	1988
3600	1.738	1490	1.905	1562	2.095	1638	2.29	1715	2.43	1765	2.61	1829	2.765	1885	2.955	1948	3.14	2010

Tabla 14.3 Dimensiones de conductos, clase de conducto (1-6), área de sección, diámetro equivalente (cont.)

Medidas conducto (mm)	1050		1100		1150		1200		1250		1300		1350		1400		1450	
	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)	A (m ²)	D _e (mm)
1050	1.065	1165																
1100	1.109	1190	1.165	1222														
1150	1.155	1215	1.21	1248	1.276	1278												
1200	1.2	1240	1.265	1275	1.32	1302	1.395	1336										
1250	1.248	1265	1.322	1300	1.378	1327	1.452	1361	1.505	1389								
1300	1.302	1290	1.368	1325	1.432	1352	1.497	1388	1.57	1418	1.598	1444						
1350	1.349	1316	1.42	1350	1.486	1378	1.55	1413	1.625	1443	1.69	1469	1.773	1508				
1400	1.395	1339	1.468	1375	1.542	1403	1.605	1435	1.68	1468	1.745	1495	1.81	1523	1.894	1555		
1450	1.45	1363	1.525	1398	1.588	1426	1.66	1460	1.735	1490	1.81	1523	1.885	1555	1.948	1582	2.03	1612
1500	1.495	1388	1.57	1418	1.645	1451	1.718	1485	1.8	1519	1.875	1550	1.948	1579	2.014	1608	2.075	1634
1600	1.597	1432	1.67	1467	1.755	1489	1.828	1531	1.912	1565	1.995	1595	2.07	1630	2.145	1658	2.208	1698
1700	1.69	1473	1.782	1511	1.855	1545	1.95	1578	2.025	1609	2.115	1646	2.195	1679	2.28	1709	2.355	1735
1800	1.792	1515	1.875	1552	1.975	1591	2.05	1621	2.135	1655	2.235	1692	2.315	1723	2.41	1756	2.505	1790
1900	1.885	1555	1.975	1592	2.07	1629	2.16	1668	2.265	1702	2.355	1738	2.44	1769	2.54	1802	2.67	1850
2000	1.975	1592	2.07	1630	2.17	1668	2.27	1708	2.374	1745	2.475	1782	2.595	1825	2.66	1848	2.78	1885
2100	2.07	1629	2.17	1670	2.28	1708	2.385	1748	2.485	1785	2.595	1825	2.69	1858	2.79	1892	2.91	1932
2200	2.15	1660	2.26	1702	2.375	1745	2.485	1785	2.595	1825	2.715	1863	2.825	1900	2.93	1938	3.02	1970
2300	2.245	1698	2.365	1740	2.475	1782	2.595	1825	2.705	1862	2.815	1900	2.95	1944	3.055	1978	3.155	2010
2400	2.33	1727	2.47	1778	2.55	1805	2.715	1865	2.49	1892	2.935	1940	3.065	1980	3.13	2002	3.295	2050
2500	2.405	1755	2.505	1790	2.675	1850	2.79	1891	2.915	1935	3.02	1968	3.12	1998	3.28	2050	3.38	2085
2600	2.505	1790	2.625	1832	2.715	1878	2.873	1916	3.02	1968	3.145	2008	3.305	2055	3.425	2095	3.555	2135
2700	2.59	1821	2.725	1870	2.83	1900	2.985	1955	3.075	1982	3.26	2045	3.38	2085	3.555	2132	3.675	2172
2800	2.695	1859	2.79	1892	2.95	1942	3.06	1982	3.225	2030	3.48	2085	3.51	2120	3.675	2170	3.775	2195
2900	2.775	1885	2.955	1945	3.02	1968	3.145	2008	3.315	2060	3.505	2120	3.68	2170	3.79	2200	3.92	2240
3000	2.835	1905	3.02	1968	3.105	1992	3.31	2055	3.455	2105	3.635	2155	3.775	2200	3.87	2225	4.025	2270
3100	2.91	1930	3.105	1993	3.175	2027	3.37	2075	3.555	2135	3.755	2188	3.835	2215	4.0	2265	4.12	2295
3200	2.97	1952	3.14	2005	3.345	2070	3.465	2110	3.62	2144	3.825	2210	3.965	2250	4.12	2295	4.33	2350
3300	3.065	1980	3.22	2030	3.405	2090	3.58	2140	3.755	2190	3.935	2248	4.075	2285	4.24	2332	4.43	2385
3400	3.14	2008	3.285	2050	3.51	2120	3.665	2165	3.85	2220	4.05	2275	4.14	2305	4.375	2370	4.58	2425
3500	3.26	2045	3.415	2090	3.58	2145	3.74	2190	3.915	2235	4.14	2305	4.29	2345	4.49	2395	4.64	2443
3600	3.305	2060	3.49	2115	3.695	2175	3.82	2210	4.07	2285	4.22	2325	4.42	2375	4.58	2425	4.76	2470

14.6 Pérdidas de carga.

14.6.1. Concepto de pérdida de carga.

Para conseguir una circulación de aire por un conducto se necesita una determinada diferencia de presión (Δp) entre sus extremos. Por otro lado, para vencer la resistencia al paso del aire será necesario un gasto energético (pérdida de energía) equivalente a la energía necesaria para mantener la diferencia de presión requerida Δp . A dicha pérdida energética se le conoce como pérdida de carga, y es el último término a la derecha de la igualdad en las ecuaciones 14.7, 14.8 y 14.9.

14.6.2. Cálculo de las pérdidas de carga.

14.6.2.1. Pérdidas de carga primarias

Las pérdidas de carga primarias son las que se producen durante el contacto del fluido con la superficie del conducto o el rozamiento de unas capas del fluido con otras en régimen laminar o turbulento. A estas pérdidas se les suele conocer también como pérdidas de superficie. Pueden calcularse, en primera aproximación, por medio de la ecuación de Darcy-Weisbach (14.18). El coeficiente de pérdida de carga primaria (f) para régimen laminar y conductos lisos y rugosos se puede calcular según la ecuación de Poiseuille:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (14.26)$$

Para régimen turbulento ($2000 < \text{Re} < 10^5$) y conductos lisos, el coeficiente de pérdida de carga primaria se puede calcular según la ecuación de Blasius:

$$f = \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}} \quad (14.27)$$

Para régimen turbulento ($\text{Re} > 10^5$) y conductos lisos el coeficiente de pérdida de carga primaria se puede calcular empleando la primera ecuación de Karman-Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{f}) - 0.8 \quad (14.28)$$

Para régimen en transición y conductos rugosos el coeficiente de pérdida de carga primaria se puede calcular empleando la ecuación de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (14.29)$$

Para régimen completamente turbulento y conductos rugosos el coeficiente de pérdida de carga primaria se puede calcular empleando la segunda ecuación de Karman-Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log \left(\frac{D}{2 \cdot e} + 1.74 \right) \quad (14.30)$$

Otra forma de calcular las pérdidas de carga primarias es mediante el empleo del Diagrama de Moody (ver Fig. 14.4). Este diagrama es la representación gráfica del resultado de la combinación de las ecuaciones de Poiseuille (14.26) y Colebrook-White (14.29) y permite el cálculo de todos los casos que pueden presentarse en la práctica.

