Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Metodología para la aplicación de un sistema termodinámico en ACS

Autor: Daniel Torrecilla Sánchez

Tutor: Dr. Vicente Díaz López

Leganés, Octubre de 2013

Título: METODOLOGÍA PARA LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA TERMODINÁMICO EN ACS

Autor: Daniel Torrecilla Sánchez

Director: Dr. Vicente Díaz López

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO PRESIDENTE

Agradecimientos

"No progresas mejorando lo que ya está hecho, sino esforzándote por lograr lo que aún queda por hacer".

Con estas palabras de Khalil Gibran, queda reflejado el reto personal que me ha supuesto realizar este proyecto. Pero para afrontarlo no he estado sólo, he tenido un gran apoyo detrás al que quiero dedicarle estas palabras de agradecimiento.

Dice el refranero popular "*es de buen nacido ser agradecido"*. Pese a la imposibilidad de reflejar a todas las personas que me han ayudado en estos últimos años, quiero expresar mi gratitud, en primer lugar, a todos los profesores que he tenido a lo largo de la carrera, que poco a poco me han ido formando como ingeniero, y especialmente al director de mi trabajo, Vicente Díaz, por darme la posibilidad de realizar este proyecto con él, así como por su ayuda.

En segundo lugar, quiero trasladar mi agradecimiento a todos mis compañeros, también ahora buenos amigos, tanto por su ayuda académica durante estos cinco años como por los buenos ratos que me han hecho pasar, haciendo esta etapa de mi vida una de las más alegres y amenas.

Además de la gente de la Universidad, quiero agradecer a Rafael y Miguel su paciencia y ayuda, ya que han sido para mí grandes instructores. También quiero dar las gracias a Georges, por confiar en mí y permitirme formar parte de su empresa durante la realización de este proyecto.

Por último, quiero dar las gracias a toda la gente que siempre está ahí cuando las cosas van bien, y más aún cuando van mal. Este agradecimiento va dirigido a mi familia y amigos, por su apoyo incondicional y por los grandes momentos que me hacen vivir. A mis padres, Julio y Alicia, por todo el apoyo y confianza que me han brindado tanto en estos cinco años como durante toda mi vida; a mi hermano Alberto, por estar siempre ahí; a mis abuelos, Domingo y Matilde, por el cariño que me ofrecen día a día; a mi novia Marta, por ser mi compañera de viaje en estos últimos años y por su consejo, sin el cual no habría llegado hasta aquí; y al resto de mi familia que aunque no la cite está siempre pendiente de mis pasos.

Gracias a todos

Resumen

La energía termodinámica está basada en la transferencia de calor desde el fluido caliente al fluido frío. Este tipo de energía puede ser empleada para múltiples objetivos, sin embargo, en el presente documento se pretende explicar uno en concreto: *la producción de calor*, ya sea con el objetivo de calentar el agua de piscinas, el Agua Caliente Sanitaria o producir la calefacción de edificios.

Debido a la alta eficiencia que presenta este tipo de energía, su utilización supone un elevado ahorro económico frente a la mayoría de los combustibles empleados en la actualidad para satisfacer las necesidades térmicas (Agua Caliente Sanitaria o calefacción).

Además, esta energía supone también un mayor cuidado del medio ambiente, pues reduce considerablemente las emisiones de CO_2 a la atmósfera.

Con estas bases surge el trabajo que se muestra en el presente documento, donde se va a explicar con el mayor rigor posible todo lo relacionado con esta energía, desde su funcionamiento, hasta los diferentes equipos existentes en el mercado.

Por último, se ha realizado una implementación de un caso práctico completo para ofrecer al lector datos más reales sobre la citada tecnología. Por un lado, se ha procedido a la realización de un estudio sobre la viabilidad económica de la termodinámica, y por otro desde el punto de vista de la instalación de la misma.

Palabras clave: eficiencia energética, coeficiente de operación, electricidad, energía, contaminación, termodinámica, Agua Caliente Sanitaria, ahorro, consumo.

Abstract

Thermodynamic energy is based on the heat transfer from hot fluid to cold fluid. This type of energy can be used for multiple purposes, however, this document is intended to explain one in particular: *the production of heat,* either in order to heat the pool water, the Domestic Hot Water or produce heating of buildings.

Due to the high efficiency of this type of energy, its use implies a high cost savings compared to most fuels currently used to meet thermal necessities (Domestic Hot Water or heating).

Furthermore, this energy is also a greater care of the environment, as it reduces CO2 emissions considerably to the atmosphere.

On this basis appears the job that is presented in this paper, where this technology will be explained to the fullest exactitude that it will be possible, since its operation to the different equipment existing on the market.

Finally, an implementation of a full case study has been made in order to provide to the lector more realistic details about the aforementioned technology. On one hand, we proceeded to make a study about the economic viability of thermodynamic, and on the other about the installation of itself.

Keywords: energetic efficiency, Coefficient Of Performance, electricity, energy, pollution, thermodynamic, Domestic Hot Water, savings, consumption.

Índice general

1. CAPÍTULO 1 1
1.1 Introducción 1
1.2 Objetivos 1
1.3 Medios empleados 2
1.4 Estructura de la memoria 2
2. CAPÍTULO 2 4
2.1 Introducción 4
2.2 Historia de la energía 4
2.3 Tipos de energías 5
2.3.1 Energías no renovables 5
2.3.2 Energías renovables 6
2.4 Consumo energético mundial 8
2.5 Contaminación de los combustibles fósiles 10
2.6 Consumo de energías renovables 12
2.7 Sistemas híbridos 13
2.8 Eficiencia energética 16
2.9 Dependencia energética de España 16
2.10 Protocolo de Kyoto 19
3. CAPÍTULO 3 21
3.1 Introducción 21
3.2 Principio cero 21
3.3 Primera ley de la termodinámica 22
3.4 Segunda ley de la termodinámica 28
3.5 Tercera ley de la termodinámica 31
4. CAPÍTULO 4 33
4.1 Introducción 33
4.2 Eficiencia térmica 36
4.3 Coeficiente de operación 38
4.4 Ciclo de Carnot 39
4.5 Ciclo de Carnot inverso 44
5. CAPÍTULO 5 45
5.1 Introducción 45
5.2 Sistema de refrigeración por compresión de vapor 46
5.3 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor 49
5.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor 52
5.5 Otros sistemas de refrigeración por compresión de vapor 54
5.5.1 Sistemas de refrigeración en cascada 54
5.5.2 Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas 56
5.5.3 Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor 57
5.5.4 Sistemas de refrigeración por absorción 58
5.5.5 Ciclos de refrigeración de gas 61
5.6 Selección del refrigerante adecuado 65
6. CAPÍTULO 6 68
6.1 Introducción 68
6.2 Funcionamiento 68

6.3 Coeficiente de operación ... 70
7. CAPÍTULO 7 ... 74
7.1 Introducción ... 74
7.2 Componentes ... 75
7.3 Funcionamiento ... 81
7.4 Tipos de gas refrigerante ... 85
7.5 Gama de productos ... 90
7.5.1 Serie Thermboil ... 90
7.5.2 Serie GTC ... 95
7.5.3 Serie GTC Plus ... 96
7.5.4 Serie GTC HT ... 96
7.5.5 Serie GTC HT Plus ... 97
7.5.6 Serie GTP ... 97
7.6 Ventajas frente a la solar térmica ... 98
8. CAPÍTULO 8 ... 99
8.1 Introducción del caso ... 99
8.2 Perfil del usuario ... 99
8.3 Aspectos técnicos ... 100
8.4 Aspectos económicos ... 104
8.5 Propuesta económica ... 109
8.6 Instalación de los equipos ... 110
8.7 Posibles problemas de la instalación ... 118
9. CAPÍTULO 9 ... 119
9.1 Introducción ... 119
9.2 ACS con caldera de gasoil ... 119
9.3 ACS con caldera de gas natural ... 121
9.4 ACS con caldera de propano ... 123
9.5 ACS con solar térmica y caldera de apoyo ... 125
10. PARTE COMERCIAL ... 128
11. CONCLUSIONES ... 129
12. LÍNEAS FUTURAS ... 131
13. ANEXOS ... 132
Anexo 1 ... 132
Anexo 2 ... 136
Anexo 3 ... 141
Anexo 4 ... 150
14. BIBLIOGRAFÍA ... 157

