

Enrique Torrella Alcaraz

LA PRODUCCIÓN DE FRÍO

EDITORIAL

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Primera edición, 1996 ▪ reimpresión, 2015

© de la presente edición: Editorial Universitat Politècnica de València
distribución: telf. 96 387 70 12 / www.lalibreira.upv.es / Ref.: 0021_07_02_05

© Enrique Torrella Alcaraz

Imprime: Byprint Percom, s.l.

ISBN: 978-84-7721-367-3

Depósito Legal: V-492-1996

Queda prohibida la reproducción, distribución, comercialización, transformación, y en general, cualquier otra forma de explotación, por cualquier procedimiento, de todo o parte de los contenidos de esta obra sin autorización expresa y por escrito de sus autores.

Impreso en España

ÍNDICE

TEMA 1. EVOLUCIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE FRÍO	17
1. MÉTODOS BASADOS EN MEDIOS QUÍMICOS	26
2. MÉTODOS BASADOS EN MEDIOS FÍSICOS	26
2.1. ELEVACIÓN DE LA TEMPERATURA DE UN REFRIGERANTE	27
2.2. CAMBIO DE ESTADO DE AGREGACIÓN	27
2.2.1. <i>SUBLIMACIÓN</i>	27
2.2.2. <i>FUSIÓN</i>	27
2.2.3. <i>EVAPORACIÓN</i>	28
2.3. EXPANSIÓN DE GASES	29
2.3.1. <i>GAS PERFECTO</i>	29
2.3.2. <i>EFECTO JOULE-THOMSON</i>	29
2.4. MÉTODOS ELÉCTRICOS	29
2.4.1. <i>EFECTO PELTIER (TERMO-ELÉCTRICO)</i>	30
2.4.2. <i>EFECTO ETTINGHAUSEN (MAGNETO-TERMO-ELÉCTRICO)</i>	30
2.4.3. <i>EFECTO HAAS-KEENSON (MAGNETO-TÉRMICO)</i>	30
3. INCIDENCIA INDUSTRIAL	30
TEMA 2. SISTEMAS DE COMPRESIÓN SIMPLE	33
1. ESTUDIO TERMODINÁMICO	35
1.1. PRODUCCIÓN DE FRÍO. MÁQUINA FRIGORÍFICA	36
1.2. BOMBA DE CALOR	37
2. CICLO FRIGORÍFICO DE CARNOT	38
3. CICLO DE UNA MÁQUINA DE COMPRESIÓN PERFECTA	39
4. CICLO EN UNA MÁQUINA REAL DE COMPRESIÓN	41
4.1. EN INTERCAMBIADORES	41
4.1.1. <i>PARA EL CONDENSADOR</i>	41
4.1.2. <i>PARA EL EVAPORADOR</i>	42
4.2. PRESENCIA DE SUBENFRIAMIENTO DE LÍQUIDO Y RECALENTAMIENTO DE VAPOR	45
4.2.1. <i>SUBENFRIAMIENTO DE LIQUIDO</i>	45
4.2.2. <i>RECALENTAMIENTO DEL VAPOR</i>	46
4.2.3. <i>SUBENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO COMBINADOS (INTERCAMBIADOR INTERMEDIO)</i>	47

4.3. COMPORTAMIENTO REAL EN COMPRESOR	48
4.3.1. EFECTOS EN VÁLVULAS (FIG. N° 2.17)	50
4.3.2. ADICIÓN DE CALOR AL VAPOR DE ADMISIÓN	51
4.3.3. TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PAREDES DEL CILINDRO	51
4.3.4. EFECTO DE LAS FUGAS	52
4.3.5. PRESENCIA DE INCONDENSABLES Y LUBRICANTE	52
4.4. PRESENCIA DE PÉRDIDAS DE CARGA	54
4.5. TRAZADO DEL CICLO REAL DE COMPRESIÓN SIMPLE	54
5. BALANCE PARA SISTEMAS ABIERTOS EN RÉGIMEN ESTACIONARIO	55
5.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR	57
5.2. COMPRESORES ADIABÁTICOS	57
5.3. VÁLVULAS DE EXPANSIÓN	57
6. PARÁMETROS DE CALCULO	57
6.1. POTENCIA FRIGORÍFICA “ Q_0 ” [Kcal/h ó kW]	57
6.2. PRODUCCIÓN FRIGORÍFICA ESPECÍFICA “ q_0 ” [Kcal/kg ó kJ/kg]	58
6.3. CAUDAL MÁSIKO CIRCULANTE “m” [kg/h]	58
6.4. CAUDAL VOLUMÉTRICO DESPLAZADO POR EL COMPRESOR “V” [m ³ /h]	58
6.5. PRODUCCIÓN FRIGORÍFICA VOLUMÉTRICA “ q_v ” [Kcal/m ³ ó kJ/m ³]	59
6.6. TRABAJO EXTERIOR SUMINISTRADO	59
6.7. POTENCIA MECÁNICA “P” REQUERIDA [Kcal/h ó kW]	60
6.8. PRODUCCIÓN CALORÍFICA “ Q_k ” EN CONDENSADOR [Kcal/h ó kW]	60
6.9. POTENCIA FRIGORÍFICA ESPECÍFICA “ K_f ” [Kcal/kW·h]	60
7. INCIDENCIA DE LOS PARÁMETROS SOBRE EL FUNCIONAMIENTO	61
7.1. INCIDENCIA DEL GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL LIQUIDO	63
7.2. INCIDENCIA DEL GRADO DE RECALENTAMIENTO DEL VAPOR	64
7.2.1. RECALENTAMIENTO ÚTIL	66
7.2.2. RECALENTAMIENTO “MENOS ÚTIL”	68
7.3. INCIDENCIA DE LAS PRESIONES DE FUNCIONAMIENTO	69
7.3.1. PRESIÓN O TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN	69
7.3.2. PRESIÓN O TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN	73
7.4. INFLUENCIA DEL SUBENFRIAMIENTO-RECALENTAMIENTO COMBINADOS	76
7.5. INCIDENCIA DE LAS PERDIDAS DE CARGA	77

TEMA 3. FLUIDOS FRIGORÍGENOS	81
1. EVOLUCIÓN Y NOMENCLATURA	83
2. CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS FRIGORÍGENOS	90
3. INCIDENCIA DE LA NATURALEZA DEL FLUIDO FRIGORÍGENO	91
3.1. ACCIÓN SOBRE LA PRODUCCIÓN DE FRIGORÍFICA ESPECÍFICA ..	91
3.2. INFLUENCIA SOBRE LA PRODUCCIÓN VOLUMÉTRICA ESPECÍFICA	94
3.3. INFLUENCIA SOBRE EL TRABAJO ESPECÍFICO	95
3.4. TEMPERATURA FINAL DEL PROCESO DE COMPRESIÓN	96
4. ELECCIÓN DEL FLUIDO FRIGORÍGENO. CRITERIOS	97
4.1. CRITERIOS TÉRMICOS	97
4.2. CRITERIOS TÉCNICOS	98
4.3. CRITERIOS DE SEGURIDAD	99
4.4. CRITERIOS MEDIOAMBIENTALES	100
4.4.1. <i>EL OZONO ATMOSFÉRICO</i>	100
4.4.2. <i>EL EFECTO INVERNADERO</i>	103
4.4.3. <i>ACCIÓN CONJUNTA</i>	104
4.4.4. <i>ACCIONES INTERNACIONALES</i>	105
5. FLUIDOS ALTERNATIVOS	107
5.1. SUSTITUCIÓN DEL R-22	120
5.2. SUSTITUCIÓN EN REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA	124
5.3. SUSTITUCIÓN EN CLIMATIZACIÓN DE VEHÍCULOS	124
5.4. COMPARACIÓN ENERGÉTICA	125
ANEXO 3. TABLAS DE SATURACIÓN DE FLUIDOS FRIGORÍGENOS ..	129
TEMA 4. COMPRESIÓN MÚLTIPLE	183
1. INTRODUCCIÓN	185
2. COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA	185
2.1. RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO	187
2.2. DESRECALENTAMIENTO ENTRE ETAPAS	187
2.2.1. <i>DESRECALENTAMIENTO MEDIANTE UN AGENTE EXTERNO</i> ..	189
2.2.2. <i>DESRECALENTAMIENTO MEDIANTE UN AGENTE INTERNO</i> ...	189
a) Desrecalentamiento por inyección de líquido refrigerante	191
b) Expansión escalonada	192
c) Inyección de líquido con intercambiador de superficie	195
e) Desrecalentamiento y expansión múltiples combinados	197

2.3. ELECCIÓN DE LA PRESIÓN INTERMEDIA	201
2.3.1. IGUALDAD DE RELACIONES DE COMPRESIÓN	201
2.3.2. IGUALDAD DE TEMPERATURAS DE DESCARGA	201
2.3.3. OBTENCIÓN DEL MÍNIMO DE POTENCIA	202
2.3.4. COMPRESORES “COMPOUND”	203
2.3.5. INSTALACIONES CON VARIAS TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN	204
3. ELECCIÓN ENTRE UN SISTEMA DE CICLO SIMPLE Y UN SISTEMA DE CICLO DOBLE	205
4. SISTEMAS DE COMPRESIÓN MÚLTIPLE INDIRECTA. REFRIGERACIÓN EN CASCADA	205
4.1. ANÁLISIS TEÓRICO	206
4.1.1. CAUDALES MÁSCOS	207
4.1.2. POTENCIAS NECESARIAS	208
4.1.3. ANÁLISIS REAL	210
4.2. LA CASCADA INCORPORADA O “AUTO-CASCADA”	213
TEMA 5. LA MÁQUINAS DE ABSORCIÓN	217
1. INTRODUCCIÓN	219
2. SISTEMAS TRITÉRMICOS. PRINCIPIOS BÁSICOS	219
3. MODOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN	223
4. FLUIDOS EMPLEADOS. LAS MEZCLAS FRIGORÍGENAS	225
4.1. REQUERIMIENTOS DEL REFRIGERANTE	225
4.2. REQUERIMIENTOS DEL ABSORBENTE	226
4.3. REQUERIMIENTOS DE LA SOLUCIÓN REFRIGERANTE/ABSORBENTE	226
5. LA MEZCLA AGUA/BROMURO DE LITIO	226
6. LAS MÁQUINAS FRIGORÍFICAS DE ABSORCIÓN	227
6.1. INFLUENCIA CUALITATIVA DE LOS NIVELES TÉRMICOS	228
6.1.1. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERADOR	228
6.1.2. VARIACIÓN EN TEMPERATURA DE CONDENSADOR	228
6.1.3. VARIACIÓN EN TEMPERATURA DE EVAPORADOR	228
6.1.4. COMPARACIÓN DE LAS VARIACIONES	228
6.2. FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE ABSORCIÓN	230