Diagrama de Moody

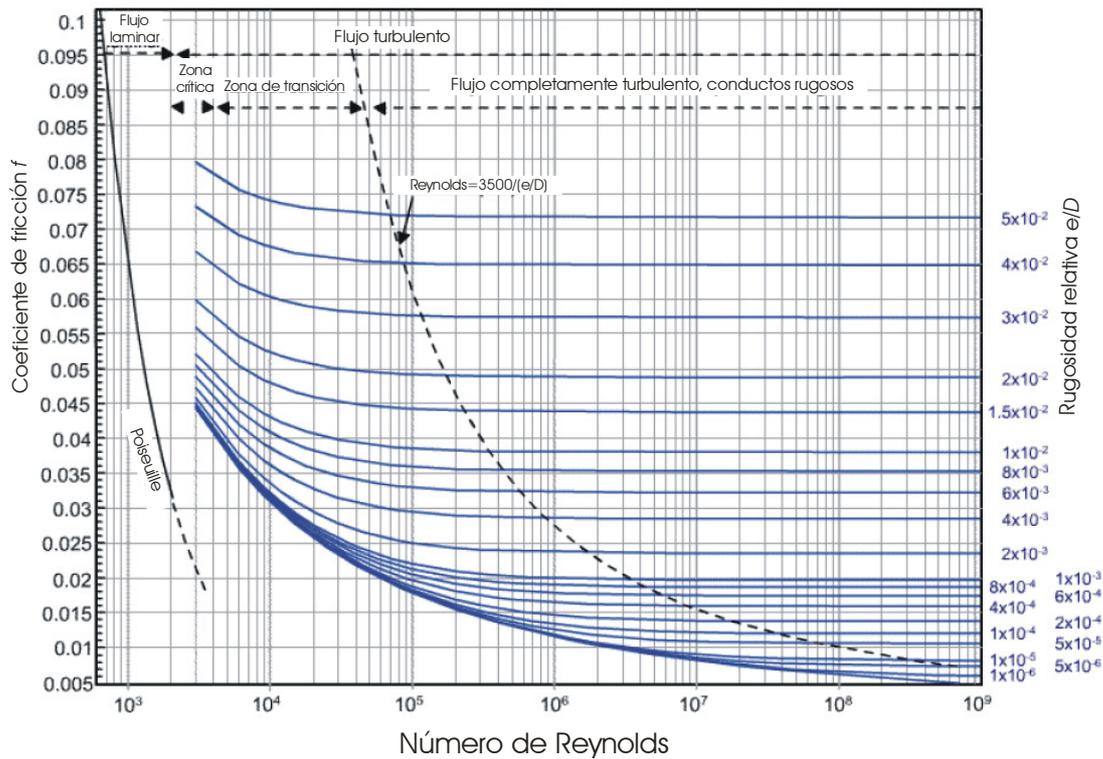


Figura 14.4 Diagrama de Moody. Adaptado de [2].

Para el caso concreto de conducciones de aire, típicas en conductos galvanizados, con temperaturas entre 0°C y 49°C y altitudes de hasta 600 m, se ha comprobado que la siguiente ecuación se comporta mejor que la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta z_f = 0.36 \cdot \frac{L}{D^{1.22}} \cdot c^{1.82} \quad [\text{mm.c.a}] \quad (14.31)$$

La representación gráfica de esta ecuación se muestra en la Figura 14.5, donde puede entrarse con dos de las cuatro variables relacionadas: c (m/s), diámetro D (cm), asimilable al diámetro equivalente si el conducto no es circular, pérdida de carga por unidad de longitud equivalente $\Delta z_f/L$ (mm.c.a/m) y caudal \dot{V} (en m^3/s , calculado como sección circular equivalente dividido por velocidad).

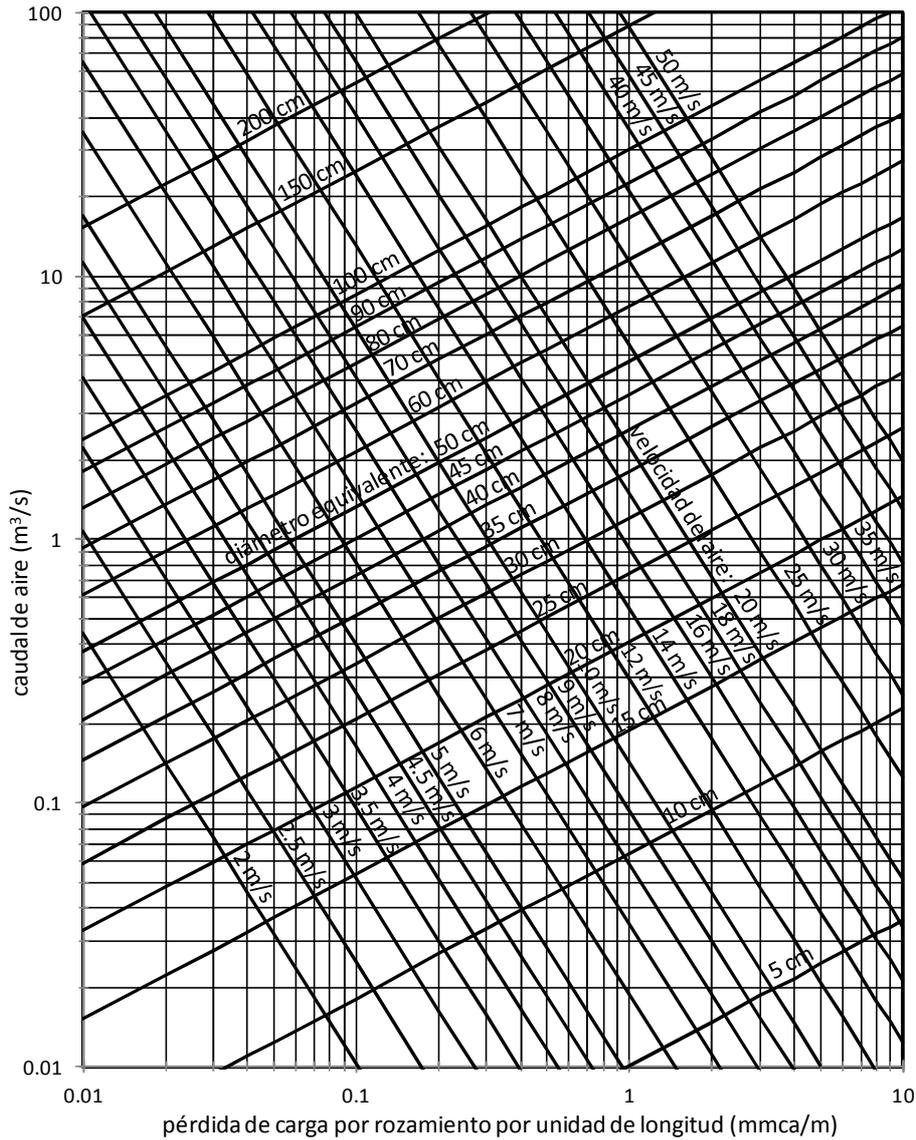


Figura 14.5 Pérdidas primarias en conductos galvanizados.