Índice de figuras

Figura 1: Consumo mundial de energía por sectores. (Fuente: Informe Anual BP)..... 9
Figura 2: Distribución y reservas de petróleo. (Fuente: Informe Anual de BP) 10
Figura 3: Evolución histórica de la concentración de CO2 en la atmósfera. (Fuente: Observatorio Mauna Loa). 11
Figura 4: Inversión en energías renovables en los últimos años a nivel mundial. (Fuente: WorldWatch Institute)..... 13
Figura 5: Principales componentes de los coches híbridos. (Fuente: www.motorpasión.com)..... 14
Figura 6: Dependencia energética de los países de la UE. (Fuente: EUROSTAT [2009]/MITYC [2010]) 17
Figura 7: Principio Cero. (Fuente: www.fisicanet.com). 22
Figura 8: Criterio de signos para el trabajo. (Fuente: www.laplace.us.es) 24
Figura 9: Criterio de signos del calor. (Fuente: www.laplace.us.es). 25
Figura 10: Ilustración de la ley de enfriamiento de Newton. (Fuente: Michael J. Morgan). 26
Figura 11: Segundo principio de la termodinámica según la formulación de Clausius. (Fuente:www.casanchi.com)..... 29
Figura 12: Ilustración del segundo principio de la termodinámica. (Fuente: www.acer.forestales.upm.es) 29
Figura 13: El trabajo se puede convertir en calor de forma directa y completamente, pero lo contrario no es posible. (Fuente: Çengel Boles) 33
Figura 14: Esquema básico de funcionamiento de una máquina térmica. (Fuente: Çengel Boles) 34
Figura 15: Esquema de una central eléctrica de vapor. (Fuente: Çengel Boles)..... 35
Figura 16: Salida de trabajo de una máquina térmica. (Fuente: Çengel Boles)..... 36
Figura 17: Diagrama del tipo de máquina que Carnot tomó en consideración para su ciclo. (Fuente: www.educ.ar.)..... 39
Figura 18: Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado. (Fuente: Çengel Boles) 41
Figura 19: Diagrama P-V de un ciclo de Carnot. (Fuente: www.monografías.com)..... 42
Figura 20: Ejemplo de las diferentes eficiencias que presentan máquinas ideales y reales que operan entre los mismos focos térmicos. (Fuente: Çengel Boles) 43
Figura 21: Diagrama P-V de un ciclo inverso de Carnot. (Fuente: Çengel Boles)..... 44
Figura 22: Esquema básico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor (Fuente: Moran Saphiro)..... 46
Figura 23: Sentido de las magnitudes de calor y trabajo en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Çengel Boles) 47
Figura 24: Comparación del COP para sistemas de refrigeración reales e ideales. (Fuente: Çengel Boles)..... 48
Figura 25: Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Moran Saphiro)..... 50
Figura 26: Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Çengel Boles)..... 51
Figura 27: Ciclo completamente ideal de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Moran Saphiro)..... 52

Figura 28: Comparación de las temperaturas del evaporador y condensador con los focos frio y caliente. (Fuente: Morgan Saphiro) 53
Figura 29: Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Moran Saphiro) 54
Figura 30: Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante. (Fuente: Çengel Boles) 55
Figura 31: Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea. (Fuente: Çengel Boles) 56
Figura 32: Esquema y diagrama T-s para una unidad de refrigerador-congelador. (Fuente: Çengel Boles) 57
Figura 33: Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco. (Fuente: Moran Saphiro) 59
Figura 34: Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración. (Fuente: Çengel Boles) 61
Figura 35: Ciclo simple de refrigeración de gas. (Fuente: Çengel Boles) 62
Figura 36: Diagrama T-s de un ciclo de Carnot inverso. (Fuente: Çengel Boles) 63
Figura 37: Esquema básico del ciclo de un avión. (Fuente: Çengel Boles) 64
Figura 38: Ciclo de refrigeración de gas con regeneración. (Fuente: Çengel Boles)..... 64
Figura 39: Esquema básico de una bomba de calor. (Fuente: Çengel Boles) 69
Figura 40: Esquema de funcionamiento de una bomba de calor en invierno y en verano. (Fuente: Çengel Boles) 73
Figura 41: Placa solar termodinámica. (Fuente: Energy Panel) 76
Figura 42: Esquema de funcionamiento básico del compresor de pistón. (Fuente: www.kalipedia.com) 77
Figura 43: Compresor tipo Scroll. (Fuente: www.senacompresores.blogspot.com) 77
Figura 44: Válvula de expansión termostática. (Fuente: www.atmosferis.com) 78
Figura 45: Válvula expansión electrónica. (Fuente: Sanhua) 79
Figura 46: Intercambiador de placas. (Fuente: www.refrigeraciónindustrial.com) 80
Figura 47: Intercambiador tubular. (Fuente: www.wikipedia.org) 80
Figura 48: Grupo termodinámico. (Fuente: Energy Panel) 81
Figura 49: Esquema básico de funcionamiento de los equipos. (Fuente: Energy Panel) . 82
Figura 50: Diagrama P-h del gas refrigerante. (Fuente: Energy Panel) 83
Figura 51: Comparativa entre el R-22 y el R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf) 87
Figura 52: Diagrama P-h del R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf) 87
Figura 53: Relación Presión/Temperatura del R-134a. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf) 89
Figura 54: Diagrama P-h del R-134a. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf) 90
Figura 55: Componentes de la serie Thermboil. (Fuente: Energy Panel) 92
Figura 56: Diferencias de COP en función de la existencia de radiación solar. (Fuente: Energy Panel) 92
Figura 57: Componentes de la serie Thermboil interior. (Fuente: Energy Panel) 93
Figura 58: Variación del COP según la temperatura interior. (Fuente: Energy Panel)..... 94
Figura 59: Rendimiento del Thermboil interior más exterior. (Fuente: Energy Panel) 94
Figura 60: Componentes de equipo GTC. (Fuente: Energy Panel) 95
Figura 61: Componentes del equipo GTC Plus. (Fuente: Energy Panel) 96
Figura 62: Componentes de los sistemas GTP. (Fuente: Energy Panel)..... 98
Figura 63: Conexionado en serie de los dos acumuladores. (Fuente: Apuntes calor y frío industrial) 101

Figura 64: Colocación de los paneles termodinámicos. (Fuente: Energy Panel)..... 112
Figura 65: Colocación de los distribuidores de líquido. (Fuente: Energy Panel) 113
Figura 66: Esquema de conexionado de la instalación frigorífica de un GTC HT 16. (Fuente: Energy Panel)..... 115
Figura 67: Comparativa de consumos de los diferentes sistemas empleados para la producción de ACS 129
Figura 68: Comparativa de emisiones de CO2 según el sistema empleado para la producción de ACS 129
Figura 69: Esquema de funcionamiento específico para la producción de ACS. (Fuente: Energy Panel) 136
Figura 70: Esquema de funcionamiento básico para la producción de calefacción. (Fuente: Energy Panel)..... 137
Figura 71: Esquema básico de funcionamiento para la producción de frío. (Fuente: Energy Panel) 138
Figura 72: Esquema básico de funcionamiento para la producción simultánea de calefacción y ACS. (Fuente: Energy Panel)..... 139
Figura 73: Esquema básico de funcionamiento para la producción simultánea de frío y ACS. (Fuente: Energy Panel)..... 140
Figura 74: Ficha técnica de la serie Thermboil exterior. (Fuente: Energy Panel) 142
Figura 75: Ficha técnica serie Thermboil interior. (Fuente: Energy Panel)..... 143
Figura 76: Ficha técnica serie Thermboil E+I. (Fuente: Energy Panel) 144
Figura 77: Ficha técnica serie GTC. (Fuente: Energy Panel) 145
Figura 78: Ficha técnica serie GTC Plus. (Fuente: Energy Panel)..... 146
Figura 79: Ficha técnica serie GTC HT. (Fuente: Energy Panel) 147
Figura 80: Ficha técnica serie GTC HT Plus. (Fuente: Energy Panel) 148
Figura 81: Ficha técnica serie GTP. (Fuente: Energy Panel)..... 149
Figura 82: Planteamiento de la colocación de los paneles en la cubierta 150
Figura 83: Marcaje en el suelo para saber la colocación de las placas termodinámicas. 150
Figura 84: Triángulos de sujeción de las placas al suelo 151
Figura 85: Soportes empleados para la sujeción superior de las placas..... 151
Figura 86: Resina química empleada para evitar las filtraciones de agua a través del techo 151
Figura 87: Soldadura realizada para unir la salida de la placa con la línea de aspiración de la instalación frigorífica 152
Figura 88: Tubería enrollada para mantener el equilibrado de la instalación y un distribuidor de líquido 152
Figura 89: Colocación completa de todos los paneles termodinámicos 153
Figura 90: Sala de calderas donde se ubica el grupo termodinámico 153
Figura 91: Interior del grupo termodinámico..... 154
Figura 92: Interior del circuito electrónico del grupo termodinámico..... 154
Figura 93: Intercambiador tubular de titanio 154
Figura 94: Intercambiador de placas 155
Figura 95: Tubería donde se realiza el by-pass para el agua vaya al intercambiador tubular 155
Figura 96: By-pass por donde se vierte el agua ya caliente tras pasar por el intercambiador..... 156
Figura 97: Cuadro eléctrico de la instalación, donde se conecta el equipo termodinámico y la bomba circuladora de agua..... 156