6.3. CARACTERIZACIÓN DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE ABSORCIÓN	232
6.3.1. <i>CONCENTRACIONES EN BRLI-H₂O</i>	232
6.3.2. <i>ESTADOS DE LA CORRIENTE DE REFRIGERANTE</i>	233
6.3.3. <i>CÁLCULO DE LOS CAUDALES MÁSICOS</i>	234
6.3.4. <i>EVOLUCIÓN DE LA MEZCLA REFRIGERANTE-ABSORBENTE</i>	234
6.3.5. <i>EVOLUCIÓN DEL REFRIGERANTE</i>	235
6.3.6. <i>BALANCES ENERGÉTICOS</i>	236
6.4. RESULTADOS	239
6.5. IMPERFECCIONES EN EL FUNCIONAMIENTO	242
6.5.1. <i>CRISTALIZACIÓN</i>	242
6.5.2. <i>PÉRDIDAS DE CARGA</i>	243
6.5.3. <i>PRESIÓN HIDROSTÁTICA</i>	244
6.5.4. <i>ALEJAMIENTO DE LAS CONDICIONES DE EQUILIBRIO</i>	244
7. LA BOMBA DE CALOR DE ABSORCIÓN	245
7.1. FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE LA BOMBA DE CALOR DE ABSORCIÓN	245
8. UTILIZACIÓN DE LA MEZCLA AMONIACO-AGUA	247
8.1. RECTIFICADOR	247
8.2. EL SISTEMA ELECTROLUX	249
9. SISTEMAS DE DOBLE ETAPA	249
10. EL TRANSFORMADOR DE CALOR	250
10.1. ANÁLISIS TERMODINÁMICO	251
10.2. ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DE UN TRANSFORMADOR DE CALOR (FIG. N° 5.29)	252
10.3. SISTEMÁTICA DE CÁLCULO	254
11. CAMPOS DE APLICACIÓN	255
TEMA 6. LOS SISTEMAS TRITÉRMICOS DE EYECCIÓN	257
1. ANTECEDENTES	259
2. DISPOSICIÓN BÁSICA	259
3. BASES TERMODINÁMICAS	260
4. PROCESOS FUNDAMENTALES	261
4.1. CICLO PERFECTO	263
4.2. CICLO REAL	263

5. PROCESO DE CÁLCULO	264
5.1. EXPANSIÓN EN LA TOBERA CONVERGENTE-DIVERGENTE	265
5.2. MEZCLA DE CORRIENTES	266
5.3. ONDA DE CHOQUE	266
5.4. COMPRESIÓN EN EL DIFUSOR	268
5.5. PROCESO DE CONDENSACIÓN	268
5.6. ENERGÍA APORTADA AL SISTEMA	268
5.7. EFICIENCIA ENERGÉTICA (COP)	269
6. CARACTERIZACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO	269
7. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE EYECCIÓN	272
7.1. EVAPORADORES (FLASH-TANK)	272
7.2. CONDENSADORES	273
8. OTROS REFRIGERANTES	274
TEMA 7. LA MÁQUINA DE AIRE	277
1. INTRODUCCIÓN	279
2. BASES DE CÁLCULO	279
2.1. MÁQUINA PERFECTA.	280
2.2. MÁQUINA REAL	283
2.2.1. PROCESO DE COMPRESIÓN	283
2.2.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR	283
2.2.3. PROCESO DE EXPANSIÓN	284
2.2.4. INFLUENCIA DE LA HUMEDAD DEL AIRE	286
3. DISPOSICIONES. ANÁLISIS ENERGÉTICO	287
3.1. DOBLE ETAPA DE COMPRESIÓN.	288
3.2. SISTEMAS REGENERATIVOS.	288
3.3. DOBLE EXPANSIÓN.	289
3.4. COMPARACIÓN ENTRE SISTEMAS	290
TEMA 8. EL EFECTO PELTIER	295
1. LOS FENÓMENOS TERMOELÉCTRICOS	297
2. BALANCE ENERGÉTICO DE UN MODULO IDEAL	299
3. EL DISPOSITIVO FRIGORÍFICO TERMOELÉCTRICO	305
3.1. EFICIENCIA MÁXIMA	306

3.2. POTENCIA FRIGORÍFICA MÁXIMA	307
3.3. DISPOSICIÓN EN CASCADA	310
4. BOMBA DE CALOR	313
5. IMPERFECCIONES DERIVADAS DEL FUNCIONAMIENTO REAL ...	317
5.1. RESISTENCIAS DE CONTACTO	317
5.2. RESISTENCIAS TÉRMICAS ENTRE UNIONES Y ZONAS DE UTILIZACIÓN	317
5.3. PROPIEDADES FÍSICAS VARIABLE CON LA TEMPERATURA	317
TEMA 9. ESTIMACIÓN DEL BALANCE FRIGORÍFICO	319
1. INTRODUCCIÓN	321
2. DATOS DE PARTIDA	323
3. ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO DE ENTRADA	325
3.1. TEMPERATURAS	325
3.2. PROPIEDADES FÍSICAS DEL PRODUCTO	329
3.3. TONELAJE DE ENTRADA. "M _d " [Tm/día]	331
4. TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE CERRAMIENTOS	335
5. CALOR DESPRENDIDO POR EL PRODUCTO	350
6. RENOVACIÓN DE AIRE	351
7. CARGA DEBIDA A LA PRESENCIA DE VENTILADORES Y BOMBAS	356
8. ILUMINACIÓN	357
9. PERSONAS	358
10. MOTORES INTERNOS	359
11. EFECTO DE LA HUMEDAD (MERMAS DE MASA)	360
12. OTRAS PÉRDIDAS. COEFICIENTE DE SEGURIDAD	361
13. POTENCIA FRIGORÍFICA NECESARIA	362
ANEXO 9.I. EL SISTEMA DE PALETIZACIÓN	362
ANEXO 9.II. CARGA A TRAVÉS DE CERRAMIENTOS. CONDICIONES EXTERIORES DE CÁLCULO	364
TEMA 10. COMPRESORES FRIGORÍFICOS	367
1. INTRODUCCIÓN	369
2. CLASIFICACIÓN DE COMPRESORES	369

3. COMPRESORES ALTERNATIVOS	370
3.1. CLASIFICACIÓN	370
3.1.1. COMPRESORES HERMÉTICOS	370
3.1.2. COMPRESORES SEMIHERMÉTICOS	371
3.1.3. COMPRESORES ABIERTOS	371
3.2. RENDIMIENTOS	372
3.2.1. INTERACCIÓN TÉRMICA	374
3.2.2. ROZAMIENTOS EN EL MOVIMIENTO DEL FLUIDO	375
3.2.3. EFECTO DE LAS FUGAS	377
3.2.4. PRESENCIA DE INCONDENSABLES Y LUBRICANTE	377
3.3. ELEMENTOS AUXILIARES	378
3.3.1. ELEMENTOS DEL CIRCUITO DE LUBRICACIÓN	378
3.3.2. DISPOSITIVOS ANTIGOLPE DE LÍQUIDO	380
3.4. EVOLUCIÓN DE POTENCIAS. CURVAS DE CATÁLOGO	380
3.4.1. POTENCIA FRIGORÍFICA	380
3.4.2. POTENCIA CONSUMIDA	382
3.5. CONTROL DE CAPACIDAD	383
3.5.1. REGULACIÓN TODO-NADA	383
3.5.2. REGULACIÓN DISCONTINUA	384
3.5.3. REGULACIÓN POR BY-PASS ENTRE ALTA Y BAJA PRESIÓN	385
3.5.4. BLOCAJE EN POSICIÓN ABIERTA DE VÁLVULAS DE ASPIRACIÓN (ACTUACIÓN SOBRE "Z")	386
3.5.5. LAMINACIÓN DE LOS VAPORES EN LA ASPIRACIÓN (ACTUACIÓN SOBRE V_{ASP} Y R_v)	386
3.5.6. REGULACIÓN SOBRE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN (ACTUACIÓN SOBRE N)	386
3.5.7. REGULACIÓN SOBRE EL ESPACIO MUERTO (ACTUACIÓN SOBRE R_v)	387
TEMA 11. COMPRESORES FRIGORÍFICOS (CONTINUACIÓN)	389
1. INTRODUCCIÓN	391
2. COMPRESORES DE TORNILLO	391
2.1. COMPRESORES DE DOBLE TORNILLO	391
2.1.1. FASES DE FUNCIONAMIENTO	392
2.1.2. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	393
2.1.3. RENDIMIENTOS	394
2.1.4. LUBRICACIÓN	397

2.1.5. CONTROL DE CAPACIDAD	398
2.2. COMPRESORES MONOTORNILLO	400
2.3. RANGO DE POTENCIAS EN MÁQUINAS FRIGORÍFICAS	401
2.4. COMPARACIÓN CON LOS COMPRESORES ALTERNATIVOS	401
3. COMPRESORES DE PALETAS	402
3.1. COMPRESORES DE PALETA ESTACIONARIA	402
3.1.1. FASES DE FUNCIONAMIENTO	403
3.1.2. RENDIMIENTOS	404
3.1.3. ESTANQUEIDAD Y VÁLVULA DE RETENCIÓN	405
3.2. COMPRESOR MULTIPALETA	405
3.2.1. FASES DE FUNCIONAMIENTO	406
3.2.2. GEOMETRÍA	406
3.2.3. ESTANQUEIDAD Y VÁLVULA DE RETENCIÓN	408
3.3. COMPRESORES ROTATIVOS. LUBRICACIÓN	408
3.4. COMPRESORES ROTATIVOS. VENTAJAS	408
3.5. COMPRESORES ROTATIVOS. COMENTARIOS	409
4. COMPRESORES DE ESPIRAL “SCROLL”	409
4.1. FASE DE FUNCIONAMIENTO	409
4.2. COMPRESORES “SCROLL”. VENTAJAS	411
4.3. COMPRESORES “SCROLL”. INCONVENIENTES	411
4.4. COMPRESORES “SCROLL”. VALORES MÁXIMOS DE POTENCIA FRIGORÍFICA	411
5. COMPRESORES CENTRÍFUGOS	412
5.1. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	413
5.2. CONVERSIÓN DE ENERGÍA CINÉTICA EN PRESIÓN	416
5.3. REGULACIÓN DE CAPACIDAD	417
5.4. COMPRESORES CENTRÍFUGOS EN CLIMATIZACIÓN. DOBLE ETAPA	417
TEMA 12. EXPANSORES	419
1. INTRODUCCIÓN	421
2. FUNCIONAMIENTO DEL DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN	421
3. TIPOS DE EXPANSORES	422
4. EXPANSORES MANUALES	423
5. VÁLVULAS DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICAS	424

5.1. VENTAJAS	424
5.2. INCONVENIENTES	425
6. VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS	426
6.1. VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS. TIPOS	429
6.1.1. VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS CON IGUALADOR EXTERNO	429
6.1.2. VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS CON LIMITADOR DE PRESIÓN ...	431
6.1.3. VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS ELECTRÓNICAS	432
6.1.4. VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS SIN TREN TERMOSTÁTICO (AUTOCONTENEDORAS)	432
6.2. VENTAJAS DE LAS VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS	433
6.3. INCONVENIENTES DE LAS VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS	433
7. VÁLVULAS DE FLOTADOR	433
7.1. VÁLVULAS DE FLOTADOR DE ALTA PRESIÓN (FIG. N° 12.15)	434
7.2. VÁLVULAS DE FLOTADOR DE BAJA PRESIÓN (FIG. N° 12.16)	434
8. EXPANSORES DE SECCIÓN CONSTANTE	435
8.1. TUBOS CAPILARES. SUBENFRIAMIENTO /RECALENTAMIENTO ..	437
8.2. TUBOS CAPILARES. COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO	437
TEMA13. EVAPORADORES	439
1. INTRODUCCIÓN	441
2. MECANISMO DE LA EBULLICIÓN	441
2.1. EBULLICIÓN EN RECIPIENTES	441
2.2. EBULLICIÓN EN EL INTERIOR DE TUBOS	443
3. CLASIFICACIÓN	444
4. TIPOS DE EVAPORADORES	447
4.1. EVAPORADORES DE AIRE	447
4.1.1. BATERÍAS	447
4.1.2. FRIGORÍGENOS	448
4.2. EVAPORADORES DE LÍQUIDO	449
4.2.1. EVAPORADORES DE DOBLE TUBO	449
4.2.2. MULTITUBULARES (CARCASA-TUBOS)	449
4.2.3. EVAPORADOR DE SERPENTINES	450
5. CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS	450