14.6.2.2. Pérdidas secundarias

Las pérdidas de carga secundarias son las que se producen durante el paso del fluido por transiciones, codos, válvulas, o en general en toda clase de accesorios de tuberías o conductos. A estas pérdidas se les suele conocer también como pérdidas por forma. Generalmente se calculan como:

$$\Delta z_s = k \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \tag{14.32}$$

donde:

- k – Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.
- Δz_s - Pérdida de carga secundaria.

Se define como longitud equivalente de una pérdida secundaria la longitud de un trozo de tubería rectilínea, del mismo diámetro equivalente, que produciría las mismas

pérdidas de carga que los accesorios en cuestión. Para calcular las pérdidas secundarias se suele utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach (14.18), sustituyendo la longitud de conducto recto por la denominada longitud equivalente (L_e).

$$\Delta z_s = f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad (14.33)$$

Igualando las ecuaciones 14.32 y 14.33 se obtiene:

$$L_e = k \cdot \frac{D}{f} \quad (14.34)$$

14.6.2.3. Pérdida o recuperación de presión estática (pérdidas dinámicas)

Además de las pérdidas por fricción, en el cálculo de conductos es necesario tener en cuenta que las variaciones de velocidad del aire llevan asociadas pérdidas o ganancias de presión estática, como consecuencia de la conservación de la presión dinámica impuesta por la ecuación de Bernoulli (en cualquiera de sus formas 14.7, 14.8 o 14.9). Si la velocidad del flujo se incrementa, la conservación de la presión dinámica conduce a una reducción de la presión estática, que debe cuantificarse como una pérdida adicional a las primarias o secundarias. Por el contrario, si la velocidad se reduce, la conservación de la presión dinámica conduce a una ganancia de presión estática, que contrarresta a las pérdidas primarias y secundarias, y por lo tanto se cuantifica como una recuperación parcial de éstas. Estas pérdidas se suelen denominar dinámicas ya que son causadas por cambios de velocidad (y de ahí el subíndice d) aunque no hay que olvidar que lo que se conserva es precisamente la presión dinámica. En unidades de altura de columna de aire, y asignando el signo positivo a las pérdidas, dado que se acumulan en el segundo miembro de la ecuación 14.8:

$$\Delta z_d = 1.1 \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \quad \text{si } c_1 < c_2 \quad (14.35)$$

$$\Delta z_d = 0.75 \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \quad \text{si } c_1 > c_2 \quad (14.36)$$

Los coeficientes que acompañan a las anteriores ecuaciones reflejan una cierta pérdida de presión dinámica al cambiar la velocidad. En el caso de aumentar la velocidad, la pérdida dinámica se suele sobreestimar en un 10% respecto de la calculada con las velocidades, y por el contrario, en el caso de reducirse la velocidad del flujo, la recuperación de presión estática (pérdida dinámica negativa) se suele valorar solo en un 75% de la máxima posible, ya que en la práctica solo se recupera entre un 50 y un 95% de ésta.

En algunos textos se propone el cálculo de la altura de presión dinámica por medio de la ecuación $z_d = \left(\frac{c}{4}\right)^2$ pero esta ecuación no es más que la simplificación de:

$$z_d (\text{mm.c.a.}) = \frac{c^2}{2g} \frac{\rho}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{c^2}{19.62} \cdot \frac{1.2}{1000} 1000 = \left(\frac{c}{4.43} \right)^2$$

por lo que, además de imprecisa, su validez está limitada a condiciones de 1 atm y 20°C.

14.6.2.4. Pérdida de carga total de un conducto

La pérdida de carga total de un conducto entre dos puntos 1 y 2 es la suma de las pérdidas primarias, las secundarias y las de presión estática. Por tanto:

$$\Delta z_{1-2} = \Delta z_f + \Delta z_s + \Delta z_d \quad (14.37)$$

14.7. Diseño de conductos.

14.7.1. Requerimientos generales

En locales como oficinas, despachos, etc., el espacio de ubicación de los conductos es un requerimiento muy importante, ya que normalmente se dispone de espacios pequeños entre el falso techo y el techo, lo que obliga a utilizar secciones pequeñas, con una relativa alta velocidad. Por tanto, dado que el ruido debe ser bajo, es habitual utilizar conductos de sección circular.

En locales comerciales el aspecto es importante, dado que en la práctica su instalación es vista por los usuarios. Se utilizan tanto conductos circulares como rectangulares. La forma de la sección depende del espacio disponible. Hay locales como los grandes supermercados, con techos altos y espacio suficiente, donde los conductos son circulares. En otros, como en el edificio de la ETSII de Ciudad Real, la sección en muchos tramos es rectangular.

En locales industriales el aspecto es un requisito secundario por lo que se suelen montar conductos rectangulares de baja velocidad. En cualquier caso, lo deseable es que la velocidad sea baja, lo que implica, por un lado, un aumento de los diámetros equivalentes con el consiguiente aumento de peso y de coste de inversión. Sin embargo, la baja velocidad causa menores pérdidas primarias, menor coste del ventilador y menor coste energético.

Cualquiera que sea el método de cálculo elegido para el diseño de una red de conductos, debe evitarse superar las velocidades máximas recomendadas, mostradas en la Tabla 14.4.

14.7.2. Métodos de cálculo de sistemas de baja velocidad

14.7.2.1. Métodos existentes

Aunque existen diversos métodos para el dimensionamiento de redes de conductos, solo se explican a continuación los dos más conocidos, es decir el método de la pérdida de carga constante y el método de la recuperación estática. Otros métodos, como el de reducción de velocidad, el de velocidad constante o el método T no se exponen por estar obsoletos, por tener campos de aplicación muy estrechos o por involucrar al conjunto de los costes en ciclo de vida, respectivamente.

Tabla 14.4 Velocidades máximas recomendadas para sistemas de conductos de baja velocidad (m/s).