Índice de tablas

Tabla 1: Consumos de energía primaria por fuentes (ktep) en España. (Fuente: Plan Acción 2011-2020)..... 18
Tabla 2: Componentes del refrigerante R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf) 85
Tabla 3: Propiedades del refrigerante R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf..... 86
Tabla 4: Componente R-134. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf) 88
Tabla 5: Propiedades físicas del R-134ª: (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf) 88
Tabla 6: Materiales compatibles con el R-134a. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf) 89
Tabla 7: Consumos estimados por el CTE. (Fuente: Código Técnico de la Edificación) 101
Tabla 8: Temperatura del agua de red de Barcelona. (Fuente: CTE)..... 102
Tabla 9: Energía necesaria diaria en kWht 103
Tabla 10: Energía calorífica mensual necesaria..... 103
Tabla 11: Energía eléctrica mensual necesaria 105
Tabla 12: Consumo mensual del equipo 105
Tabla 13: Consumo eléctrico actual del hotel 106
Tabla 14: Equivalencia de emisiones según el combustible empleado. (Fuente: IDAE) 106
Tabla 15: Comparativa a 10 años entre el consumo de ambos sistemas, tanto económico como de emisiones de CO_2 108
Tabla 16: Comparación de la inversión a 10 años entre ambos sistemas de calentamiento del ACS. 110
Tabla 17: Relación entre T y P para conseguir la carga adecuada de refrigerante. (Fuente: Energy Panel). 117
Tabla 18: Comparativa a 10 años del consumo y emisiones de CO_2 de caldera de gasoil y de termodinámica 120
Tabla 19: Inversión a realizar a lo largo de los 10 años..... 121
Tabla 20: Inversión a realizar en 10 años con gas natural y termodinámica 121
Tabla 21: Consumo a lo largo de 10 años del gas natural y de la termodinámica..... 122
Tabla 22: Inversión a 10 años a realizar por el cliente para calentar el ACS..... 123
Tabla 23: Comparativa de consumos a lo largo de los 10 años de la operación entre el propano y la termodinámica. 124
Tabla 24: Inversión a realizar por el cliente a lo largo de 10 años..... 125
Tabla 25: Comparación de los consumos entre la combinación de solar más gas y termodinámica. 126
Tabla 26: Poder calorífico de maderas y residuos agrícolas. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)..... 132
Tabla 27: Coeficientes de la madera húmeda. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 133
Tabla 28: Poder calorífico de combustibles líquidos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 133
Tabla 29: Poder calorífico del carbón y otros combustibles sólidos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 133

Tabla 30: Poder calorífico de combustibles gaseosos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 134
Tabla 31: Generación de residuos de diversos cultivos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 134
Tabla 32: Poder calorífico medio de algunos residuos procedentes de cultivos. (Fuente: http: onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 135
Tabla 33: Poder calorífico de combustibles procedentes de la transformación de residuos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf) 135

"La energía no se crea, siempre existe, y no se destruye, solamente se transforma por medio del pensamiento o voluntad de quien la maneja".

Albert Einstein

Capítulo 1

Introducción y objetivos

En este primer capítulo se presenta una breve introducción que sitúa al lector en el tema que va a ser tratado, se muestran los objetivos que se persiguen con la realización de este Proyecto Fin de Carrera y se explica de una forma breve cómo está estructurado el documento.

1.1 Introducción

En la actual situación de crisis económica en la que se encuentra inmersa la sociedad, el concepto de eficiencia energética adquiere un valor muy importante. Este término va asociado a una reducción en el consumo para obtener lo mismo, es decir, pagar menos por conseguir lo mismo.

Por ello se va a hablar sobre una tecnología alternativa con una eficiencia muy superior a los sistemas actuales. Esta tecnología adquiere especial importancia porque supone un ahorro muy importante en comparación con las tecnologías empleadas en la actualidad.

Además, la sociedad cada vez se muestra más concienciada sobre la problemática que supone la contaminación, por lo que es importante reducir los índices de emisión de la misma y garantizar así la sostenibilidad del planeta.

1.2 Objetivos

El principal objetivo de este Proyecto Fin de Carrera es dar a conocer un sistema alternativo capaz de satisfacer las necesidades térmicas (calefacción y Agua Caliente Sanitaria, etc.) de las personas, con un consumo y contaminación muy inferiores a los que actualmente se obtienen mediante las energías no renovables (gasoil, gas, etc.). En base a este objetivo principal, se proponen una serie de objetivos parciales:

- Subobjetivo 1: Concienciar a las personas de la importancia de la eficiencia energética.

- Subobjetivo 2: Ofrecer, mediante la aplicación a un caso práctico de la tecnología que se va a desarrollar a lo largo de este documento, datos reales sobre la ventaja de emplear dicha tecnología.

1.3 Medios empleados

Para la realización de este proyecto se ha utilizado el Microsoft Office Excel. Este software se ha empleado para la realización de los cálculos del equipo necesario del capítulo 5.

Además, las fotografías introducidas en este documento se han obtenido de la instalación realizada en la Ciudad Escolar Provincial de la Comunidad de Madrid.

1.4 Estructura de la memoria

- *Capítulo 1:* En él se realiza una breve introducción del presente documento, así como los objetivos que se persiguen con la realización del mismo. También incluye los pasos a seguir para su realización.
- *Capítulo 2:* Se hace una introducción a la energía, así como una comparativa entre las energías renovables y no renovables. Se comenta la importancia que están adquiriendo las energías limpias y las diversas causas que lo están provocando. Además, se introduce el concepto de eficiencia energética.
- *Capítulo 3:* Se introducen de una manera breve las leyes de la termodinámica, pues son las que rigen el intercambio de energía en un sistema.
- *Capítulo 4:* Se definen los conceptos en los que se basa la tecnología posteriormente definida. Se introducen los conceptos de eficiencia térmica, coeficiente de operación y el ciclo de Carnot.
- *Capítulo 5:* Se detallan los diferentes tipos de sistemas de refrigeración existentes, pues presentan una gran similitud con la tecnología termodinámica.
- *Capítulo 6:* Se explica el concepto de bomba de calor, debido a su elevada analogía con la termodinámica.
- *Capítulo 7:* Se describe la tecnología empleada, empezando por los diferentes componentes que forman los equipos. También se explica el funcionamiento básico de este tipo de sistemas. Por último, se detallan brevemente los principales equipos comercializados.
- *Capítulo 8:* Descripción del caso práctico en el que se emplea uno de los equipos explicados en el capítulo anterior. Se divide en dos:
    - Realización de una propuesta económica.
    - Explicación de los pasos a seguir para la correcta instalación del equipo propuesto.

- *Capítulo 9:* Se realiza una comparativa entre la termodinámica y el resto de formas (gasoil, gas, etc.) que se emplean habitualmente para satisfacer las necesidades de los seres humanos.