6. EVAPORADORES INUNDADOS. INSTALACIONES FRIGORÍFICAS CON RECIRCULACIÓN DE LIQUIDO FRIGORIGENO A BAJA PRESIÓN	453
7. DESESCARCHE	455
7.1. DESESCARCHE POR CIRCULACIÓN DEL AIRE DE LA PROPIA CÁMARA	457
7.2. DESESCARCHE POR RESISTENCIAS ELÉCTRICAS	458
7.3. DESESCARCHE POR DUCHA DE LIQUIDO	458
7.4. DESESCARCHE POR “GAS” CALIENTE	458
TEMA 14. CONDENSADORES	461
1. INTRODUCCIÓN	463
2. CLASIFICACIÓN DE LOS CONDENSADORES	463
3. PROCESO DE CONDENSACIÓN	464
3.1. INCREMENTOS DE TEMPERATURA	466
3.2. COEFICIENTES GLOBALES	466
4. CONDENSADORES DE AIRE	467
4.1. CONDENSADORES DE CONVECCIÓN NATURAL	467
4.2. CONDENSADORES CON VENTILACIÓN FORZADA	468
4.3. CONDENSADORES DE AIRE. COEFICIENTES GLOBALES TEÓRICOS (BANCO DE TUBOS ALETEADOS)	470
4.3.1. COEFICIENTE DE PELÍCULA LADO DEL AIRE	470
4.3.2. COEFICIENTE DE PELÍCULA LADO DEL REFRIGERANTE	471
4.3.3. COEFICIENTE GLOBAL	471
4.4. CURVAS DE CATÁLOGO	472
5. CONDENSADORES DE AGUA	472
5.1. CONDENSADOR DE DOBLE TUBO	472
5.2. DISPOSICIÓN EN CALANDRA	473
5.3. DISPOSICIÓN CARCASA/TUBOS	474
5.3.1. CONDENSADORES HORIZONTALES	474
5.3.2. CONDENSADOR VERTICAL DE AGUA	477
5.4. CONDENSADORES DE PLACAS	478
5.5. CURVAS DE CATÁLOGO	478
6. CONDENSADORES MIXTOS AIRE + AGUA	479
6.1. TORRES DE ENFRIAMIENTO	479
6.2. CONDENSADORES EVAPORATIVOS	486

TEMA 15. ELEMENTOS ACCESORIOS	489
1. INTRODUCCIÓN	491
2. TUBERÍAS DE REFRIGERANTE	491
2.1. LÍNEA DE ASPIRACIÓN	493
2.2. LÍNEAS DE DESCARGA	493
2.3. LÍNEA DE LÍQUIDO	493
2.4. MATERIALES UTILIZADOS	494
3. ACCESORIOS EN LA LINEA DE DESCARGA	495
3.1. LATIGUILLOS ANTIVIBRATORIOS	496
3.2. SEPARADOR DE LUBRICANTE	496
4. ACCESORIOS EN LA LINEA DE LIQUIDO	498
4.1. BOTELLA ACUMULADORA	498
4.2. INTERCAMBIADOR INTERMEDIO	499
4.3. FILTRO DESHIDRATADOR	499
4.4. VISOR DE LIQUIDO	500
4.5. PURGADOR DE INCONDENSABLES	501
5. ACCESORIOS EN LA LINEA DE ASPIRACION	502
5.1. RECIPIENTE ANTI-GOLPE DE LIQUIDO	502

TEMA 1

EVOLUCIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE FRÍO

La historia de la refrigeración artificial, entendiéndose como tal la producción de frío por medios no naturales, tiene su inicio en 1748, en la Universidad de Glasgow (Escocia), donde William Cullen efectúa experimentos con éter bajo vacío.

Los trabajos sobre las leyes de compresibilidad de los gases desarrollados en 1783 por Gay Lussac y Boyle, y la experimentación de Faraday sobre licuefacción de gases, de la misma época, fueron avances importantes para la correcta comprensión de los procesos en la producción de frío. No obstante, uno de los grandes impulsores en este campo es el francés Sadi Carnot (1824), cuyos estudios sobre las máquinas térmicas permanecen vigentes en la actualidad, a pesar de basar sus trabajos en la teoría del “calórico”.



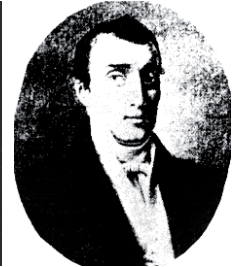
Cullen



Gay-Lussac



Faraday



Carnot

Sir Jhon Leslie se encargó de continuar los trabajos del Dr. Cullen, en la Universidad de Edimburgo, desarrollando en 1810 un sistema de enfriamiento por absorción, a baja temperatura, utilizando ácido sulfúrico como absorbente, y agua como refrigerante. En la misma época, Oliver Evans, inventor de la caldera Cornish, publicó un texto en el que se especificaba la producción de frío industrial por la compresión y expansión de líquidos volátiles en ciclo cerrado.

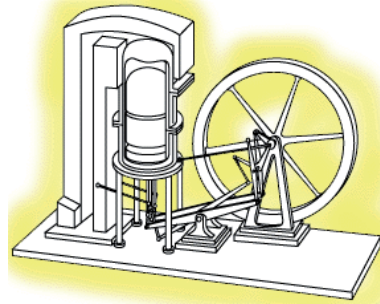


Lesley



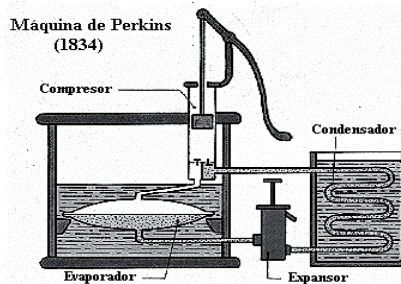
Trevithick

La máquina “Stirling” fue ideada en 1816, antes de las de gasolina o Diesel. Este tipo de máquinas pueden utilizar cualquier tipo de combustible, así como energía solar y aporte de tipo térmico. El inventor fue Robert Stirling en 1816, sacerdote escocés, y en su tiempo la máquina Stirling fue reconocida como un dispositivo seguro, incapaz de explotar como las máquinas de vapor. Siendo una de sus posibilidades el trabajar como sistema de producción de frío.



Stirling y su máquina

La siguiente aportación se debe a Jacob Perkins, éste conocía los trabajos de Oliver Evans y Richard Trevithick, compañero de aquél. Así, los compresores que se fabricaron fueron fruto de las ideas de todos ellos. Jacob Perkins obtuvo la patente Británica número 6662 en 1834, acerca de un compresor y condensador de líquido volátil. El equipo de Perkins funcionó adecuadamente para producir hielo y alcanzó una gran publicidad en Europa como la posible solución para la fabricación comercial de hielo artificial.



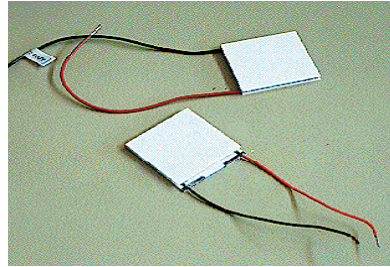
Esquema de la máquina de Perkins

En 1834, un relojero francés, Jean Peltier, descubre que el paso de una corriente eléctrica, a través de un circuito integrado por dos conductores diferentes, produce un efecto de enfriamiento, lo que junto a los trabajos de Seebeck constituyen la base de la refrigeración termoeléctrica. Sin embargo, y debido principalmente a la falta de materiales adecuados, este descubrimiento queda en el olvido durante un largo período de tiempo, hasta la irrupción de los elementos semiconductores, y todo ello a pesar del replanteamiento llevado a cabo por E. Altenkirch (1911). Este último investigador también merece consideración por sus análisis sobre mejoras en las máquinas de absorción, por lo que puede calificarse como un adelantado a su tiempo.

En 1835 Thilorier produce nieve carbónica por expansión de ácido carbónico en fase líquida.



Seebeck



Placas termoeléctricas

El fallo cada vez más frecuente de los suministros de hielo por barco, fue lo que condujo al Dr. John Gorrie a idear una máquina de producción de hielo, para garantizarlo a los enfermos de fiebres de su hospital. Así, en 1844, el Dr. John Gorrie describió su nueva máquina de refrigeración en el *Apalachicola Commercial Advertiser*. Esta fue la primera máquina comercial en el mundo construida y utilizada para refrigeración y acondicionamiento de aire. Con esta base construyó, en 1850, una instalación en el Hospital de la Marina de Apalachicola, y escribió su nombre en la historia como el padre del acondicionamiento del aire y de la fabricación comercial del hielo. La máquina de aire de Gorrie fue perfeccionada posteriormente por Alexander Kirk (1862), y en su versión de tipo abierto por Paul Giffard en 1875.

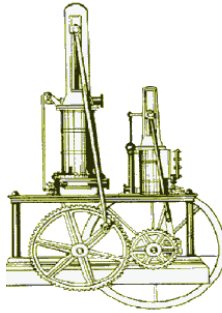


Gorrie y su máquina



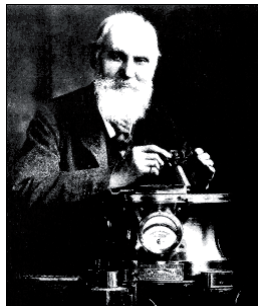
En 1849 Alexander Catlin Twining, ingeniero graduado en West Point y Yale, presentó una inscripción previa de patente en Washington y solicitó una patente en Inglaterra referente a un sistema de compresión para refrigeración, en el que se utilizaba éter como medio refrigerante, cuyo destino era la fabricación de hielo.

En 1851 James Harrison, un periodista escocés, comenzó a estudiar la posibilidad de fabricar hielo por medios mecánicos. Revisó los trabajos de Perkins, Gorrie y Twining, y construyó después un pequeño compresor en Geelong utilizando éter sulfúrico como refrigerante, de modo muy similar al diseño de Twining. Harrison mantenía su interés en lo referente a la congelación de la carne de Australia con vistas a su exportación.



Máquina de compresión de Harrison

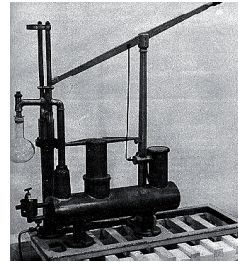
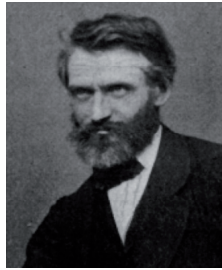
Lord Kelvin, hacia 1852, propuso la utilización de las máquinas de producción de frío como sistemas de calefacción, introduciendo el modo de funcionamiento como “bomba de calor”, concepto que no ha tenido eco hasta las dificultades energéticas derivadas de las crisis del petróleo, y que no fue aplicado de forma práctica hasta 75 años más tarde por T.G.N. Haldane (1927).



W. Thomson (Lord Kelvin)

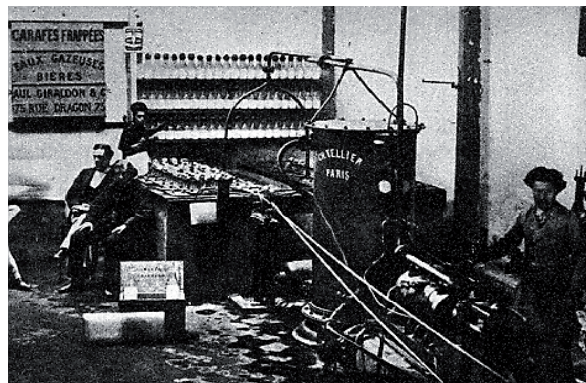
En 1857 aparece en América el primer almacén frigorífico para la conservación de productos perecederos. Este montaje se debe a R. Nice, y era enfriado con hielo que se producía en una máquina de éter.