Aplicación	Criterio controlante: nivel de ruido Conductos principales	Criterio controlante: Rozamiento del conducto			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos Dormitorios de hotel Dormitorios de hospital	5	7.5	6.5	6	5
Oficinas particulares, Despachos de directores, Bibliotecas	6	10	7.5	8	6
Salas de cine, teatros auditorios	4	6.5	5.5	5	4
Oficinas públicas, Restaurantes de 1ª categoría Comercios de 1ª categoría Bancos	7.5	10	7.5	8	6
Comercios de media categoría, cafeterías	9	10	7.5	8	6
Locales industriales	12.5	15	9	11	7.5

14.7.2.2. Método de pérdida de carga constante.

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 explicar el método de pérdida de carga constante se resuelve a continuación como ejemplo un sistema de conductos de hierro galvanizado como el representado en la Figura 14.6, cuyos datos son los siguientes:

- Gasto volumétrico total de aire: $\dot{V} = 7500 \text{ m}^3/\text{h}$
- Nº de bocas de impulsión o salida: 15
- Gasto volumétrico de aire por boca: $\dot{V}_{boca} = 500 \text{ m}^3/\text{h}$
- Sobrepresión en las bocas: $\Delta z_{boca} = 3.8 \text{ mm.c.a.}$
- Radio de los codos, $R/D = 1.25$

El procedimiento a seguir se expone a continuación:

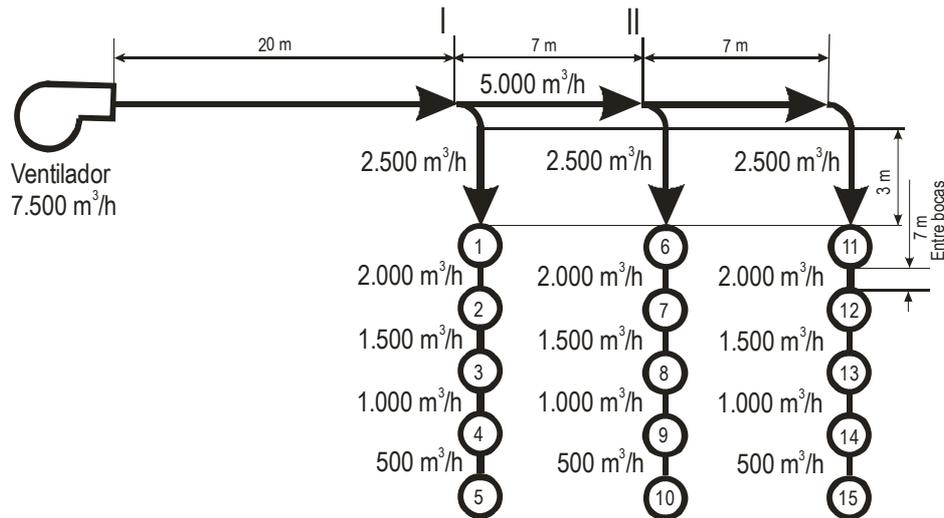


Figura 14.6 Esquema de un sistema de conductos para un grupo de despachos de un edificio público

- a) Seleccionar una velocidad inicial máxima para la descarga del ventilador.

El conducto hasta la primera derivación (I) puede tomarse como conducto principal, por lo que siguiendo como factor de control el nivel de ruido y según la Tabla 14.4, se puede definir la velocidad inicial para la descarga del ventilador más apropiada.

Solución: $c_{1\text{máx}} = 7.5 \text{ m/s}$

- b) Determinar la sección mínima del conducto hasta la primera derivación (I).

Solución:
$$A_{1\text{min}} = \frac{\dot{V}}{c_{1\text{máx}}} = \frac{7500}{3600 \cdot 7.5} = 0.277 \approx 0.28 \text{ m}^2 \quad (14.38)$$

- c) Determinar, según la Tabla 14.3, la clase y dimensiones de la sección del conducto hasta la primera derivación (I). Recordando que los conductos deben ser de la clase más baja y la relación de forma más pequeña, siendo preferible el conducto circular, se obtiene un conducto con unas dimensiones de 600 x 500 mm. Las dimensiones se han encontrado buscando el área tabulada igual o inmediatamente superior.

Solución: $A = 0.288 \text{ m}^2$, $D_e = 607 \text{ mm}$.

- d) Determinar, según el gráfico de la Figura 14.5 (o la ecuación 14.31), la pérdida de carga unitaria en el tramo recto principal, desde el ventilador hasta la bifurcación I, así como la velocidad del aire, entrando con los valores del caudal volumétrico 7500 m³/h (2.08 m/s) y del diámetro equivalente $D_e = 607 \text{ mm}$.

Solución: $\Delta z_f/L = 0.09 \text{ mm.c.a./m}$; $c_1 = 7 \text{ m/s}$ ($< c_{1\text{máx}}$).

- e) Determinar las dimensiones de los tramos rectos restantes. Se realiza con la ayuda de la Tabla 14.5 y la Figura 14.5. En la Tabla 14.5 se listan las fracciones de sección de cada rama con respecto a la sección inicial, en función de las fracciones de caudal circulante por cada rama con respecto al caudal total, en porcentaje:

$$FA_{Sección} = \frac{A_{Sección}}{A_{Inicial}} 100 \quad ; \quad F\dot{V}_{Sección} = \frac{\dot{V}_{Sección}}{\dot{V}_{Total}} 100 \quad (14.39)$$

Los resultados para cada tramo aparecen en la Tabla 14.7. Los resultados de las secciones y dimensiones de los tramos I-5 y II-10 son iguales a las secciones del tramo II-15.

Tabla 14.5 Porcentaje de área de sección recta en ramas para conservar constante el rozamiento.

% Caudal	% Área conducto						
1	2.0	26	33.5	51	59.0	76	81.0
2	3.5	27	34.5	52	60.0	77	82.0
3	5.5	28	35.5	53	61.0	78	83.0
4	7.0	29	36.5	54	62.0	79	84.0
5	9.0	30	37.5	55	63.0	80	84.5
6	10.5	31	39.0	56	64.0	81	85.5
7	11.5	32	40.0	57	65.0	82	86.0
8	13.0	33	41.0	58	65.5	83	87.0
9	14.5	34	42.0	59	66.5	84	87.5
10	16.5	35	43.0	60	67.5	85	88.5
11	17.5	36	44.0	61	68.0	86	89.5
12	18.5	37	45.0	62	69.0	87	90.0
13	19.5	38	46.0	63	70.0	88	90.5
14	20.5	39	47.0	64	71.0	89	91.5
15	21.5	40	48.0	65	71.5	90	92.0
16	23.0	41	49.0	66	72.5	91	93.0
17	24.0	42	50.0	67	73.5	92	94.0
18	25.0	43	51.0	68	74.5	93	94.5
19	26.0	44	52.0	69	75.5	94	95.0
20	27.0	45	53.0	70	76.5	95	96.0
21	28.0	46	54.0	71	77.0	96	96.5
22	29.5	47	55.0	72	78.0	97	97.5
23	30.5	48	56.0	73	79.0	98	98.0
24	31.5	49	57.0	74	80.0	99	99.0
25	32.5	50	58.0	75	80.5	100	100.0

Tabla 14.6. Resultados de los restantes tramos rectos

Sección del conducto	Caudal de aire (m ³ /h)	% de capacidad inicial	% de Área de conducto	Área (m ²)	Dimensiones del conducto (mm)
Hasta I	7500	100	100	0.288	600 x 500
I-II	5000	66.6 ≈ 67	73.5	0.211	500 x 450
II-11	2500	33.3 ≈ 33	41	0.118	350 x 350
11-12	2000	26.6 ≈ 27	34.5	0.099	350 x 300
12-13	1500	20	27	0.077	300 x 300
13-14	1000	13.3 ≈ 13	19.5	0.056	250 x 250
14-15	500	6.6 ≈ 7	11.5	0.032	250 x 150

f) Determinar la longitud equivalente de las pérdidas secundarias.