Capítulo 2

Introducción y objetivos

En este capítulo se hablará sobre la energía, diferenciando entre energías renovables y energías no renovables. Se va a explicar el porqué del aumento de la utilización de las energías limpias en los últimos años. Por último, se va a introducir el concepto de eficiencia energética.

2.1 Introducción

La energía es la capacidad que tienen los cuerpos para producir trabajo, ya sea trabajo mecánico, emisión de luz, generación de calor, etc.

Existen múltiples formas en las que la energía puede manifestarse: cinética, química, eléctrica, nuclear, etc., existiendo la posibilidad de que se transformen entre sí, pero siempre ha de cumplirse el principio de conservación de la energía, el cual afirma que “La energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma”.

Prácticamente toda la energía de la que disponemos proviene del Sol, pues éste es el encargado de producir el viento, las lluvias, etc., dando lugar a algunas de las energías renovables existentes (hidráulica, eólica…). Además, el Sol es también la fuente de origen de las energías no renovables, ya que su luz y su calor son la base de numerosas reacciones químicas necesarias para el desarrollo de los vegetales y de los animales, cuyos restos, con el paso del tiempo, dieron lugar a los combustibles fósiles: carbón, petróleo y gas natural.

2.2 Historia de la energía

El hombre en sus orígenes (el Neandertal hace unos 200.000 años), utilizaba únicamente su propia fuerza muscular. Tras un largo periodo de tiempo se descubrió el fuego, lo que permitió a los hombres acceder a servicios energéticos como cocinar o calentar la caverna.

Más recientemente, hace en torno a 2.000 años, el hombre comenzó a utilizar los recursos energéticos procedentes de la naturaleza, como el agua, y hace aproximadamente 1.000 años, el viento. Aparecieron de esta forma los molinos de agua en primer lugar y los de viento posteriormente.

Sin embargo, el hecho que marcó la historia desde múltiples puntos de vista como el energético, el social y el económico tuvo lugar a finales del siglo XVIII con la invención de la máquina de vapor. Este dispositivo permite convertir el calor en fuerza mecánica quemando carbón para producir calor, el cual se utiliza para evaporar agua, y, por último, ese vapor sirve para accionar una serie de dispositivos mecánicos. Con este invento, se produjo el inicio de la era fósil.

A comienzos del siglo XIX, tuvo lugar la introducción de una nueva forma de energía: la electricidad. Este hecho no es menos importante que la invención de la máquina de vapor, pues permite a la humanidad el consumo de energía en lugares diferentes a donde se genera. Además, la electricidad puede transformarse fácilmente en luz, calor, etc. Sin embargo, no fue hasta finales de ese mismo siglo cuando la electricidad se introdujo en la vida cotidiana de las personas.

Un siglo más tarde, con la invención del automóvil empieza a usarse de forma masiva el petróleo y sus derivados. Durante la primera mitad del mismo siglo, comienza la utilización del gas natural y, a partir de los años 50, se ponen en funcionamiento las primeras centrales nucleares.

2.3 Tipos de energías

Se puede realizar una distinción de los tipos de energía atendiendo a su disponibilidad para ser obtenidas.

2.3.1 Energías no renovables

Son aquellas fuentes de energía que tienen un carácter limitado en el tiempo, y que debido a su uso, en algún momento se agotarán. Suponen en torno al 90% de la energía mundial. Las principales son la energía nuclear y los combustibles fósiles (petróleo, gas natural y carbón). Sus principales características son:

- Generan emisiones y residuos que degradan el medioambiente.
- Son limitadas.
- Provocan dependencia exterior encontrándose exclusivamente en determinadas zonas del planeta.
- Conseguir su control provoca conflictos por su interés estratégico militar.

Una breve descripción de las diferentes energías no renovables sería la siguiente:

- *Carbón:* Combustible fósil que se encuentra en estado sólido. Es la fuente energética característica de la revolución industrial que se ha ido sustituyendo durante el siglo XX por fuentes no renovables como el petróleo. Tiene un

factor de emisión de CO_2 muy elevado y es el principal causante de la conocida lluvia ácida.

- *Petróleo:* Combustible fósil en estado líquido. Es la fuente energética más utilizada a nivel mundial en la actualidad. Sus reservas están cerca de agotarse y su acaparamiento por parte de pocos países genera enormes tensiones. También tiene elevados efectos contaminantes.

- *Gas natural:* Es el más nuevo entre los diferentes combustibles fósiles y se encuentra en estado gaseoso. Sus dificultades para ser almacenado y transportado hicieron que no se considerase en un principio, aunque la necesidad de investigar energías alternativas hicieron posible su utilización. Desde el punto de vista contaminante, está considerado como el combustible fósil más limpio y el que menor cantidad de emisiones de CO2 tiene.

- *Energía nuclear:* El principal uso que se le da a esta energía es el de generación de energía eléctrica. En la actualidad, todas las centrales nucleares utilizan la fisión nuclear ya que la fusión es actualmente inviable. El principal problema que presenta esta energía son los residuos nucleares, que tardan miles de años en desaparecer y mucho tiempo en perder su radioactividad. Por ello, este tipo de energía no está bien vista por la sociedad, siendo causante de numerosos debates en cuanto a su utilización.

En el anexo 1, se pueden observar las tablas con el poder calorífico de la gran mayoría de los posibles combustibles a utilizar, ya sean líquidos, sólidos o gaseosos.

2.3.2 Energías renovables

También denominadas como energías alternativas o energías limpias. Se denominan con este nombre a las diferentes energías que son producidas continuamente por la naturaleza y que no se agotan por su uso. Suponen el 10% de la energía mundial, pero su utilización y su desarrollo están en constante crecimiento debido al agotamiento de los recursos no renovables. Sus principales características son:

- Su utilización es ilimitada.

- Tienen un gran respeto por el medio ambiente y su contaminación es muy inferior a la producida por los combustibles fósiles, siendo, en algunos casos, esta contaminación nula.

- Reducen la dependencia energética exterior, ya que los recursos naturales están en todas las partes del planeta.

- El principal problema que presentan es que su desarrollo aún está en fase de crecimiento, por lo que su instalación no es rentable en comparación con los combustibles fósiles.

A continuación, se va a hacer una breve descripción de las diferentes formas de energías renovables que se podrían encontrar:

- *Solar:* Dentro de este tipo de energía existen dos tipos:

    - *Solar térmica:* Consiste en el aprovechamiento de la radiación solar para calentar un fluido que circula por el interior de paneles solares. Este fluido caliente se emplea posteriormente para calefacción, ACS o para aumentar la temperatura del agua en piscinas.

    - *Solar fotovoltaica:* Este tipo de energía solar se basa en aprovechar la radiación solar, al igual que en la solar térmica, pero en este caso ésta incide sobre un material semiconductor denominado panel fotovoltaico para obtener electricidad. Este tipo de energía tuvo un crecimiento exagerado hace unos años, pero con el inicio de la crisis económica se ha visto afectado.

- *Eólica:* Trata de aprovechar el viento para producir electricidad. Su funcionamiento se basa en utilizar la energía eólica proveniente de las corrientes de viento para mover las hélices de los molinos eólicos transformando dicha energía en energía mecánica. Finalmente, ésta se convierte en electricidad mediante un aerogenerador. Este tipo de tecnología está muy avanzada y en España es la energía renovable más empleada.

- *Hidráulica:* Consiste en el aprovechamiento de la energía potencial producida por la caída del agua desde una determinada altura para producir electricidad. Su funcionamiento se basa en hacer pasar el agua por una turbina, convirtiendo la energía potencial en energía mecánica. Por último, la turbina transmite la energía a un generador donde se transforma en electricidad. Este tipo de energía ya era aprovechada en la antigüedad, pues utilizaba ruedas hidráulicas para moler el trigo.

- *Biomasa:* Procede del aprovechamiento de la materia orgánica (madera, restos de animales, etc.). Se puede emplear directamente como combustible y también para la obtención de combustibles líquidos (metanol o etanol). Su uso está muy extendido a nivel mundial.