La invención de la primera máquina frigorífica de absorción se debe al ingeniero francés Ferdinand Carré en 1859, su formación como ingeniero químico le orientó hacia los fenómenos de afinidad. Recuérdese que la afinidad del ácido sulfúrico hacia el agua había sido ya descrita por los sucesores de Cullen, los cuales la utilizaron para activar la evaporación del agua y mejorar su aparato de producción de hielo. Esta máquina de absorción no es comercial hasta 1866, cuando fue puesta a punto por Edmond Carré, hermano pequeño de Ferdinand. Ferdinand Carré es el primero en utilizar el amoníaco como refrigerante. Su máquina de absorción continua se fabrica inmediatamente en París por Mignon y Rovart en 1860-1861. Un avance posterior en las máquinas de absorción se debe a los suecos B. von Platen y Karl G. Munters, y del italiano Guido Mauri, teniendo como consecuencia la fabricación de la máquina “Electrolux”.



F. Carré y su máquina de absorción

Existe otro pionero que jugó un papel considerable, Charles Tellier. Se le conoce como el “padre del frío”, al inventar en 1868 la primera máquina de compresión para producir frío por evaporación de un gas licuable (éter metílico).



Máquina de Tellier

En 1873 David Boyle construye el primer compresor de amoníaco, sustituyendo al éter utilizado hasta entonces.

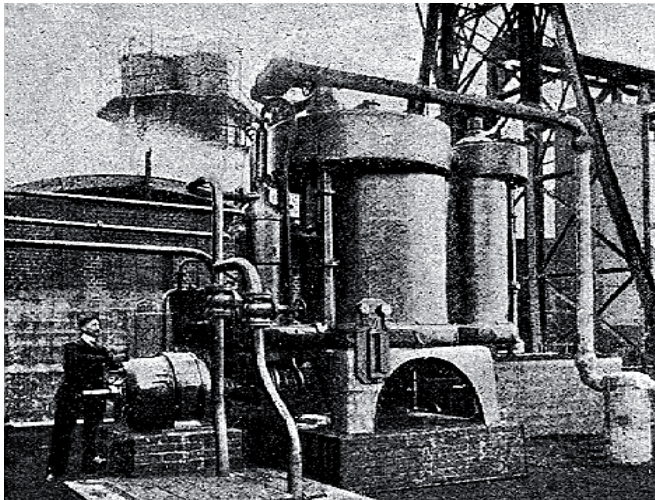
Hacia 1885 las plantas de refrigeración del tipo de compresión accionadas por motor Corliss reemplazaron con rapidez a los diseños de absorción. Si bien la planta de absorción era muy eficiente, en especial a temperaturas bajas, la mayoría de los operadores poseían un conocimiento deficiente de la máquina, y se quejaban de que tales máquinas no se prestaban a aumentar la producción a fin de satisfacer las demandas de hielo en los veranos cálidos.

En 1887, el botánico y geólogo Von Ettingshausen, descubre que cuando un campo magnético actúa normalmente sobre una corriente eléctrica, se genera un gradiente de temperaturas, perpendicular a ambas direcciones, lo que pone de manifiesto el efecto magneto-termo-eléctrico.

Hasta 1887, el aire había resistido todo intento de licuefacción, considerándosele un “gas permanente”, en esta época tanto Cailletet como Pictet alcanzan la licuación del oxígeno, y otros de los gases permanentes. Se había iniciado el estudio de la criogenia o dominio de las muy bajas temperaturas, cuyos avances posteriores se deben a investigadores como Carl von Linde, que consiguió licuar aire por expansión isoentálpica (-182°C a -217°C según presiones); Wrobley-Olzewsky, Dewar, y Kamerlingh Onnes que llega a conseguir un nivel de -271°C con cascadas. También Georges Claude (1899) presenta un procedimiento que lleva su nombre, basado en una expansión isoentrópica con trabajo recuperable. Sistemas mixtos o modificaciones de los preconizados por Linde y Claude son los de Heylandt, Kapitza o Hampson.

Se crea la American Society of Refrigerating Engineers (ASRE) en 1904. La ASRE fue organizada en la sede central de la American Society of Mechanical Engineers (ASME).

En 1908 aparece la primera máquina en utilizar agua como fluido refrigerante, según el sistema de eyección, siendo sus propulsores Leblanc-Westinghouse.

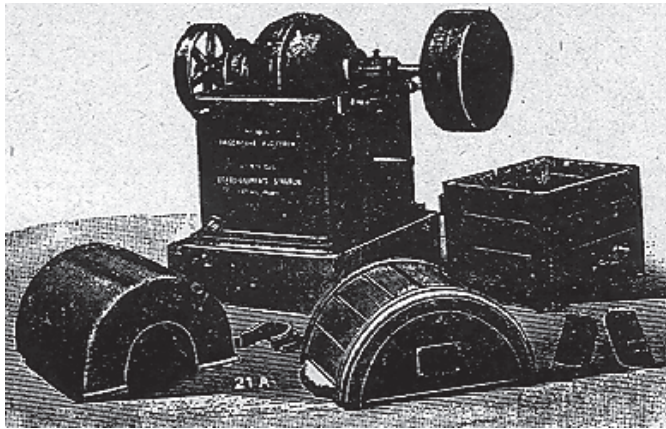


Máquina de Westinghouse-Leblanc

El calendario de acontecimientos relacionados con la refrigeración en los primeros años del siglo XX, se caracteriza por los siguientes hitos:

En 1908, se organizó en París el primer Congreso Internacional sobre refrigeración. En esta fecha también se produce la aparición del sistema de eyección de vapor propuesto por Leblanc.

En 1911, General Electric inició la fabricación de la máquina frigorífica doméstica “Audiffren”.



Máquina Audiffren

En 1912, fue presentado el Gráfico Psicrométrico de las propiedades del aire por el Dr. Willis H. Carrier.

En 1916, se publicaron datos aprobados por la ASRE sobre condensadores frigoríficos, así como sobre temperaturas de alimentos que pueden alcanzarse durante el transporte, y el Bureau of Standards publicó nuevos coeficientes de transmisión de calor.

En 1919 la energía eléctrica comenzó a dominar en los motores de las plantas de refrigeración, y los compresores de carrera corta y gran velocidad se propagaron con gran rapidez.

En 1920, la definición de la tonelada patrón de refrigeración para los Estados Unidos fue adoptada por ASRE y ASME. El cloruro de metilo apareció por primera vez en el cuadro de la refrigeración. La expansión directa en serpentines de amoníaco se hizo más popular en las cámaras de almacenamiento en frío y cámaras congeladoras.

En 1923 apareció la pequeña máquina frigorífica refrigerada por aire, y prosiguieron las investigaciones y los trabajos de ingeniería concernientes a las máquinas frigoríficas de pequeño tamaño.

Hacia 1930 se produjo una quiebra del mercado de capitales y sobrevino una depresión mundial. En este período, no obstante, continuaron los progresos en las investigaciones sobre refrigeración. Aparecieron nuevos fluidos refrigerantes del grupo del “Freon”, así como compresores más rápidos, no sólo para uso doméstico, sino también para grandes instalaciones.

En 1936 Haas-Keenson alcanzan la temperatura de 0.05 K (con la consideración de 0 K = -273.04°C), utilizando la técnica de Weiss y Picard.

En el campo de la alimentación, los progresos en congelación rápida no solamente hicieron avanzar la ciencia y la economía de la conservación de productos alimenticios perecederos, sino que variaron la estrategia del almacenamiento en frío por congelación, en el ámbito mundial. Además, con la llegada de la congelación rápida se desarrolló una

técnica de almacenamiento en frío consistente en la construcción de naves dedicadas a un solo producto que requiriese un control de la atmósfera para satisfacer sus necesidades, tales como almacenes para manzanas, peras y uvas, o para cítricos, pieles o productos textiles.

Hacia 1940, y con el comienzo de la Segunda Guerra Mundial, se introdujo la técnica del tratamiento de aire en un número continuamente creciente de aplicaciones. La refrigeración del aire en grandes almacenes, restaurantes, hoteles y hospitales ha llegado a ser una práctica aceptada, y se han emprendido extensas investigaciones en relación con los métodos más idóneos para la refrigeración de automóviles, aviones y viviendas. La guerra frenó en parte este tipo de investigaciones, excepto en lo referente a los esfuerzos orientados a los campos bélico y económico.

En la actualidad los almacenes refrigerados destinados al almacenamiento en frío y congelación son considerados un factor esencial para la conservación económica de la mayor parte de las sustancias comestibles perecederas, a excepción de los frutos y verduras de origen tropical. Centenares de nuevas aplicaciones de refrigeración para conservación y protección existen en la actualidad en museos, bibliotecas, talleres de imprenta, elaboración de productos textiles, construcción de embalses, tratamiento de metales, etc...

El desarrollo de la tecnología frigorífica, iniciada en 1748, hace ya 250 años, ha llegado a ser uno de los factores esenciales de la vida cotidiana y la economía de nuestros días, aumentado su importancia de manera progresiva con su introducción en nuevos campos industriales. Evidentemente, la evolución histórica comentada precedentemente ha dado como resultado la implantación de una serie de métodos destinados a la producción de frío, a la cual vamos a pasar revista, clasificándolos atendiendo al origen del fenómeno en que se basan. Así pueden considerarse:

1. MÉTODOS BASADOS EN MEDIOS QUÍMICOS

Estos métodos están basados en la disolución de un sólido en un líquido, proceso en el que la disgregación de las moléculas del sólido precisa un cierto consumo de energía, y de ahí su carácter endotérmico. Un ejemplo de aplicación es la mezcla, en proporciones iguales, de agua y nitrato amónico, cuyo resultado es el descenso de la temperatura en unos veinte grados.

El enfriamiento no es el caso general ante una mezcla, ya que en ocasiones el proceso se acompaña de un desprendimiento de calor, producto de la reacción entre los componentes, que supera con creces la energía absorbida en el proceso de dilución.

Dado su carácter discontinuo y baja generación de potencia frigorífica específica, su utilización queda prácticamente restringida a pruebas de laboratorio, sin incidencia en el área industrial.

2. MÉTODOS BASADOS EN MEDIOS FÍSICOS

La utilización de máquinas de producción de frío, fundamentadas en fenómenos físicos, abarca un buen número de posibilidades, que pueden subdividirse en los siguientes apartados:

2.1. ELEVACIÓN DE LA TEMPERATURA DE UN REFRIGERANTE

La baja temperatura se obtiene en el fluido refrigerante, y el proceso de “producción de frío”, o dicho con mas propiedad de “absorción de calor” del producto a enfriar, se reduce a una mera transmisión de calor. Tal es el caso de la refrigeración indirecta, en la que un fluido “frigorífero”, convenientemente tratado, elimina calor en un proceso.

Evidentemente, la nueva utilización del caudal de frigorífero requiere a su vez la cesión de calor, por parte de éste, en una máquina destinada a su regeneración.

2.2. CAMBIO DE ESTADO DE AGREGACIÓN

La necesidad de un aporte de calor a una sustancia para que tenga lugar su paso bien de sólido a líquido, de sólido a vapor, o de líquido a vapor, puede utilizarse en refrigeración. También ahora la baja temperatura se obtiene en el refrigerante, no obstante, a diferencia con el caso anterior, se pone en juego básicamente un calor latente y no únicamente sensible como era el caso de elevación de temperatura. En función del cambio de estado puede distinguirse:

2.2.1. SUBLIMACIÓN

El paso de sólido a vapor se produce espontáneamente, a presión atmosférica, sólo en algunas sustancias, como es el caso de la nieve carbónica o hielo seco, cuya sublimación tiene lugar a una temperatura de aproximadamente -79°C , con un calor latente de cambio de estado de 139 Kcal/Kg, evidentemente este vapor aún puede absorber un calor sensible hasta la temperatura ambiental.