Para determinar la longitud equivalente (expresada con respecto al diámetro circular equivalente) de los codos y reducciones es necesario consultar las tablas 14.7, 14.8 y 14.9. En el caso de las reducciones de sección (o ensanchamientos) es necesario tener

en cuenta las pérdidas o ganancias de presión dinámica. Éstas pueden obtenerse de la Tabla 14.8.

Tabla 14.7 Longitud equivalente en los elementos de un sistema de conductos rectangulares.

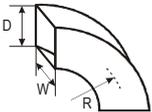
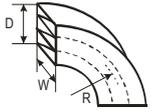
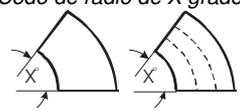
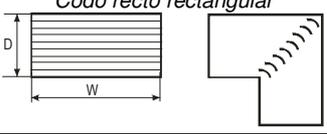
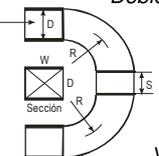
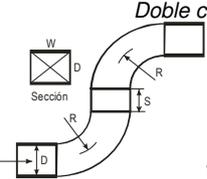
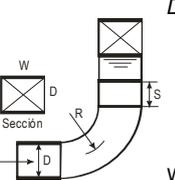
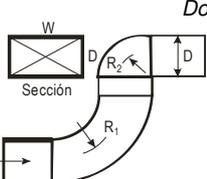
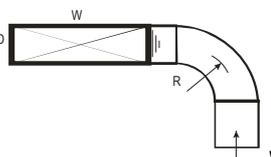
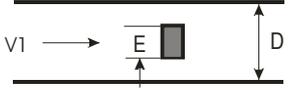
Elemento	Condiciones	Relación L/D				
<p><i>Codo de radio de sección rectangular</i></p> 	R/D					
	Relación L/D					
	W/D	0.5	0.75	1.00	1.25	1.50
	0.5	33	14	9	5	4
	1	45	18	11	7	4
3	80	30	14	8	5	
6	125	40	18	12	7	
<p><i>Codo de radio de sección rectangular con guías</i></p> 	R/D					
	Relación L/D					
	Nº de guías	0.5	0.75	1.00	1.5	
	1	18	10	8	7	
2	12	8	7	7		
3	10	7	7	6		
<p><i>Codo de radio de X grados</i></p> 	Codo de X grados con o sin guías	X/90 multiplicado por el valor correspondiente a codo análogo de 90 grados				
<p><i>Codo recto rectangular</i></p> 	Sin guías	60				
	Guías de cambio de dirección de simple espesor	15				
	Guías de cambio de dirección de simple espesor	10				
<p><i>Doble codo</i></p>  <p>W/D = 1, R/D = 1.25</p>	S = 0	15				
	S = D	10				
<p><i>Doble codo</i></p>  <p>W/D = 1, R/D = 1.25</p>	S = 0	20				
	S = D	22				
<p><i>Doble codo</i></p>  <p>W/D = 1, R/D = 1.25 para ambos</p>	S = 0	15				
	S = D	16				
<p><i>Doble codo</i></p>  <p>W/D = 1, R1/D = 1.25, R2/D = 0.5</p>	Dirección de la flecha	45				
	Dirección inversa	40				
<p><i>Doble codo</i></p>  <p>W/D = 4, R/D = 1.25 para ambos codos</p>	Dirección de la flecha	17				
	Dirección inversa	18				

Tabla 14.8 Pérdidas por fricción en los elementos de un sistema de conductos rectangulares

Elemento	Condiciones	Valor de n																												
<p>Transformación</p>	$C_2 = C_1$ Pérdida por elemento	0.04																												
<p>Expansión</p>	N Ángulo "α"	<table border="1"> <tr> <td>C_2/C_1</td> <td>5°</td> <td>10°</td> <td>15°</td> <td>20°</td> <td>30°</td> <td>40°</td> </tr> <tr> <td>0.20</td> <td>0.25</td> <td>0.22</td> <td>0.20</td> <td>0.18</td> <td>0.15</td> <td>0.13</td> </tr> <tr> <td>0.40</td> <td>0.27</td> <td>0.25</td> <td>0.23</td> <td>0.22</td> <td>0.20</td> <td>0.19</td> </tr> <tr> <td>0.60</td> <td>0.28</td> <td>0.26</td> <td>0.25</td> <td>0.24</td> <td>0.24</td> <td>0.23</td> </tr> </table>	C_2/C_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0.20	0.25	0.22	0.20	0.18	0.15	0.13	0.40	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.60	0.28	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23
C_2/C_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°																								
0.20	0.25	0.22	0.20	0.18	0.15	0.13																								
0.40	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19																								
0.60	0.28	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23																								
Ganancia por elemento $n(z_{d1} - z_{d2})$																														
<p>Contracción</p>	<table border="1"> <tr> <td>α</td> <td>30°</td> <td>45°</td> <td>60°</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0.311</td> <td>0.317</td> <td>0.326</td> </tr> </table>	α	30°	45°	60°	n	0.311	0.317	0.326	Pérdida por elemento. = $n(z_{d2} - z_{d1})$																				
α	30°	45°	60°																											
n	0.311	0.317	0.326																											
<p>Entrada abrupta</p>	Pérdida por elemento = nZ_{d1}	0.10																												
<p>Entrada suave</p>		0.009																												
<p>Salida abrupta</p>	Pérdida o ganancia por elemento consideradas nulas																													
<p>Salida suave</p>																														
<p>Entrada reentrante</p>	Pérdida por elemento = nZ_{d1}	0.25																												
<p>Orificio redondo de borde agudo</p>	<table border="1"> <tr> <td>A_2/A_1</td> <td>0</td> <td>0.25</td> <td>0.50</td> <td>0.75</td> <td>1.00</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0.76</td> <td>0.70</td> <td>0.57</td> <td>0.33</td> <td>0</td> </tr> </table>	A_2/A_1	0	0.25	0.50	0.75	1.00	n	0.76	0.70	0.57	0.33	0	Pérdida por elemento = nZ_{d2}																
A_2/A_1	0	0.25	0.50	0.75	1.00																									
n	0.76	0.70	0.57	0.33	0																									
<p>Contracción abrupta</p>	<table border="1"> <tr> <td>C_1/C_2</td> <td>0</td> <td>0.25</td> <td>0.50</td> <td>0.75</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0.40</td> <td>0.37</td> <td>0.29</td> <td>0.15</td> </tr> </table>	C_1/C_2	0	0.25	0.50	0.75	n	0.40	0.37	0.29	0.15	Pérdida por elemento = nZ_{d2}																		
C_1/C_2	0	0.25	0.50	0.75																										
n	0.40	0.37	0.29	0.15																										
<p>Expansión abrupta</p>	<table border="1"> <tr> <td>C_2/C_1</td> <td>0.20</td> <td>0.40</td> <td>0.60</td> <td>0.80</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0.09</td> <td>0.14</td> <td>0.14</td> <td>0.09</td> </tr> </table>	C_2/C_1	0.20	0.40	0.60	0.80	n	0.09	0.14	0.14	0.09	Ganancia por elemento = nZ_{d1}																		
C_2/C_1	0.20	0.40	0.60	0.80																										
n	0.09	0.14	0.14	0.09																										
<p>Tubería que atraviesa el conducto</p>	<table border="1"> <tr> <td>E/D</td> <td>0.10</td> <td>0.25</td> <td>0.50</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0.06</td> <td>0.16</td> <td>0.60</td> </tr> </table>	E/D	0.10	0.25	0.50	n	0.06	0.16	0.60	Pérdida por elemento = nZ_{d1}																				
E/D	0.10	0.25	0.50																											
n	0.06	0.16	0.60																											

Tabla 14.8 Pérdidas por fricción en los elementos de un sistema de conductos rectangulares (cont.)