- *Undimotriz:* También es conocida como energía olamotriz. Aprovecha el movimiento de las olas para producir energía. La energía de las corrientes marinas explota el movimiento de las corrientes por medio de molinos similares a los utilizados en la energía eólica, pero en este caso, al tener el agua una mayor densidad que el aire, se puede generar una mayor cantidad de electricidad con un área menor de turbina. Su principal problema es su gran costo de instalación, pues aún se encuentra en fase de desarrollo.

- *Geotérmica:* Esta energía corresponde a la energía calorífica contenida en el interior de la Tierra, que se transmite por conducción térmica hasta la superficie. La explotación de esta fuente de energía se realiza perforando el suelo y extrayendo el agua caliente. Si su temperatura es suficientemente

elevada, el agua saldrá en forma de vapor de agua y se podrá aprovechar para accionar una turbina.

- *Mareomotriz:* Este tipo de energía es la que resulta de aprovechar las mareas, es decir, la diferencia de altura media de los mares según la posición relativa de la Tierra y la Luna. Esta diferencia de alturas puede aprovecharse interponiendo partes móviles al movimiento natural de ascenso y descenso de las aguas. Mediante su acoplamiento a un alternador se puede generar electricidad.

- *Celda de hidrógeno:* Es un dispositivo electromecánico que convierte continuamente energía química en energía eléctrica a través de una reacción electroquímica.

2.4 Consumo energético mundial

Desde un punto de vista histórico, el consumo energético global aumenta anualmente (ver figura 1). Dicho crecimiento se reparte entre las diferentes fuentes primarias, siendo el carbón (4,4%) y el gas natural (2,7%) los que más crecen. El petróleo, por otra parte, tiene un crecimiento más lento, sobre el 1,5%. En cuanto a las energías renovables, en esta última década han crecido de manera bastante significativa, pasando del 0,8% de la producción mundial de energía en 2002 al 2,4% en 2012. En el lado opuesto se encuentra la energía nuclear, que por segundo año consecutivo ha sufrido un significativo descenso del 6,9%.

Sin embargo, en el año 2012 se produjo un crecimiento del consumo global de energía del 1,8%, por debajo del 2,4% del año anterior, siendo los principales motivos la crisis económica y un uso más eficiente de la energía, lo cual se comenta más adelante.

Este ligero aumento del consumo energético se debe principalmente a los países emergentes, principalmente China e India, quienes sumaron cerca del 90% de este crecimiento. Sin embargo, los países de la OCDE utilizaron ese mismo año un 1,2% menos de energía que el anterior.

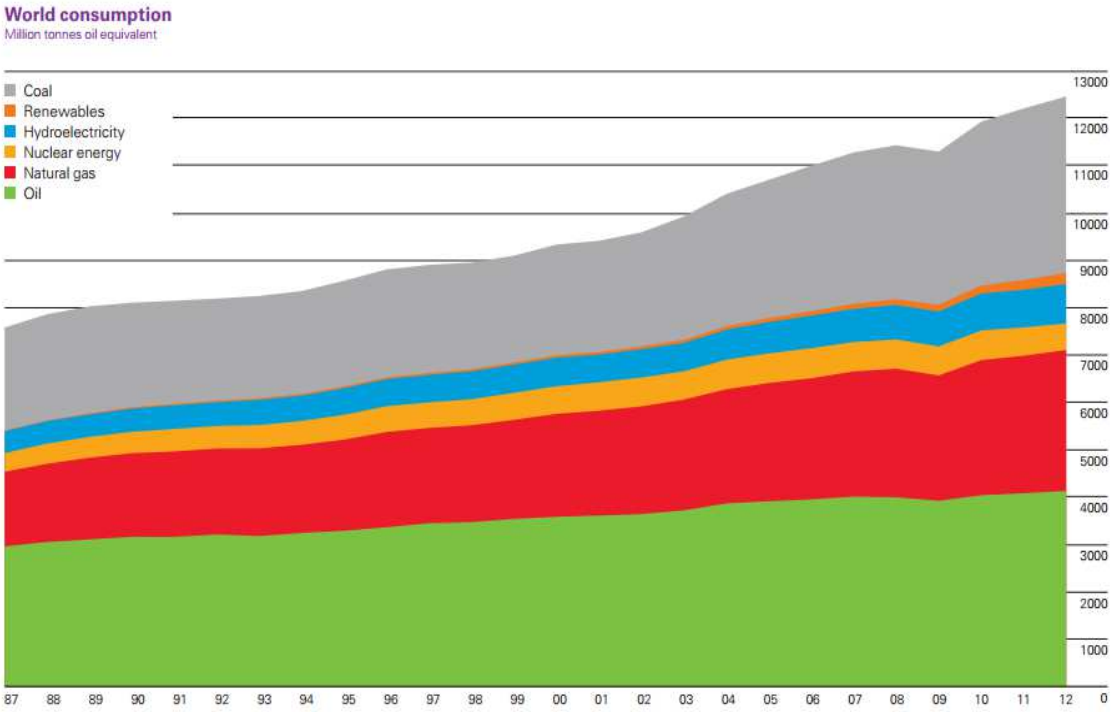

Figura 1: Consumo mundial de energía por sectores. (Fuente: Informe Anual BP)

Haciendo mayor hincapié en el petróleo, cabe destacar que en el último año su crecimiento (0,9%) ha sido inferior al promedio histórico (1,5%). Dicho crecimiento se ha producido debido a un aumento del consumo en los países asiáticos, principalmente China y Japón, ya que en los países pertenecientes a la OCDE el consumo disminuyó un 1,3%. Todo ello conlleva a una disminución por decimotercer año consecutivo de su cuota de mercado (33,1%), situándose a niveles de 1965.

Uno de los principales problemas que presentan los combustibles fósiles es su limitada localización. En particular, prestando especial atención al petróleo por ser el combustible fósil más empleado, en torno al 50% de las reservas mundiales están centradas en Oriente Medio (ver figura 2), lo cual provoca grandes conflictos sociales y políticos con el resto de países por hacerse con el control de la producción. Todo ello, unido a las actuales crisis políticas que viven los principales países productores, ha llevado a un continuo encarecimiento del mismo, de ahí que el resto de combustibles le vayan ganando terreno en cuota de consumo.

Este incremento en el precio del crudo provoca un aumento de las reservas probadas con respecto a años anteriores, y a pesar de que esto pueda parecer paradójico, tiene fácil explicación: el aumento en el precio del barril conlleva que yacimientos que anteriormente no eran rentables para su explotación, en la actualidad sí lo sean, de ahí que ahora haya más reservas de petróleo que antiguamente. Sin embargo, esto no quiere decir que estemos frente a una energía renovable, ya que en algún momento no quedarán más yacimientos de petróleo ni por explotar ni por descubrir.

Según el informe estadístico realizado por BP en 2013, las reservas de crudo alcanzaron a finales de 2012 los 1.668,9 billones de barriles, suficientes para abastecer durante otros 52,9 años la producción mundial de fuel. Este aumento de las reservas es bastante significativo, ya que en el año 2002 se calcularon que había 1.321,5 billones de barriles, lo cual ha supuesto un aumento del 26% de las reservas en la última década, como puede apreciarse en la siguiente figura:

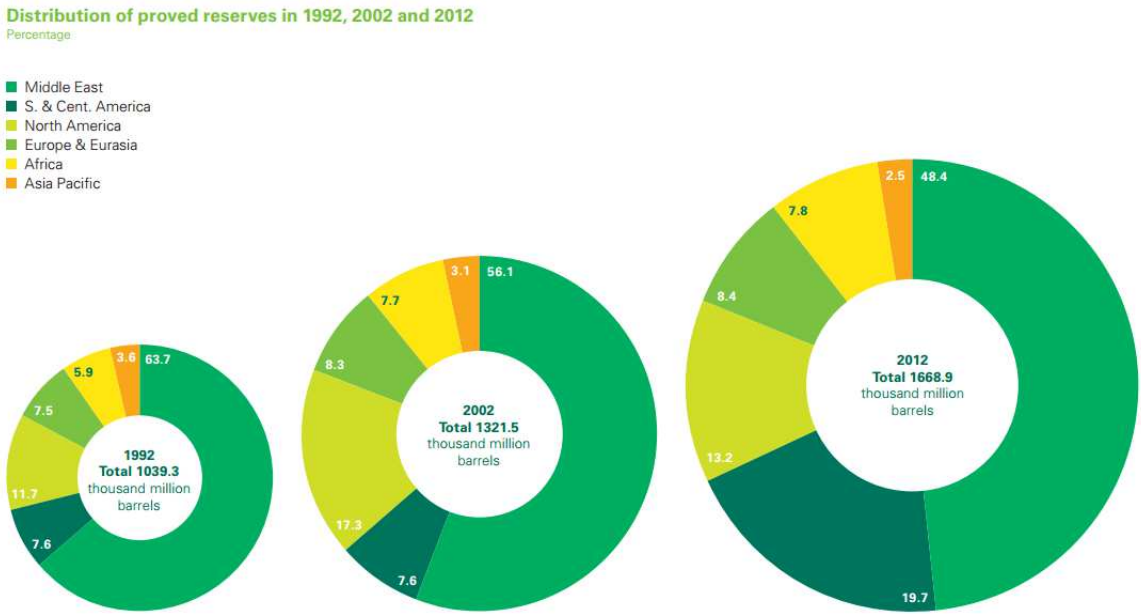

Figura 2: Distribución y reservas de petróleo. (Fuente: Informe Anual de BP)

2.5 Contaminación de los combustibles fósiles

Otro de los problemas que presentan los combustibles fósiles, como se comentó anteriormente, es la elevada contaminación que producen. Para entender mejor cómo se produce dicha contaminación, se va a definir el proceso de combustión de tales combustibles.

El carbón, el petróleo y el gas están formados principalmente por carbono e hidrógeno. El proceso conocido como quemar combustible no es más que una reacción que se produce con el oxígeno existente en el aire. De esta forma, el carbono se combina con el oxígeno para producir bióxido de carbono (CO_2), y el hidrogeno se combina también con el oxígeno para formar vapor de agua. De tal manera que el CO_2 producido en la combustión es el principal problema, en cuanto a contaminación se refiere, que presentan estos combustibles.

El crecimiento en el consumo energético conlleva un mayor empleo de los combustibles fósiles, ya que aunque se trabaja en fomentar el uso de las energías renovables, su utilización aún está muy lejos de los combustibles fósiles. La mayor producción de energías no renovables lleva asociada una mayor emisión de partículas de CO_2 a la atmósfera (puede observarse en la figura 3).

En ella, se puede apreciar como en los últimos 50 años se ha aumentado en más de 80 partes por millón la emisión de CO_2 a la atmósfera, lo que supone un aumento del 25%. Estas emisiones son las principales causantes del efecto invernadero, el cual se relaciona directamente con el cambio climático que se vive actualmente.

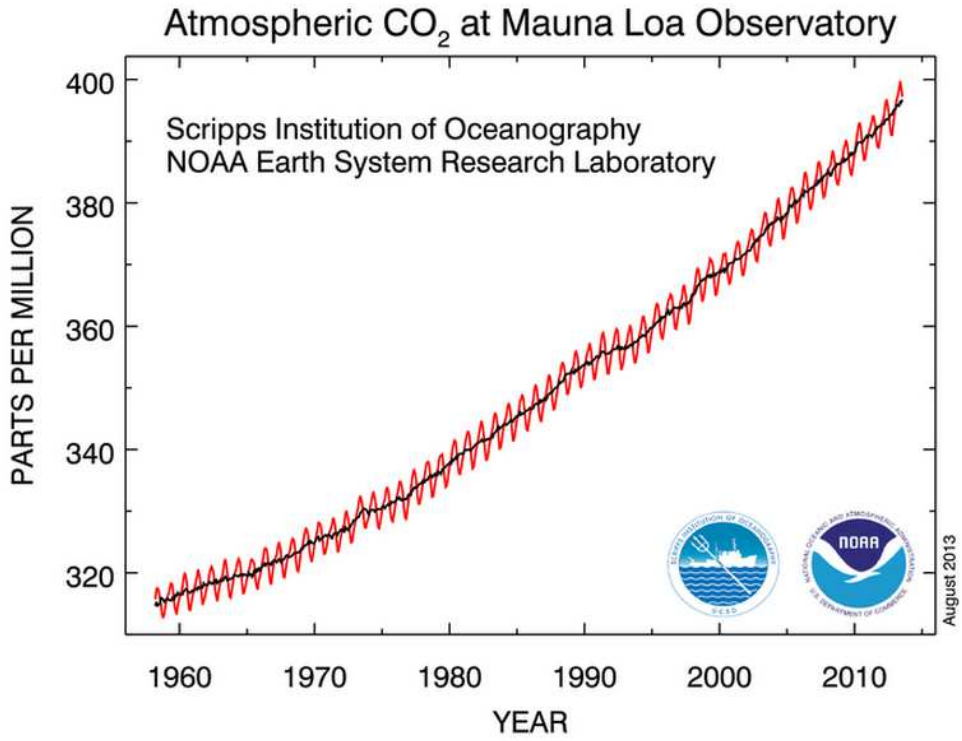

Figura 3: Evolución histórica de la concentración de CO_2 en la atmósfera. (Fuente: Observatorio Mauna Loa).

El efecto invernadero es el causante del ascenso gradual de la temperatura del planeta, debido a la presencia creciente en el aire de una serie de gases que atrapan el calor impidiendo su salida al espacio exterior. Estos gases transmiten el calor atrapado al resto de la atmósfera provocando el comentado incremento general de temperatura.

El principal gas que provoca dicho efecto invernadero es el CO_2, de ahí que se pueda llegar a la conclusión de que el actual aumento de las emisiones de dicho gas tienen como consecuencia el aumento en las temperaturas que está sufriendo el planeta. Sin embargo, éste no es el único gas causante de dicho efecto, ya que también hay otros como son los CFC (clorofluorocarbonos) y el metano.

Sin embargo, los combustibles fósiles no están formados únicamente por carbono e hidrógeno, sino que también tienen una pequeña cantidad de azufre (0,5%-3%). Esta pequeña cantidad de azufre, durante el proceso de combustión se combina con el oxígeno presente en el aire para dar el bióxido de azufre (SO_2). Esta sustancia es la que más contribuye a la conocida lluvia ácida. Aunque ésta no es la única que provoca tal efecto, ya que la presencia de nitrógeno en el aire (79%) hace que, a muy altas temperaturas, las moléculas de estos gases se puedan combinar para producir óxidos de nitrógeno (NO_x), ocasionando la lluvia ácida.

La lluvia ácida es la causante de numerosos problemas, entre los que destaca el aumento de la acidez de las aguas de ríos y lagos que conlleva daños importantes en la vida acuática y el aumento de la acidez de los suelos, y, en consecuencia, un cambio en la composición de los mismos.

Estos dos efectos contaminantes son los más conocidos por la población, a pesar de que no afectan directamente a la vida de las personas, ya que el efecto invernadero es el causante del aumento de las temperaturas y la lluvia ácida que afecta a las plantas y los ríos.

Sin embargo, en la combustión de las energías no renovables no tienen lugar solamente las reacciones descritas anteriormente, sino que ocurren multitud más de ellas, las cuales sí que afectan directamente a la salud humana. A continuación, se van a describir algunas de éstas:

- El carbono de los combustibles fósiles, al reaccionar con el oxígeno del aire no solamente produce el mencionado CO_2, sino que también da lugar al monóxido de carbono (CO). Este gas se enlaza con la hemoglobina, que es la sustancia que transporta el oxígeno hasta las células, y con ello reduce la cantidad de oxígeno disponible. También debilita las contracciones del corazón. Cuánto más pequeñas sean las partículas de CO, más perjudiciales son para la salud.

- El SO_2 causa una gran cantidad de problemas respiratorios, como pueden ser el asma, la bronquitis y el enfisema.

- Los NO_x pueden irritar los pulmones así como causar bronquitis o neumonía.

- El ozono irrita los ojos y afecta al funcionamiento de los pulmones, reduce la capacidad para efectuar ejercicio, causa dolores de pecho, etc.