Debe indicarse que otras sustancias pueden alcanzar la sublimación, siempre y cuando la presión ambiental sea la adecuada, tal es el caso del hielo que precisa un nivel inferior a los 4 mm. de Hg., lo que dificulta su aplicación práctica como método de enfriamiento, si bien se presenta en el proceso de liofilización como sistema de reducción de masa en productos ricos en agua.

2.2.2. FUSIÓN

Durante la licuación de un sólido se debe aportar una cantidad de calor, por unidad de masa, igual al calor latente de fusión, por tanto sustancias de bajo punto de solidificación son aptas para la refrigeración de otros productos.

Los ejemplos más comunes de utilización son de un lado el hielo, cuya incidencia es importante en nuestro país, y las mezclas eutécticas de uso en transporte frigorífico.

Una vez finalizada la fusión debe, bien renovarse el sólido o producir nuevas cantidades, lo que implica la existencia de una máquina aneja capaz a su vez de producir el frío necesario para lograrlo.

2.2.3. EVAPORACIÓN

De la misma forma que en sublimación o fusión, el calor latente de vaporización de un líquido puede ser una vía de absorción de calor a baja temperatura, con líquidos de bajo punto de ebullición. El aprovechamiento de este cambio de agregación pasa por dos vías:

a) Con fluido perdido.

El vapor producido por adición de calor a una masa líquida se pierde, diluyéndose en la atmósfera, por lo que debe asegurarse que carezca de efecto nocivos sobre ésta. Tal es el caso del nitrógeno utilizado en túneles de congelación y transporte frigorífico.

b) Con recuperación de los vapores resultantes.

El sistema de captación del fluido evaporado con destino a su reutilización, da origen a la siguiente serie de máquinas:

- Máquinas de **compresión**; la absorción de vapores la realiza un equipo que consume potencia mecánica “el compresor”, el cual los descarga a una presión superior, a la que estos vapores pueden relicuarse por cesión de calor a un agente externo.
- Máquinas de **absorción**; los vapores se recuperan utilizando la avidéz, que por estos tiene una solución líquida, la resultante es una nueva solución líquida, que es bombeada a un separador en el que, por aporte de energía calorífica, se produce una nueva separación de vapores que, como en la máquina de compresión, pueden ser condensados por transmisión de calor al exterior.
- Máquinas de **adsorción**; de funcionamiento similar a las de absorción, diferenciándose en que los vapores son ahora recuperados por un sólido en lugar de una solución líquida.
- Máquinas de **eycción**; el método de absorción de vapores es el efecto Venturi, creado por la inyección de una corriente a alta velocidad, el aumento de presión para alcanzar unas condiciones satisfactorias de condensación se logra mediante onda de choque y paso a través de un difusor.

De la explicación esquemática de estas máquinas, se puede observar que una vez producida la corriente de vapores, se siguen una serie de transformaciones destinadas a su nueva relicuación, que se produce a una presión superior a la de utilización. Una expansión del líquido condensado hasta la presión de ebullición permite la obtención de un porcentaje de líquido a baja presión y temperatura, apto para continuar el proceso de enfriamiento. Por lo tanto, las máquinas reseñadas anteriormente pueden denominarse tanto de evaporación como de expansión de líquido, pues ambos procesos son necesarios para un correcto funcionamiento cíclico.

2.3. EXPANSIÓN DE GASES

En el punto anterior se ha visto como la expansión de un líquido puede ser la base de distintas máquinas de producción de frío, si el descenso de presión tiene lugar en un gas, el resultado puede abarcar distintas posibilidades, atendiendo a la forma en que este se produzca y al propio comportamiento del fluido.

2.3.1. GAS PERFECTO

Caso de considerar que el comportamiento del fluido se puede aproximar al de gas perfecto, cabe distinguir:

- a) Expansión isoentálpica.

Con una transformación en la que se mantiene constante el valor de la entalpía específica (estrangulamiento), el descenso de temperatura asociado a la caída de presión es nulo.

- b) Expansión isoentrópica.

El descenso de presión se realiza por paso a través de una turbina, produciendo trabajo y ocasionando, ahora sí, un descenso en la temperatura. Este proceso es la base de la denominada “Máquina de aire”, en la que este fluido es sucesivamente comprimido, enfriado y expansionado, para lograr el efecto frigorífico.

Por otra parte, existe un método denominado de **Vortex o Ranque-Hilsh**, que puede incluirse dentro de este apartado, dado que en esencia se trata de la introducción en un tubo de una corriente de aire comprimido de forma tangencial. Este tubo actúa como una rudimentaria turbina, dando como resultado un enfriamiento del aire que ocupa su zona central y un calentamiento en la periferia.

2.3.2. EFECTO JOULE-THOMSON

Si la expansión tiene lugar en un gas real, aunque esta tenga lugar de forma isoentálpica, la temperatura final obtenida puede ser mayor o menor que la inicial, todo ello dependiendo del coeficiente local de Joule-Thomson. Este coeficiente representa la pendiente de la línea isoentálpica en el punto considerado, y define con su signo la variación de la temperatura con la presión.

El efecto Joule-Thomson tiene su campo de aplicación en la producción de gases licuados a muy baja temperatura.

2.4. MÉTODOS ELÉCTRICOS

La utilización de fenómenos eléctricos o magnéticos en el campo del frío pasa por las siguientes posibilidades:

2.4.1. EFECTO PELTIER (TERMO-ELÉCTRICO)

El efecto inverso al de medida de temperaturas mediante termopares (efecto Seebeck) es conocido como efecto Peltier, por el cual se obtiene una fuente fría y otra caliente, al provocar el paso de una corriente eléctrica por el circuito formado por dos elementos semiconductores.

2.4.2. EFECTO ETTINGHAUSEN (MAGNETO-TERMO-ELÉCTRICO)

La introducción de dos campos, eléctrico y magnético, perpendiculares entre sí, induce un campo térmico sobre un conductor en la tercera dirección espacial.

2.4.3. EFECTO HAAS-KEENSON (MAGNETO-TÉRMICO)

La orientación forzada, mediante un campo magnético, de las moléculas de una sal paramagnética, seguida de su enfriamiento, provoca, al desaparecer el campo, una fuerte caída de temperatura, debido a la energía necesaria para la reconstitución de la configuración inicial, que la sal convenientemente aislada debe tomar de sí misma. En base a este método es posible conseguir niveles térmicos muy próximos al cero absoluto de temperaturas.

La clasificación presentada no pretende ser en modo alguno exhaustiva ni cerrada, viéndose en la actualidad una efervescencia en el estudio de métodos, provocada por el impacto medioambiental de los derivados halogenados, lo que ha llevado a la revisión de algunos de los considerados obsoletos, y a la generación de nuevos procesos, entre estos últimos se encuentran la aplicación de la tecnología del láser o la utilización de ondas sonoras de alta densidad (fenómeno termoacústico).

3. INCIDENCIA INDUSTRIAL

La gran mayoría de las plantas destinadas a la refrigeración industrial (dejando a un lado el campo de la criogenia), sea cual sea el tamaño, desde los frigoríficos domésticos hasta los más grandes sistemas industriales, utilizan el sistema de compresión del vapor para la producción de frío. Los demás sistemas enumerados se utilizan en determinadas circunstancias, y algunos de ellos en raras ocasiones, bien por obsoletos, bien por estar en vías de perfeccionamiento. Por ejemplo, el sistema de absorción se utiliza en grandes plantas químicas, en aire acondicionado y en algunos frigoríficos domésticos. Esto se debe a que este sistema necesita una entrada de calor a una temperatura no demasiado alta, y por tanto encuentra aplicaciones donde ese calor está disponible como un deshecho.

El ciclo de aire, en el cual la temperatura se reduce por un proceso de expansión, del que se obtiene trabajo, fue utilizado durante muchos años en refrigeración marítima, debido principalmente a su seguridad. En la actualidad es usado para la refrigeración de las cabinas de los aviones, si bien en este campo también encuentra una dura competencia con el sistema de compresión mecánica.

El sistema de eyección de vapor tuvo un cierto auge en un tiempo, como método que puede funcionar directamente con un suministro de vapor a baja presión, y no requiere gases tóxicos, pero hoy en día su uso es muy limitado.

La refrigeración termo-eléctrica presenta, con los materiales disponibles hasta el momento, una baja eficiencia, sobre todo con potencias elevadas, pero tiene muchos usos en circunstancias donde la eficiencia no es el parámetro fundamental, como en pequeños sistemas refrigerados para especímenes microscópicos, instrumentos de medida, enfriamiento de componentes electrónicos, y en aplicaciones en las que la ausencia de partes móviles internas los hace atractivos.

BIBLIOGRAFÍA

- BARCELÓ G. “Sistemas de producción de frío”. Montaje e Instalaciones nº 28 p. 33-40 (1972).
- BELTRÁN F. “Producción de frío”. Curso de Ingeniería Frigorífica y Aplicaciones del frío. p. 1-4. Madrid (1973).
- CONAN J. “Théorie des machines frigorifiques”. Techniques de l’ingénieur. B550-551.
- DELALANDE A.- DUMINIL M. y otros. “Les événements qu’ont le plus marqué l’évolution des industries frigorifiques”. Revue Pratique du Froid. p. 63-72 Diciembre (1980).
- DUMINIL M. “Evolution possible des systemes frigorifiques”. Revue Generale du Froid nº 12 p. 743-751 (1978).
- GOSNEY W.B. “Developments in refrigeration cycles and processes”. Institute of Mechanical Engineers (Londres) p. 1-23. Marzo (1968).
- MAESTRE J.- Torrella A.- y otros. “Métodos de producción de frío”. Curso de frío Industrial. Murcia (1990).
- MIRANDA A.L. “Ciclos de refrigeración”. Montajes e Instalaciones nº 137 p. 41-50 (1986).
- SPAUSCHUS H.O. “Development in refrigeration: Technical advances and opportunities for the 1990s”. Rev. Int. Froid. Vol 10 p. 263-270. Sept. (1987).
- STOECKER W.F. “Refrigeración y acondicionamiento de aire”. Ed. Del Castillo S.A. p. 26-37. Madrid (1966).
- THÉVENOT R. “Quelques reflexions sur les origines et l’évolution du froid artificiel”. Revue Generale du Froid. p. 425-429. Julio-Agosto (1983).
- WOOLRICH W.R. “La historia de la refrigeración”. Montajes e Instalaciones nº 40 p. 39-51. (1973).

TEMA 2

SISTEMAS DE COMPRESIÓN SIMPLE

1. ESTUDIO TERMODINÁMICO

Si se piensa en una máquina térmica "M" que evoluciona cíclicamente, en régimen permanente, con intercambio de calor con dos fuentes térmicas "F₁" y "F₂", a temperaturas "T₁" y "T₂" (T₂ > T₁), y aporte externo de energía mecánica, podemos decir que para un ciclo, o para un tiempo "t" en el que se han sucedido "n" ciclos completos, la máquina ha recibido una cantidad "W" de trabajo externo y unas cantidades de calor "Q₁" y "Q₂" de las fuentes (Fig. n° 2.1).