<p>Barra que atraviesa el conducto</p> 	E/D	0.10	0.25	0.50	
	n	0.21	0.42	1.21	
	Pérdida por elemento = $n z_{d1}$				
<p>Alivio sobre la obstrucción</p> 	E/D	0.10	0.25	0.50	
	n	0.02	0.07	0.27	
	Pérdida por elemento = $n z_{d1}$				

Notas aclaratorias a la Tabla 14.7:

- $R/D=1.25$ es el valor estándar para un codo de radio completo sin guías.
- D es la dimensión de conducto representada en el dibujo. L_e es la longitud equivalente del conducto a añadir al conducto medido. Los valores de longitud equivalente L_e mostrados en la tabla se han calculado multiplicando D por la relación indicada.

Notas aclaratorias a la Tabla 14.8:

- El valor n es el número que multiplicado por la presión dinámica a la entrada o a la salida (o por la diferencia de presiones dinámicas entre entrada y salida, si así se señala en la tabla) proporciona la pérdida de presión secundaria:

$$\Delta z_s = n \cdot z_{di} = n \cdot \frac{c_i^2}{2g} \quad \text{o bien:} \quad \Delta z_s = n \cdot (z_{d1} - z_{d2}) = n \cdot \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{2g}$$

Notas aclaratorias a la Tabla 14.9:

- D es el diámetro del conducto en forma de codo. L_e es la longitud equivalente del conducto que debe sumarse a la longitud medida. Los valores de longitud equivalente L_e mostrados en la tabla se han calculado multiplicando D por la relación indicada.
- El valor n es el número que multiplicado por la presión dinámica (en este caso siempre tomada en el punto 2) proporciona la pérdida de presión en la bifurcación:

$$\Delta z_s = n \cdot z_{d2} = n \cdot \frac{c_2^2}{2g}$$

Se puede convertir en longitud equivalente del conducto dividiendo por la pérdida de carga primaria por unidad de longitud.

Tabla 14.9 Longitud equivalente y pérdidas por fricción en conductos cilíndricos

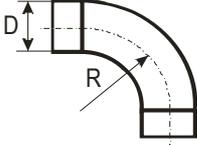
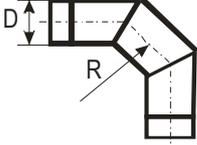
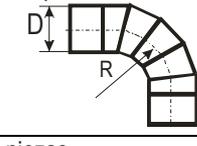
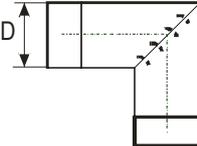
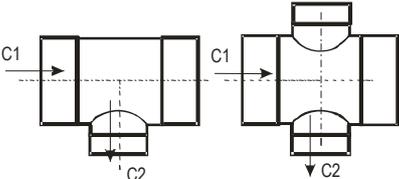
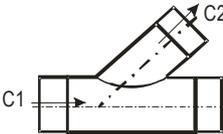
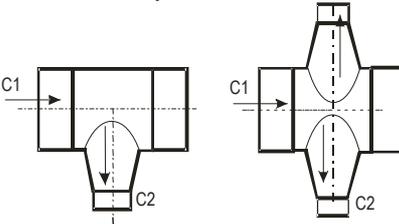
Elemento	Condición	Relación L/D
Codo liso de 90° 	$R/D = 1.5$	9
Codo de 90° de 3 piezas 	$R/D = 1.5$	24
Codo liso de 90° de 5 piezas 	$R/D = 1.5$	12
Codo de 45° de 3 piezas 	$R/D = 1.5$	6
Codo de 45° liso 	$R/D = 1.5$	4.5
Codo recto de 90° 	Con guías	22
	Sin guías	65
Elemento	Condición	Valor de n
T de 90°. Cruz de 90°, 135° y 180°  <p>Pérdida de presión en la rama = nZ_{d2}</p>	$\frac{c_2}{c_1} = \begin{cases} 0.2 \\ 0.5 \\ 1.0 \\ 5.0 \end{cases}$	1.21 0.60 0.53 0.48
T de 45°  <p>Pérdida de presión en la rama = nZ_{d2}</p>	$\frac{c_2}{c_1} = \begin{cases} 0.8 \\ 1.0 \\ 2.0 \\ 3.0 \end{cases}$	0.03 0.13 0.36 0.44
T cónica de 90° y cruz cónica de 180°  <p>Pérdida de presión en la rama = nZ_{d2}</p>	$\frac{c_2}{c_1} = \begin{cases} 0.5 \\ 1.0 \\ 2.0 \\ 5.0 \end{cases}$	0.06 0.15 0.30 0.36