2.6 Consumo de energías renovables

Las energías no renovables son las más empleadas actualmente, con cerca del 90% de la producción anual, como ya se ha comentado anteriormente. Sin embargo, los problemas asociados tanto a su limitada localización como a su elevada contaminación están ocasionando un cambio en las personas, que cada vez más apuestan por el empleo de las energías renovables.

La prueba del aumento del empleo de las energías renovables a la hora de producir energía queda reflejada en la figura 1, en la que puede observarse un crecimiento paulatino, siendo en la actualidad del 2,4% del total.

En cuanto a la generación de electricidad, los resultados de las energías renovables batieron su récord histórico, ya que supusieron el 4,7% de la generación eléctrica mundial.

Esta mayor importancia que van adquiriendo las energías renovables, tanto a la hora de producir energía como en generación de electricidad, se debe en gran parte al crecimiento a principios de siglo de la inversión en las mismas, especialmente en la solar (se puede apreciar en la figura 4). En la actualidad, la solar, hidráulica y eólica son las energías que cuentan con tecnologías más avanzadas, lo que las hace más competitivas y económicas respecto al resto de energías verdes.

Las energías renovables no han salido inmunes a la actual crisis económica que hay en el mundo, por lo que su inversión en este último año, al igual que ocurriese en 2009, ha disminuido frente a años anteriores. Sin embargo, esta recesión no ha evitado que su consumo siga en aumento debido a su cada vez más rápido periodo de amortización.

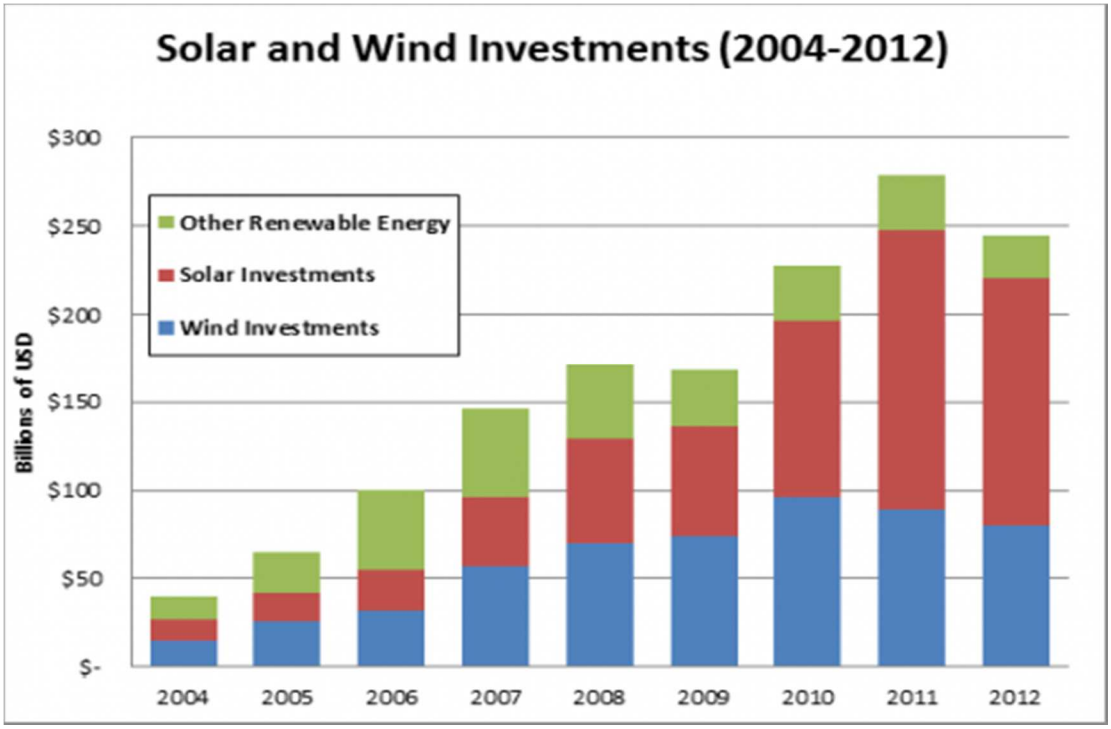

Figura 4: Inversión en energías renovables en los últimos años a nivel mundial. (Fuente: WorldWatch Institute)

2.7 Sistemas híbridos

Las energías alternativas no han sido las únicas que han avanzado tecnológicamente, también se han desarrollado sistemas híbridos para vehículos de automoción, básicamente automóviles y autobuses, que tienen el mismo objetivo que las energías renovables: disminuir las emisiones de gases contaminantes (principalmente CO_2 y NO_x) y reducir el consumo de las energías no renovables (fundamentalmente el petróleo).

Estos sistemas híbridos son una combinación entre coche eléctrico y coche convencional y tienen como principal objetivo reducir el consumo, lo cual buscan conseguir aprovechando las pérdidas que los vehículos movidos por combustible fósil no pueden recuperar, tales como rozamientos mecánicos, consumos al ralentí, etc..

Todas estas pérdidas suponen que el rendimiento de un automóvil convencional sea del 35-40%.

Una breve descripción de los componentes de este tipo de sistemas es conveniente para una mejor comprensión del funcionamiento del sistema híbrido:

- *Motor térmico:* Suele ser de gasolina y con una cilindrada inferior a la que presentan los modelos equivalentes de motor convencional.

- *Motor eléctrico:* Puede haber más de uno y siempre va conectado a la trasmisión. Su ruido es prácticamente nulo.

- *Generador:* Es el encargado de recuperar energía en las frenadas, retenciones y aceleraciones en las que el motor térmico entregue potencia de más.

- *Baterías:* Suelen ser de plomo-ácido o níquel-metal hídrido. Se almacenan en la parte trasera del coche y su función es la de suministrar energía al motor eléctrico cuando éste se encuentre funcionando.

- *Sistema de gestión:* El vehículo debe estar gestionado por un ordenador, de forma que sea éste el que decida que combinación es más eficiente en cada momento.

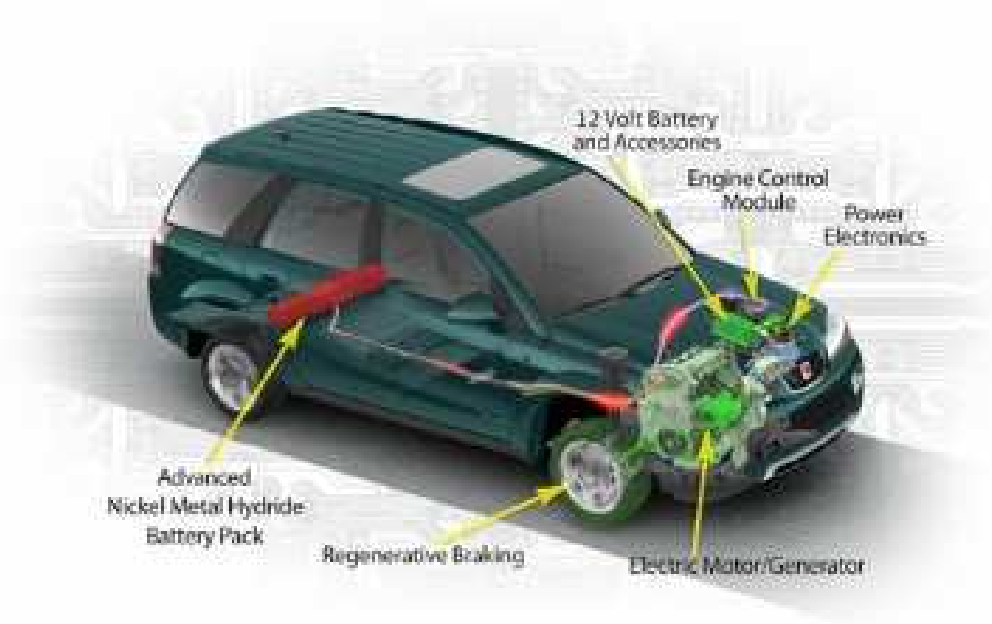

Figura 5: Principales componentes de los coches híbridos. (Fuente: www.motorpasión.com)

El ahorro que presentan los vehículos con sistema híbrido se produce al aprovechar pérdidas que los coches convencionales no hacen, siendo las principales:

- El arranque del coche lo efectúa el motor eléctrico hasta alcanzar una determinada velocidad, momento en el que entra en funcionamiento el motor de gasolina.