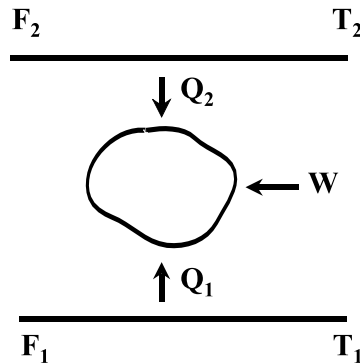


Figura n° 2.1. Esquema arbitrario de una máquina

Las variaciones de entropía que experimenta, por un lado la máquina, y por otro las fuentes son:

- Para la máquina "M":

$$\Delta s = 0 \quad (\text{ciclo})$$

- Para la fuente "F₂":

$$\Delta s = -\frac{Q_2}{T_2}$$

- Para la fuente "F₁":

$$\Delta s = -\frac{Q_1}{T_1}$$

Por lo tanto, la producción de entropía del universo es de:

$$0 \leq \Delta s_u = -\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1}$$

Por otra parte, el primer principio de la Termodinámica aplicado a la máquina, implica:

$$W + Q_1 + Q_2 = 0$$

introduciendo esta última expresión es posible deducir que:

$$T_2 \Delta S_u = W - Q_1 \frac{T_2 - T_1}{T_1} \geq 0$$

$$T_1 \Delta S_u = W + Q_2 \frac{T_2 - T_1}{T_2} \geq 0$$

En el caso de máquinas frigoríficas, el fin buscado es el de recibir una cantidad de calor de la fuente fría durante su funcionamiento cíclico, por tanto la máquina absorbe una cantidad de calor “ Q_1 ” mayor que cero, lo cual va a obligar a:

$$W > 0$$

es decir, a un consumo de energía mecánica. Simultáneamente se debe cumplir:

$$Q_2 < 0$$

ya que tanto “ Q_1 ” como “ W ” son positivos, y además:

$$|Q_2| > Q_1$$

es decir, la máquina cede un calor a la fuente caliente en mayor cantidad que el recibido de la fuente fría. De lo anterior podemos rectificar el esquema de la figura n° 2.1, para el caso de una máquina frigorífica mecánica, el cual pasa a ser el de la figura n° 2.2. La máquina presentada puede ser utilizada para dos fines:

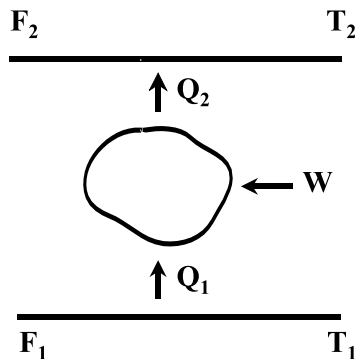


Figura n° 2.2. Máquina ditérmica de compresión

1.1. PRODUCCIÓN DE FRÍO. MÁQUINA FRIGORÍFICA

En este caso, “ Q_1 ” es la energía útil del ciclo y “ W ” la energía consumida para conseguir nuestro fin, la relación entre ambos valores se conoce como coeficiente de realización (C.O.P.), el cual puede ser calculado teniendo en cuenta:

$$W = Q_1 \frac{T_2 - T_1}{T_1} + T_2 \Delta s_u$$

con lo cual:

$$COP_{MF} = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \left[1 - \frac{T_2 \Delta s_u}{W} \right]$$

1.2. BOMBA DE CALOR

Es ahora “ Q_2 ” el efecto buscado, conservándose “ W ” como la energía necesaria para la consecución del ciclo. El término “bomba de calor” se debe a que el efecto útil “ Q_2 ” se obtiene por “bombeo” del calor extraído de la fuente fría, esta energía, junto a la mecánica absorbida, son las cedidas a la fuente caliente.

Como en el apartado anterior podemos escribir:

$$W = -Q_2 \frac{T_2 - T_1}{T_2} + T_1 \Delta s_u$$

y el C.O.P. en este caso viene dado por:

$$COP_{BC} = \frac{|Q_2|}{W} = -\frac{Q_2}{W} = \frac{Q_1 + W}{W} = COP_{MF} + 1 = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \left[1 - \frac{T_1 \Delta s_u}{W} \right]$$

Puede observarse que los máximos valores de eficiencia son de $T_1/(T_2 - T_1)$ y $T_2/(T_2 - T_1)$ respectivamente, hecho que se produce con funcionamiento de la máquina de manera totalmente reversible, pudiendo concluir que la eficacia disminuirá al aumentar el grado de irreversibilidad de las transformaciones que integran el ciclo.

Un análisis de la expresión deducida para el máximo COP, obtenible en una máquina ditérmica de compresión, permite decir que su valor tomará un valor superior a la unidad siempre que se cumpla:

$$T_1 > T_2 - T_1$$

y teniendo en cuenta que éstas son temperaturas absolutas, esta expresión puede reescribirse como:

$$T_1 [^{\circ}C] + 273.15 > T_2 [^{\circ}C] - T_1 [^{\circ}C]$$

Ahora bien, en el campo de la refrigeración industrial, los niveles de temperatura para el foco caliente se encuentran limitados por las fuentes disponibles, por lo que tomando un valor límite superior de 60°C, podemos establecer que el COP máximo supera a la unidad siempre que la fuente fría permanezca a un nivel superior a los -106.6°C (es decir para un salto térmico de 166.6°C), valor muy superior a los de aplicación en plantas de compresión. En consecuencia, las máquinas ditérmicas pueden alcanzar, al menos en teoría, un

COP superior a la unidad, razón por la que la relación de energías; entre extraída del foco frío (efecto útil para máquina frigorífica) y mecánica suministrada, no es definida como "rendimiento", utilizándose la denominación alternativa de COP.

2. CICLO FRIGORÍFICO DE CARNOT

El ciclo de Carnot va a presentar el máximo rendimiento posible de una máquina frigorífica evolucionando entre dos temperaturas, y consta de las transformaciones reversibles esquematizadas en el diagrama T-s de la figura n° 2.3:

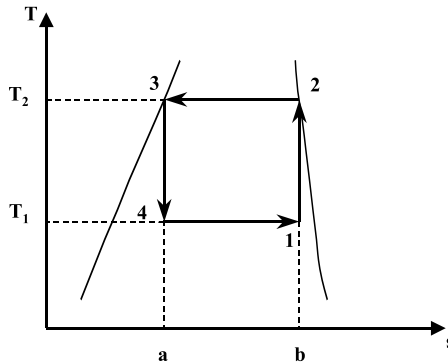


Figura n° 2.3. Ciclo de Carnot

- De 1 a 2; tiene lugar, mediante la adición de trabajo, una compresión isentrópica (adiabática y reversible) en la zona de vapor húmedo del diagrama.
- De 2 a 3; se produce la condensación completa del vapor, mediante la cesión reversible de calor a presión y temperatura constantes.
- De 3 a 4; la transformación seguida es una expansión isentrópica desde el punto de líquido saturado (3) hasta la presión correspondiente a la temperatura fría, produciéndose con ello una mezcla de vapor y líquido (vapor húmedo, pto. 4) y una cierta cantidad de energía cedida por el sistema.
- De 4 a 1; se produce la vaporización parcial del líquido presente en el estado "4", siendo esta una transformación a presión y temperatura constantes, que permite el cierre del ciclo en el punto que hemos tomado como inicial.

La cantidad de calor cedida a la fuente caliente, a temperatura "T₂", viene dada por:

$$Q_2 = T_2 (s_2 - s_3)$$

que equivale al área ab23 de la fig. n° 2.3.

Por su parte, el calor intercambiado con la fuente fría, es de:

$$Q_1 = T_1 (s_1 - s_4)$$

similar al área encerrada por el contorno ab14.

Y en base al primer principio de la Termodinámica, el trabajo exterior suministrado vendrá dado por la diferencia de las energías anteriores, es decir:

$$W = Q_2 - Q_1 = (s_2 - s_3)(T_2 - T_1)$$

Por tanto, la eficacia de la máquina de Carnot, tanto como sistema frigorífico como para bomba de calor, será:

$$COP_{MF}(\text{Carnot}) = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

$$COP_{BC}(\text{Carnot}) = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

Expresiones que coinciden con los máximos encontrados, válidas para cualquier máquina térmica que intercambia calor con dos fuentes a distinta temperatura. Como ya se ha indicado, las transformaciones que componen el ciclo de Carnot son reversibles, por tanto ideales e irrealizables en la práctica, no obstante el cálculo del COP correspondiente a este ciclo nos indicará, por comparación con el encontrado en una instalación real, lo alejados que nos encontremos de las condiciones óptimas.

3. CICLO DE UNA MÁQUINA DE COMPRESIÓN PERFECTA

La imposibilidad de realización de una máquina que describa el ciclo de Carnot conlleva una serie de modificaciones con respecto a éste. Un primer paso es la definición del llamado ciclo de una máquina perfecta, el cual se ha dibujado en la fig. n° 2.4 sobre un diagrama p-h.

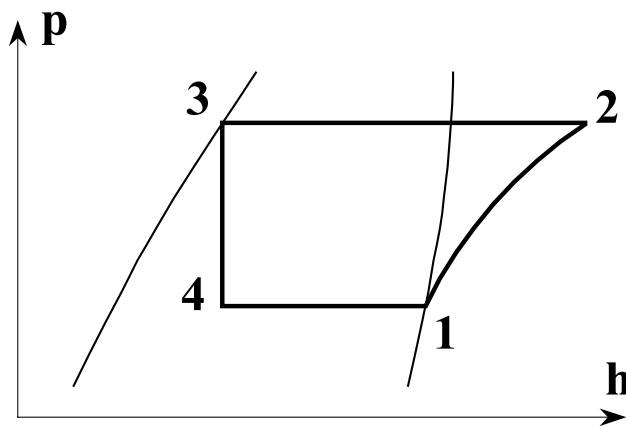


Figura n° 2.4. Ciclo de una máquina perfecta de compresión

Según este ciclo, las transformaciones que van a producirse son:

- De 1 a 2; compresión isoentrópica, por tanto reversible, no obstante a diferencia del ciclo de Carnot, va a tener lugar en la zona de vapor recalentado, lo cual se debe, como posteriormente se comentará, a la búsqueda de un aumento en la capacidad de producción de frío y a evitar los golpes de líquido. El equipo destinado a efectuar esta transformación es el compresor, el cual realiza dos importantes funciones, por un lado la absorción de los vapores de baja presión, en estado “1” (vapor saturado seco) y por otro la descarga posterior de éstos a una presión superior, tal que puedan ser condensados con la ayuda de un medio exterior. Además, aseguran la circulación del fluido a través de todos los órganos de la instalación.
- De 2 a 3; los vapores suministrados por el compresor son condensados de manera reversible, lo cual precisa que la diferencia de temperaturas, entre el fluido circulante por la instalación y el agente exterior de condensación, sea de un infinitésimo. El equipo previsto para este fin es un intercambiador de calor llamado “condensador” que, en razón de la diferencia de temperaturas definida, debe poseer una superficie de termotransferencia infinita. Este cambiador de calor, por hipótesis, no debe introducir pérdidas de carga en el circuito refrigerante.
- De 3 a 4; se dispone de un dispositivo de expansión, en la que se produce, sin intercambio de energía mecánica o calorífica (isoentálpica), el paso de la alta a la baja presión. Esta transformación es de carácter irreversible, en contraste con la que se producía en el ciclo de Carnot. La utilización de este elemento, en lugar de un expansor isoentrópico que produjese un proceso reversible, conduce a una pérdida de energía mecánica y a un descenso en la eficacia. A pesar del beneficio que, desde el punto de vista energético, supone la utilización del expansor isoentrópico, éste no es usado en la práctica por su complicado mantenimiento y la dificultad de aprovechamiento del trabajo que desarrolla, en su lugar se utiliza el dispositivo de expansión isoentálpico cuyas virtudes primordiales son simplicidad y fiabilidad.
- De 4 a 1; la disposición de un segundo intercambiador de calor, en el que por adición de calor de la fuente fría se consigue la vaporización a baja temperatura del porcentaje de líquido en condiciones “4”. Este equipo se denomina “evaporador” y su funcionamiento es similar al del condensador, es decir, el proceso es reversible y sin pérdidas de carga, lo que va a implicar también ahora una superficie infinita. La salida de este evaporador produce un vapor en estado de saturación, apto para ser absorbido por el compresor.