Tabla 14.10 Longitud equivalente en conductos rectangulares

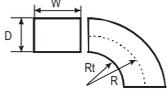
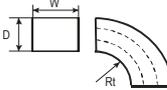
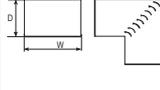
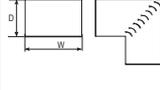
Dimensiones del conducto (cm)		Codo de radio sin guías	Codo de radio con guías		Codos cuadrados			
<i>W</i>	<i>D</i>							
		Relación de radio $R/D = 1.25$	$R_t = 150$ mm (recomendado)	$R_t = 75$ mm (aceptable)	Guías cambio de dirección Doble espesor	Guías cambio de dirección Simple espesor		
Longitud equivalente de conducto recto (m)								
				Deflectores		Deflectores		
240	120	9.22	13.40	2	12.60	3	11.80	17.70
	90	7.38	10.82	2	9.22	3	8.85	13.40
	75	6.51	9.22	2	11.00	2	7.30	10.95
	60	5.65	9.84	1	8.36	2	5.90	8.85
	50	4.67	8.23	1	7.30	2	5.00	7.30
180	120	8.25	13.04	2	11.92	3	10.45	17.70
	90	6.90	9.80	2	8.65	3	8.56	13.40
	75	6.20	8.40	2	9.80	2	7.43	10.85
	60	5.05	8.48	1	7.31	2	6.33	8.85
	50	4.42	6.76	1	5.75	2	5.31	7.30
	40	3.80	5.30	1	4.72	2	4.42	5.95
150	30	3.56			4.50	1	3.20	4.50
	120	8	12.17	2	11.43	3	9.74	17.70
	90	6.51	9.10	2	8.06	3	8.56	13.40
	75	5.65	7.50	2	9.20	2	6.88	10.95
	60	4.77	8.06	1	7.75	2	5.98	8.85
	50	4.18	6.44	1	6.17	2	5.01	7.30
120	40	3.56	4.67	1	4.47	2	3.80	5.95
	30	2.95			4.21	1	2.95	4.50
	240	13.31	10.48	3				
	120	7.67	10.38	2	9.96	3	8.55	17.70
	90	5.90	7.67	2	6.60	3	6.88	13.40
	75	5.28	6.88	2	8.40	2	6.20	10.95
	60	4.42	7.13	1	6.20	2	5.28	8.85
	50	4.18	5.65	1	5.03	2	4.46	7.30
105	40	3.26	4.42	1	4.18	2	3.59	5.95
	30	2.62			3.80	1	2.95	4.50
	25	2.40			3.24	1	2.38	3.56
	20	2.39			2.67	1	2.08	2.98
	105	6.81	8.23	2	7.57	3	7.17	15.55
	90	5.90	7.05	2	6.31	3	6.56	13.40
	75	5.03	6.30	2	7.74	2	5.92	10.95
	60	4.42	6.26	1	5.64	2	4.75	8.85
90	50	3.87	5.28	1	4.70	2	4.18	7.30
	40	3.25	4.11	1	3.85	2	3.54	5.95
	30	2.66			3.80	1	2.66	4.50
	25	2.40			2.99	1	2.36	3.56
	20	2.08			2.33	1	1.72	2.98
	180	10.04	8.04	3				
	90	5.60	6.59	2	5.69	3	5.90	13.40
	75	4.79	5.70	2	6.64	2	5.28	10.95
80	60	4.14	5.95	1	6.47	2	4.42	8.85
	50	3.53	5.03	1	4.42	2	3.80	7.30
	40	2.98	3.82	1	3.62	2	3.25	5.95
	30	2.70			3.56	1	2.70	4.50
	25	2.36			2.65	1	2.33	3.56
	20	2.08			2.36	1	1.72	2.98
	80	5.00	5.53	2	5.10	3	5.09	11.98
	75	4.76	5.45	2	6.20	2	5.03	10.95
70	60	4.11	5.69	1	5.00	2	4.39	8.85
	50	3.54	4.67	1	4.18	2	3.66	7.30
	40	2.95	3.52	1	3.56	2	3.19	5.95
	30	2.33			3.51	1	2.33	4.50
	25	2.08			2.66	1	2.08	3.56
	20	1.72			2.38	1	1.72	2.98
	75	4.40	4.22	2	5.03	2	4.16	10.33
	60	3.84	5.10	1	4.45	2	3.84	8.85
70	50	3.54	4.40	1	3.80	2	3.54	7.30
	40	2.95	3.19	1	3.26	2	2.95	5.95
	30	2.33			3.21	1	2.33	4.50
	25	2.08			2.66	1	2.08	3.56
	20	1.72			2.38	1	1.72	2.98

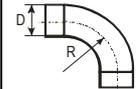
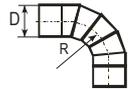
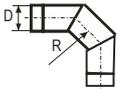
Tabla 14.10 Longitud equivalente en conductos rectangulares (cont.)

Dimensiones del conducto (cm)		Codo de radio sin guías	Codo de radio con guías			Codos cuadrados		
W	D	Relación de radio $R/D = 1.25$	$R_t = 150$ mm (recomendado)	$R_t = 75$ mm (aceptable)	Guías cambio de dirección Doble espesor	Guías cambio de dirección Simple espesor		
Longitud equivalente de conducto recto (m)								
				Deflectores		Deflectores		
60	240	11.28	5.65	3			6.82	23.83
	180	9.46	5.13	3			6.26	21.46
	120	6.55	6.02	2	5.96	3	5.32	18.30
	60	3.74	4.75	1	4.17	2	3.53	8.85
	50	3.26	3.84	1	3.54	2	2.95	7.30
	40	2.91	3.25	1	2.92	2	2.64	5.95
	30	2.33			2.99	1	2.34	4.50
	25	2.05			2.33	1	2.06	3.56
	20	1.75			2.08	1	1.73	2.98
	15	1.47					1.17	2.36
50	200	9.47	4.88	3			5.65	19.83
	150	7.75	5.65	2			5.03	17.41
	100	6.50	4.50	2	4.13	3	4.13	14.57
	50	3.25	3.52	1	2.95	2	2.95	7.30
	40	2.66	2.61	1	2.70	2	2.37	5.95
	30	2.05			2.66	1	2.05	4.50
	25	1.80			2.37	1	1.80	3.56
	20	1.47			2.08	1	1.47	2.98
	15	1.17					1.17	2.36
40	160	7.72	2.76	3			4.18	14.26
	120	6.22	3.63	2	3.52	3	3.56	12.87
	80	4.43	3.26	2	2.67	3	3.25	11.24
	40	2.66	2.36	1	2.40	2	2.08	5.95
	30	2.05			2.34	1	1.76	4.50
	25	1.76			1.77	1	1.49	3.56
	20	1.47			1.81	1	1.47	2.98
	15	1.17					1.17	2.36
30	120	5.64	2.34	2	2.34	3	2.95	9.84
	90	4.71	2.10	2	2.10	3	2.67	8.95
	60	3.25	2.42	1	2.42	2	2.32	7.74
	30	2.05			2.01	1	1.49	4.50
	25	1.76			1.49	1	1.47	3.56
	20	1.47			1.47	1	1.16	2.98
	15	1.15					0.88	2.36
25	100	5.53	1.79	2	1.88	3	2.33	7.99
	75	3.81	1.79	2	2.36	2	2.07	7.18
	50	2.65	2.08	1	1.78	2	1.78	6.25
	25	1.47			1.49	1	1.19	3.56
	20	1.19			1.49	1	1.16	2.98
	15	1.19					0.88	2.36
20	80	3.82	1.53	2	1.23	3	1.79	6.26
	60	3.21	1.77	1	1.49	2	1.79	5.65
	40	2.33	1.15	1	1.47	2	1.47	4.73
	20	1.16			1.17	1	0.89	2.98
	15	0.88					0.89	2.36
15	60	2.95	1.17	1	1.19	3	1.19	4.45
	45	2.37	0.88	1	1.19	2	1.17	3.83
	30	1.72			1.19	1	0.89	3.01
	15	0.88					0.89	2.36

La longitud equivalente del codo se ha encontrado tomando el valor medio entre los valores destacados en la Tabla 14.9, siendo igual a 2.35 m.

Los valores de longitud equivalente en codos de sección circular pueden determinarse a partir de la Tabla 14.11.

Tabla 14.11 Longitud equivalente en codos de sección circular

Diámetro del codo (cm)	Liso de 90°  R/D=1.5	90° 5 piezas  R/D=1.5	90° 3 piezas  R/D=1.5	45° 3 piezas  R/D=1.5	Liso de 45°  R/D=1.5
Longitud equivalente de conducto recto (m)					
8	0.73	0.96	1.92	0.48	0.34
10	0.89	1.20	2.40	0.60	0.44
12	1.08	1.44	2.88	0.72	0.54
14	1.26	1.66	3.32	0.83	0.63
16	1.44	1.90	3.80	0.95	0.73
18	1.63	2.16	4.32	1.08	0.82
20	1.81	2.40	4.80	1.20	0.92
22		2.64	5.28	1.32	
24		2.88	5.76	1.44	
26		3.12	6.24	1.56	
28		3.36	6.72	1.68	
32		3.84	7.68	1.92	
36		4.34	8.68	2.17	
40		4.82	9.64	2.41	
44		5.30	10.60	2.65	
48		5.76	11.52	2.88	
52		6.24	12.48	3.12	
56		6.70	13.40	3.35	
60		7.20	14.40	3.60	

g) Determinar la pérdida de presión dinámica desde el ventilador hasta la boca final, siguiendo las ecuaciones 14.35 o 14.36.