Del funcionamiento descrito para la máquina perfecta podemos hacer dos observaciones importantes; una es la irreversibilidad en la expansión, y la segunda estriba en el carácter de transformación reversible que se produce en el condensador, lo que obliga a la existencia de infinitas fuentes a distintas temperatura durante la etapa de desrecalentamiento de vapores, ya que existe una variación del nivel térmico en el tramo 22' (fig. nº 2.4). En base a los equipos enumerados, el esquema de la instalación puede ser representado como se indica en la fig. nº 2.5.

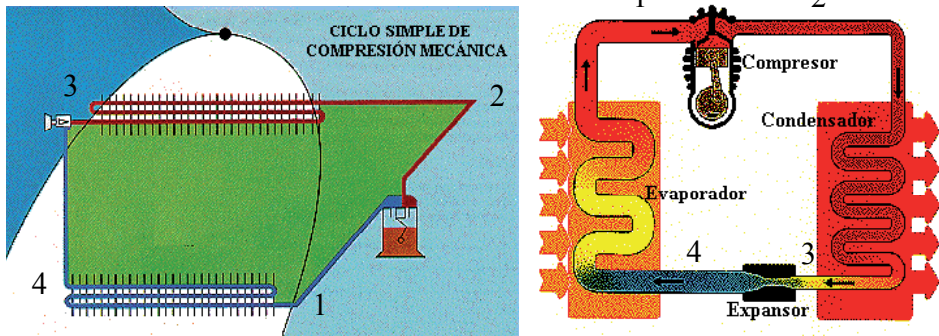


Figura nº 2.5. Componentes básicos de una máquina de compresión

4. CICLO EN UNA MÁQUINA REAL DE COMPRESIÓN

Se ha visto en el estudio de una máquina perfecta una serie de circunstancias que van a impedir su construcción real, por lo cual, en la práctica, no sólo hay que alejarse del ciclo reversible de Carnot sino incluso del de la máquina de compresión perfecta.

Las diferencias fundamentales existentes entre el ciclo real y el perfecto son:

4.1. EN INTERCAMBIADORES

Evidentemente, las superficies de intercambio de calor en los dispositivos de transferencia no son infinitas, lo que obliga a la existencia de una diferencia finita de temperaturas entre ambos medios, dando lugar a procesos irreversibles. Esto va a suponer:

4.1.1. PARA EL CONDENSADOR

La potencia térmica cedida por el fluido refrigerante al agente condensante es:

$$Q_K = M c_p (T_S - T_E)$$

en la que:

M = caudal en masa circulante del agente condensante.

c_p = calor específico medio del agente condensante.

T_S = temperatura de salida del agente condensante.

T_E = temperatura de entrada del agente condensante.

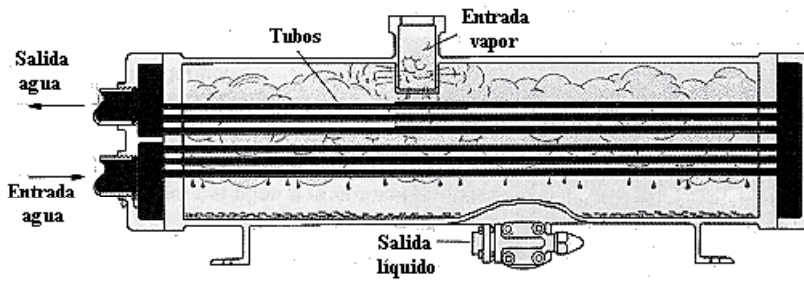


Figura nº 2.6. Esquema de un condensador de agua

Analizando la expresión anterior, se observa que a mayor caudal corresponde un menor calentamiento del agente condensante, no obstante esta diferencia se ve limitada por los siguientes factores:

El paso del agente condensante precisa un consumo de energía mecánica (bomba para el agua, ventilador para el aire), que es tanto mayor cuanto mayor sea la masa circulante, encontrándose unas pérdidas de carga en el intercambiador proporcionales al cuadrado del caudal y un consumo de energía proporcional al cubo de ese caudal.

El consumo de agente condensante puede ser un factor de coste en la instalación, por lo que es necesario la optimización de este gasto.

Por lo que se refiere a la superficie de traspaso de calor, esta no puede ser infinita, y dado que en base a la teoría de transferencia de calor puede escribirse que:

$$Q_K = U S \Delta T_{lm}$$

con:

U = coeficiente global de transmisión de calor.

S = superficie de paso de calor.

ΔT_{lm} = incremento de temperatura logarítmico medio.

Debe tomarse un valor del " ΔT_{lm} " adecuado para el funcionamiento económico de la máquina y el costo de la instalación, siendo los valores normalmente adoptados de:

- 5 a 7°C en caso de agua como agente condensante.
- 10 a 15°C en caso de aire como agente condensante.

4.1.2. PARA EL EVAPORADOR

En el caso del intercambiador que recibe calor de la fuente fría, la diferencia de temperaturas entre la del fluido refrigerante y la temperatura media del fluido a enfriar, va a depender del fin buscado, distinguiéndose dos casos generales:

- Enfriamiento de un líquido; en este caso si definimos una temperatura media “ T_m ” en el frigorífero, y siendo “ T_o ” la temperatura de evaporación, se suelen contemplar unos valores de:

$$T_m - T_o = 5 \div 7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

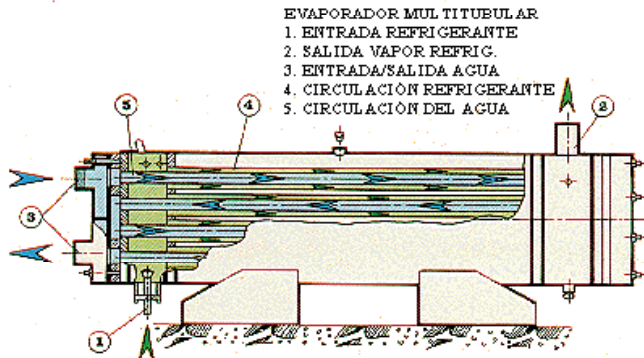


Figura nº 2.7. Esquema de un enfriador de agua

- Enfriamiento del aire de una cámara; en las instalaciones en que el aire se utiliza como agente de transporte de calor entre la carga almacenada y el circuito de enfriamiento, es necesario considerar que el aire es una mezcla gaseosa de dos componentes, aire seco y agua, por lo que la definición de un estado precisa el conocimiento de dos variables sicrométricas (dado que se considera la presión total de la mezcla como una constante), que en general son la temperatura seca y la humedad relativa.

La humedad relativa es particularmente importante en las cámaras de almacenamiento de productos perecederos, ya que va a incidir sobre las pérdidas de masa del material, y este grado de humedad es el factor primario a la hora de adjudicar el valor de la diferencia entre “ T_m ” y “ T_o ”.



Figura nº 2.8. Vista de un evaporador de aire

Resumiendo, en lo que concierne a los intercambiadores, la máquina de compresión real obliga a unas diferencias de temperaturas:

- Por un lado entre la condensación “ T_K ” y la del fluido de enfriamiento (aire o agua), de tal manera que si consideramos una temperatura media en este último “ T_M ” se cumple que $T_K - T_M > 0$.
- En segundo lugar, entre la temperatura de evaporación “ T_0 ” y la del agente que pierde calor “ T_m ”, cumpliéndose que $T_m - T_0 > 0$.

Ambos efectos pueden observarse en la fig. nº 2.9 sobre un diagrama P-h.

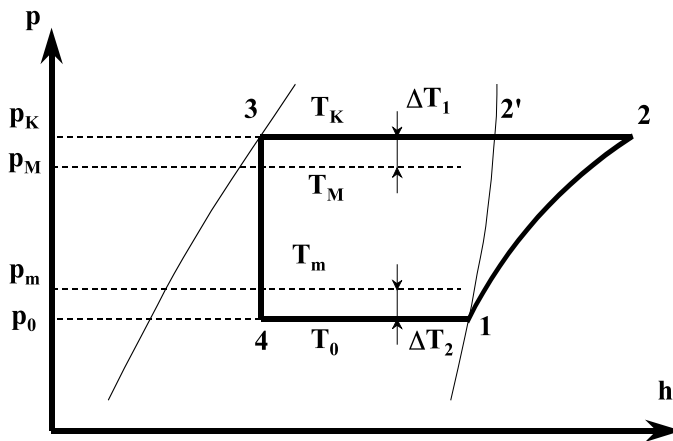


Figura nº 2.9. Saltos térmicos entre máquina y fuentes

En la máquina perfecta, los intercambiadores de calor se comportaban reversiblemente, por lo tanto:

$$\Delta T_1 = 0 \quad (p_K = p_M)$$

$$\Delta T_2 = 0 \quad (p_m = p_0)$$

y la relación de compresión era de:

$$t = \frac{p_M}{p_m}$$

En la máquina real, la necesidad de utilización de unos saltos de temperatura finitos, obliga a una mayor relación de compresión:

$$t_r = \frac{p_K}{p_0} > t$$

4.2. PRESENCIA DE SUBENFRIAMIENTO DE LIQUIDO Y RECALENTAMIENTO DE VAPOR

En el ciclo típico de la máquina perfecta, tanto la entrada del compresor como la salida del condensador se consideran estados en saturación, sin embargo éste no es el caso general de la máquina real, en la que puede existir:

4.2.1. SUBENFRIAMIENTO DE LIQUIDO

El subenfriamiento del líquido previo al dispositivo de laminación, producido bien en el propio condensador, bien en dispositivos ideados a tal efecto, es un proceso muy corriente, ya que el condensador suele ser un intercambiador próximo al tipo “contracorriente”, en el que la entrada del agente condensante intercambia calor con el último tramo del condensador. En la fig. nº 2.10, puede observarse la presencia de este subenfriamiento.

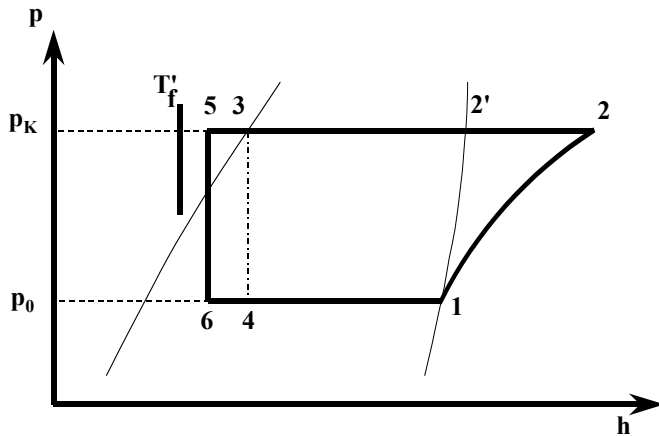


Figura nº 2.10. Subenfriamiento de líquido alta presión

La entrada de líquido en la válvula de expansión se efectúa ahora en el estado del punto “5”, siendo el subenfriamiento efectuado desde “3” a “5”. El límite teórico, al cual puede llegar la temperatura del fluido refrigerante, es la temperatura de entrada del fluido de condensación, esto es en la práctica imposible, ya que implica un comportamiento ideal del dispositivo intercambiador, por lo que siempre existirá una diferencia mayor que cero entre las temperaturas de “5” y la de entrada del agente condensante, esto es:

$$T_5 - T_f' > 0$$

Este subenfriamiento puede conseguirse incluso con dispositivos internos al condensador, tal como se refleja en la figura nº 2.11.

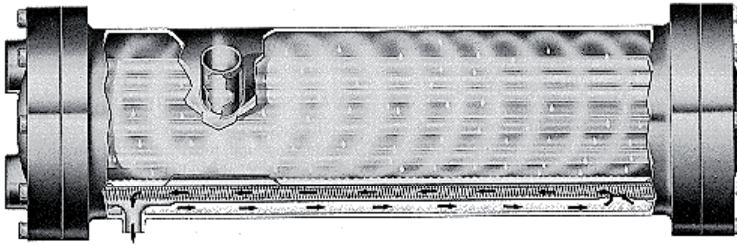


Figura n° 2.11. Condensador con dispositivo subenfriador

4.2.2. RECALENTAMIENTO DEL VAPOR

La fig. n° 2.12, presenta sobre un diagrama P-h, el efecto que produce un recalentamiento sea cual sea la causa que lo produzca.

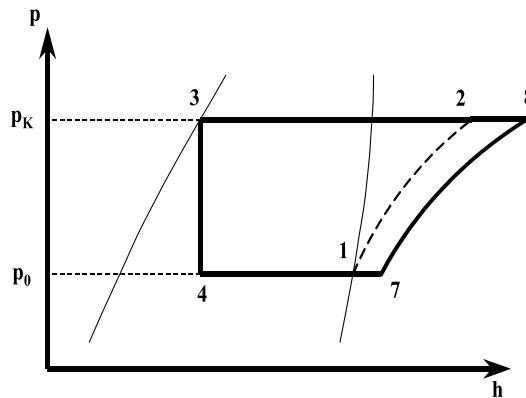


Figura n° 2.12. Recalentamiento del vapor a baja presión

El recalentamiento de vapor, desde el estado de saturación (punto 1) hasta un punto en la zona de vapor recalentado, puede tener lugar:

- En el mismo intercambiador (evaporadores secos), en los cuales todo el líquido pasa a vapor y sufre además un recalentamiento posterior antes de su salida del equipo. Este recalentamiento se llama útil pues se produce por adición de calor desde la carga almacenada.
- En el trayecto de aspiración del compresor, desde la salida del intercambiador hasta la entrada del compresor. Si el recalentamiento se efectúa en la cámara sigue siendo un efecto útil, pero si tiene lugar fuera de ella se denomina "menos útil", dado que este proceso aún no absorbiendo calor de la carga puede deberse a un enfriamiento de órganos anejos, tales como devanado de motores eléctricos, enfriamiento de muelles de carga, etc.

En caso de recalentamiento de vapor, la entrada al compresor se produce en estado “7”. Este recalentamiento de vapor asegura la ausencia de líquido en la entrada del compresor y por tanto la imposibilidad de golpes de líquido, no obstante, al aumentar la temperatura antes de la compresión, será mayor la de los vapores de escape al finalizar ésta, aumento que será progresivo debido al incremento de la inclinación de las isoentrópicas a medida que nos adentramos en la zona de vapor recalentado, este efecto produce, en algunos refrigerantes, unas temperaturas finales de compresión elevadas, y por tanto peligrosas para la vida del equipo. En efecto, si consideramos comportamiento perfecto para el fluido refrigerante y transformación adiabática:

$$\frac{T_8}{T_7} = \frac{P_K^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}{P_o} = t^{(\frac{1}{\gamma}-1)}$$

siendo

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

por lo que la temperatura final será mayor cuanto mayor sea la tasa de compresión y la relación de calores específicos. Evidentemente, todo recalentamiento se acompaña de un aumento de volumen específico, por lo que si el dispositivo de compresión es del tipo volumétrico, el caudal másico circulante disminuye con este aumento de temperatura en el vapor.

4.2.3. SUBENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO COMBINADOS (INTERCAMBIADOR INTERMEDIO)

El recalentamiento de vapor y el subenfriamiento de líquido puede ser conseguidos simultáneamente mediante el intercambiador intermedio mostrado en la figura nº 2.13.

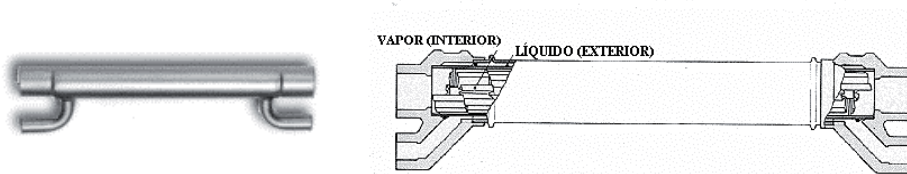


Figura nº 2.13. Intercambiador de subenfriamiento – recalentamiento

Este dispositivo se sitúa entre las salidas de condensador y evaporador, tal como se indica en la figura nº 2,14.

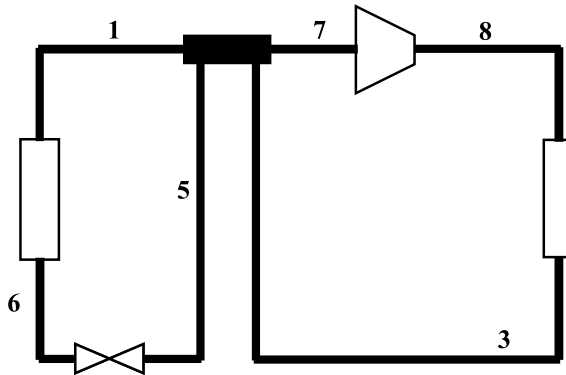


Figura n° 2.14. Disposición del intercambiador intermedio

Si se efectúa el balance energético en el intercambiador intermedio, despreciando las pérdidas de calor al ambiente exterior y teniendo en cuenta que la masa circulante es igual en ambos recorridos:

$$c_{pv} (T_7 - T_1) = c_{pL} (T_3 - T_5)$$

siendo “ c_{pL} ” y “ c_{pv} ” los calores específicos medidos a presión constante del líquido y del vapor respectivamente. Dado que el calor específico de la fase líquida supera al de la fase vapor, se tendrá un incremento en temperatura mayor en la corriente de vapores que en la del líquido.

4.3. COMPORTAMIENTO REAL EN COMPRESOR

En este apartado nos limitaremos al análisis de compresores del tipo alternativo, iniciando su estudio bajo la consideración de un comportamiento perfecto, para el que la secuencia de trabajo queda reflejada en la fig. n° 2.15 sobre un diagrama de Watt (P-V).

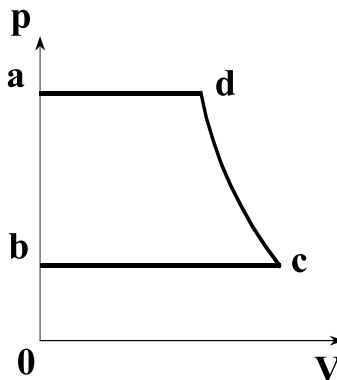


Figura n° 2.15. Comportamiento ideal de un compresor alternativo

En el inicio de la aspiración, la presión pasa instantáneamente de la de descarga a la de aspiración, quedando esta última constante durante todo el proceso de admisión (bc), una vez finalizado éste, se produce la compresión isoentrópica hasta la presión de descarga (cd) mediante la disminución del volumen ocupado por el vapor en el cilindro. Obtenida la alta presión se produce el escape de los vapores (da), seguido por el nuevo descenso súbito de la presión (ab).

Si la masa que circula es “ m_p ”, el área abcd equivale al trabajo de las fuerzas de presión que es necesario suministrar al equipo perfecto para la circulación de esa masa. Por tanto, el trabajo específico puede ser expresado como:

$$w_p = \frac{\text{Area (abcd)}}{m_p}$$

El funcionamiento de un compresor alternativo real difiere, del perfecto, principalmente en la presencia de un espacio llamado “muerto” que se produce al final de la compresión, entre el pistón y la cabeza del cilindro. Los vapores que ocupan esta capacidad se reexpansionan durante la carrera descendente del pistón, ocupando un cierto volumen al final de la misma, e impidiendo de ésta forma que el llenado se realice totalmente con vapores de una nueva admisión.

El origen del espacio muerto se debe a la necesidad de evitar golpes en el punto muerto superior y en el posible espacio necesario de acción de las válvulas. En la fig. n° 2.16 se ha dibujado el diagrama indicado (P-V) para un compresor real.

La influencia del espacio muerto se traduce en una disminución del volumen circulado, respecto al que movería el mismo compresor en caso de ser perfecto, este efecto puede cifrarse mediante un rendimiento volumétrico, que se define como:

$$R_v = \frac{(\text{volumen de admisión})}{(\text{volumen desplazado})} = \frac{V_{c'} - V_{b'}}{V_{c'} - V_{a'}} =$$

$$= \frac{(V_{c'} - V_{a'}) - (V_{b'} - V_{a'})}{V_{c'} - V_{a'}} = 1 + \frac{V_{a'}}{V_{c'} - V_{a'}} - \frac{V_{b'}}{V_{c'} - V_{a'}}$$

y dado que:

$V_{a'}$ = volumen del espacio muerto.

$V_{a'}/(V_{c'} - V_{a'}) = E$ (% del espacio muerto respecto del volumen desplazado).

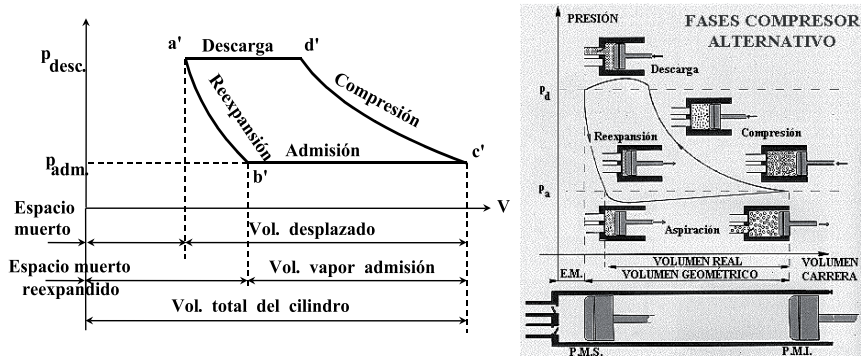


Figura nº 2.16. Fases en un compresor alternativo real

De considerar expansión adiabática:

$$P_{desc} \cdot V_{a'}^\gamma = P_{asp} \cdot V_{b'}^\gamma$$

de donde:

$$V_{b'} = V_{a'} \cdot t_\gamma^{\frac{1}{\gamma}}$$

podemos reescribir la expresión del rendimiento volumétrico como:

$$R_v = 1 + E - E \cdot t_\gamma^{\frac{1}{\gamma}}$$

con:

$$E \left(1 - t_\gamma^{\frac{1}{\gamma}}\right) < 0$$

Con lo que se deduce que un aumento de la tasa de compresión o del espacio muerto genera una disminución del rendimiento volumétrico.

En realidad, el espacio muerto no es la única variable que influye en el rendimiento volumétrico, ya que este se ve afectado por una serie de factores que van a conducir a un resultado menor al calculado. Estos factores, no evaluables analíticamente, son:

4.3.1. EFECTOS EN VÁLVULAS (FIG. Nº 2.17)

La presencia de las válvulas actúa de manera doble:

- Por un lado, al poseer una cierta inercia, que hay que vencer para producir su apertura, obligan a un aumento de la presión de descarga y a un descenso de la de aspiración.
- Por otro, el paso de un fluido refrigerante por el orificio de las válvulas produce una pérdida de carga del tipo:

$$\Delta p = K \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

Para seguir leyendo haga click aquí