En este caso, las velocidades en el ventilador (1) y al final del conducto (2) son:

$$c_1 = 7 \text{ m/s}; c_2 = \frac{\dot{V}_2}{A_2} = \frac{500 / 3600}{0.032} = 4.34 \text{ m/s}$$

Por tanto:

$$\Delta z_d = 0.75 \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} = 0.75 \Delta z_d = 0.75 \frac{4.34^2 - 7^2}{2 \cdot 9.81} = -1.153 \text{ m.c.aire} = -1.43 \text{ mm.c.a.}$$

Esta pérdida, al resultar negativa, es una recuperación.

h) Determinar la pérdida de carga.

La pérdida de carga total se determina multiplicando la longitud equivalente total de la conducción desde el ventilador hasta la boca 15, 67.35 m, por la pérdida de carga unitaria, 0.09 mm c.a. y restando la recuperación dinámica:

$$\Delta z_{1-2} = \Delta z_f + \Delta z_s + \Delta z_d = (L + (L_e)_s) \frac{\Delta z_f}{L_e} + \Delta z_d = (65 + 2.35) 0.09 - 1.43 = 4.63 \text{ mm.c.a.}$$

i) Determinar la presión estática en el ventilador.

La presión estática total en la descarga del ventilador se obtiene sumando la pérdida de carga total a la presión relativa requerida en las bocas (3.8 mm c.a.):

$$z_1 = \Delta z_{1-2} + z_2 = 4.63 + 3.8 = 8.43 \text{ mm c.a.}$$

El inconveniente de este método es que la presión de impulsión no es la misma en todas las bocas. Esto suele requerir la colocación de compuertas o deflectores que permitan igualar los caudales y las velocidades de impulsión en todos los extremos. Por el contrario, este método suele proporcionar superficies totales de conductos más reducidas que el método de recuperación estática.

14.7.2.2. Método de recuperación estática.

El fundamento de este método consiste en dimensionar el conducto de manera que el aumento de presión estática (recuperación o ganancia debida a la reducción de velocidad) en cada rama o boca de impulsión, compense las pérdidas por rozamiento en la siguiente sección del conducto. De esta forma, la presión estática será la misma en cada boca y al comienzo de cada rama. En este caso los pasos a seguir son:

- Seleccionar una velocidad inicial máxima para la descarga del ventilador.
- Determinar la sección mínima del conducto hasta la primera derivación (I).
- Determinar, según la Tabla 14.5, las dimensiones de la sección del conducto hasta la primera derivación (I). El procedimiento y la solución en este caso coinciden con lo visto en el método de carga constante.
- Determinar las reducciones de velocidad que generan la completa recuperación de la presión estática en cada tramo de la red de conductos. En el ejemplo de la Figura 14.7 se debe alcanzar $p_1 = p_2$. Para lograrlo, la disminución de presión dinámica debe compensar las pérdidas por fricción causadas en la propia derivación (pérdida secundaria) y en el tramo recto de conducto hasta dicha derivación:

$$\Delta z_d = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} = \Delta z_{f1-2} + \Delta z_s \quad (14.40)$$

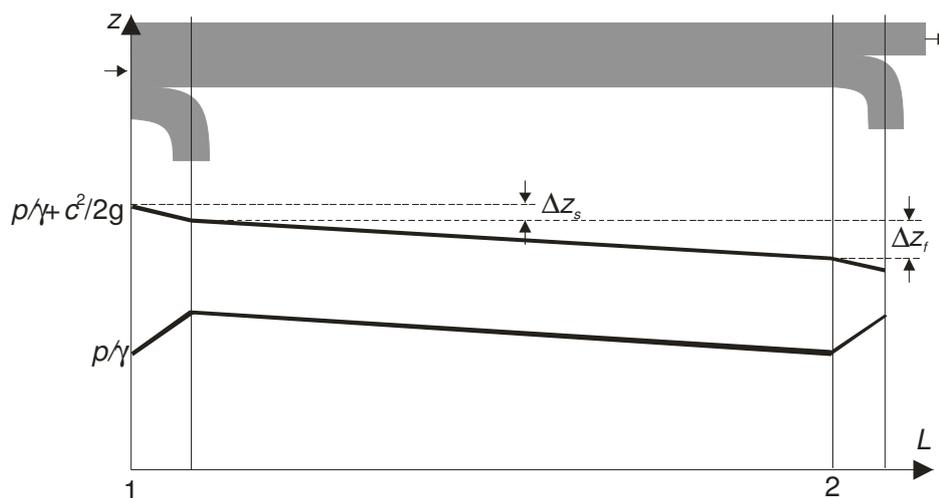


Figura 14.7 Evolución de las alturas de presión estática y dinámica en una red de conductos diseñada con el método de la recuperación estática

- Calcular las dimensiones de las secciones que permiten alcanzar dichas velocidades, para lo cual se requiere ir aumentando la sección total a medida que se suceden las derivaciones.

Una vez calculadas las dimensiones de los conductos, deben seleccionarse éstos de entre los disponibles, y ocurre a menudo que las dimensiones disponibles son diferentes a las calculadas, por lo que la recuperación de pérdidas dinámicas conduce a presiones estáticas ligeramente diferentes en las diferentes bocas de impulsión.

El inconveniente de este método es que la superficie total de conductos que es necesario instalar resulta mayor que con el método de la pérdida de carga constante, pero tiene como ventajas un menor requerimiento de presión en el ventilador y que no es necesario un equilibrado final de la instalación.

Existe una variante de este método en la que, en vez de mantenerse la presión estática constante (al compensarse las pérdidas por fricción con la recuperación dinámica), se reduce la presión estática igualmente en todo el sistema. De esta forma, se mantiene la ventaja de la uniformidad en las presiones de impulsión y además se reduce la superficie de conductos, pero aumenta el requerimiento de potencia del ventilador y además el sistema requiere de un equilibrado final que complica la instalación.

14.8 Bibliografía.

1. Pinazo, J.M. Cálculo de conductos. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, ISBN 8495010070. 2000.
2. www.mie.esab.upc.es/df/fluids/moody.htm.
3. Wang, S.K. Handbook of air conditioning and refrigeration. McGraw-Hill, 2nd ed. 2000.
4. Manual del aire acondicionado. (Handbook of air conditioning system design). Carrier Air Conditioning Company. Marcombo, 1999.
5. Aire acondicionado. Cuadernos El Instalador. Suplemento de El Instalador, 345. Madrid, 1999.