- A baja velocidad, principalmente en zonas urbanas, el motor eléctrico es capaz de impulsar el vehículo de manera independiente mientras el nivel de carga de las baterías lo permita. Bajo estas circunstancias, el consumo de combustible es nulo. Además, no hay emisiones de gases contaminantes y el ruido realizado por el mismo es únicamente el que realizan los neumáticos.

- En el caso de circular a velocidades medias y altas, el automóvil funciona igual que uno convencional, ya que toda la potencia es suministrada por el motor térmico, salvo en determinadas circunstancias como ligeras pendientes que es apoyado por el motor eléctrico. Si se tiene un excedente de potencia por parte del motor térmico, se aprovecha para cargar las baterías. En este caso, la alta eficiencia del motor térmico hace que el consumo del coche sea inferior al de uno convencional.

- En las aceleraciones, el motor eléctrico ayuda a empujar al motor térmico, ya que éste es de potencia más ajustada. De esta forma, su consumo es menor.

- En el momento de la frenada, si ésta es baja se utiliza el generador, el cual ofrece una gran resistencia al avance y convierte el movimiento en electricidad para recargar las baterías. Si la frenada es mayor, actúan tanto el sistema convencional de frenos de disco como el regenerativo.

- Cuando el vehículo está completamente detenido, no funciona ninguno de los dos motores salvo que el nivel de carga de las baterías sea muy bajo. En este momento no se emite ningún ruido ni gas contaminante, ni tampoco se consume gasolina. Sin embargo, el sistema de aire acondicionado sí que utilizará parte de la energía almacenada en las baterías, lo que supone una gran pérdida energética.

Sin embargo, no todo son ventajas en este tipo de vehículos, también tienen algunas desventajas frente a los coches convencionales como:

- Presentan una mayor dificultad a la hora de reparar alguna avería.

- Cuentan entre sus componentes con bastante cantidad de materiales escasos en la naturaleza como el neodimio y el lantano.

- El peso de este tipo de coche es mayor que uno convencional debido al motor eléctrico y las baterías, por lo que, pese a su mayor eficiencia, esta circunstancia incide directamente en un mayor consumo.

- Las baterías son tóxicas.

- En la actualidad, a pesar de los avances tecnológicos que se están produciendo, su precio es más elevado que el de los vehículos convencionales.

Además de estos sistemas híbridos, también se han desarrollado vehículos completamente eléctricos, cuya única diferencia es la ausencia de motor térmico. Estos vehículos se encuentran menos comercializados, principalmente debido a su baja autonomía (entorno a los 100km) y a la escasez de puntos de recarga.

2.8 Eficiencia energética

A la importancia que están adquiriendo las energías renovables en nuestras vidas, así como otros avances tecnológicos como pueden ser los ya mencionados coches híbridos o eléctricos, hay que sumarle la relevancia de un nuevo concepto: *la eficiencia energética.*

La eficiencia energética es la obtención de los mismos bienes y servicios energéticos pero utilizando menos energía, con la misma o mayor calidad de vida, con menos contaminación, con un coste inferior, alargando la vida de los recursos y con menos conflicto.

Se podría decir que esta nueva visión de la eficiencia energética ha ido ganando adeptos debido a la crisis económica, pues desde entonces tanto gobiernos como particulares han centrado sus objetivos en conseguir la misma energía pero gastando menos.

Conseguir una mayor eficiencia energética puede hacerse con una simple mejora en la gestión de los recursos, así como con una mayor implicación social. Además, debido a las mejoras tecnológicas y la mejora en la calidad de los materiales con los que se realizan tanto viviendas como oficinas, etc., permiten que todas las pérdidas que sufren los edificios sean menores, de tal forma que ya sea para calefacción o para aire acondicionado la energía necesaria sea inferior.

2.9 Dependencia energética de España

Esta nueva política de la eficiencia energética adquiere especial importancia en países como España. Este es un país con mucha dependencia energética del exterior pues cerca del 80% de la energía que se utiliza es importada, muy por encima de la media europea que se sitúa en el 54%, tal y como puede apreciarse en la siguiente figura:

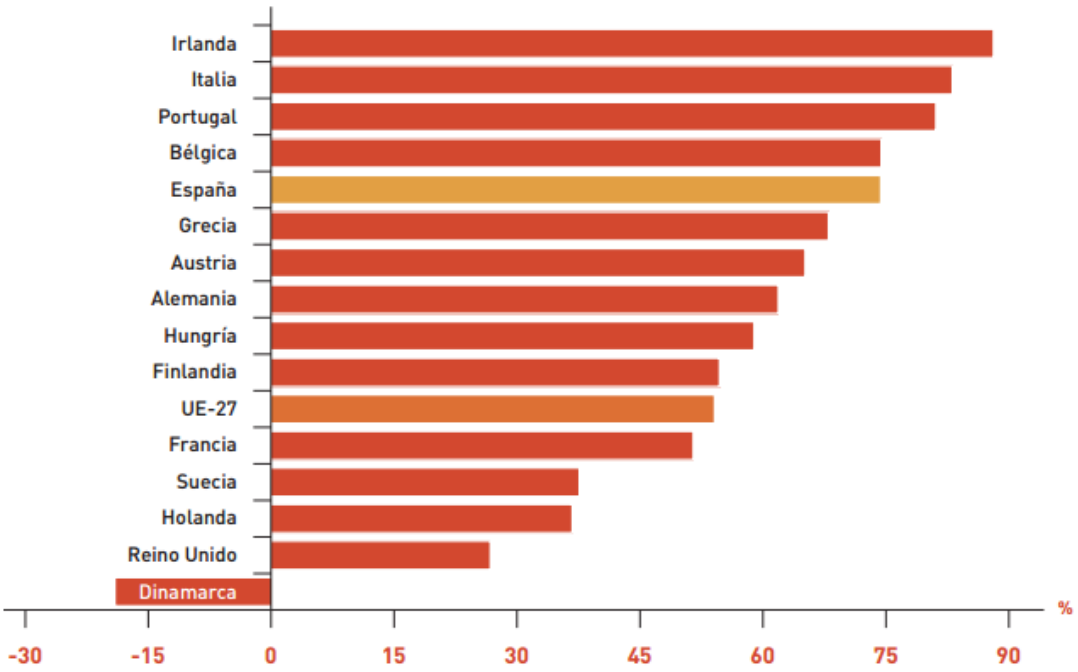

Figura 6: Dependencia energética de los países de la UE. (Fuente: EUROSTAT [2009]/MITYC [2010])

Debido a la alta dependencia exterior, el gobierno español está llevando a cabo una serie de medidas, destacando entre ellas el 2º Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2020, aprobado el 29 de julio de 2011. El objetivo de dicho decreto es obtener una mejora de la intensidad final del 2% interanual en el periodo 2010-2020. Para ello, se fomenta el uso de energía procedente de fuentes renovables, así como una mejora en la planificación de los sectores de electricidad y gas.

En la tabla 1 se pueden comprobar las diferencias estimadas de consumo a lo largo de estos años y cómo espera el gobierno cumplir con este objetivo. El consumo-objetivo de energía primaria es de 142.213 ktep en 2020, lo que supone un crecimiento interanual del 0,8% desde el año 2010 y una mejora de la intensidad primaria del 1,5% anual entre ambos años. También cabe mencionar que si bien desde el año 2010 el objetivo es ir aumentando paulatinamente el consumo de energía primaria, en los años anteriores puede verse como debido a la recesión económica el consumo de la misma disminuyó de manera muy significativa. Es decir, que costaría unos 10 años recuperar el consumo energético anterior a la crisis económica.

Así mismo, puede apreciarse como el petróleo y la energía nuclear disminuirán su aportación al consumo de energía primaria en favor principalmente de las energías renovables. Además, se puede observar una menor dependencia energética con el exterior, reduciéndola en 2016 en más de 1.000 ktep.

Fuentes	2004	2007	2008	2009	2010	2016	2020	2010-2020 (Tasa variación interanual) (%)
Carbón	20.921	20.354	13.983	10.509	8.271	10.468	10.058	1,98
Petróleo	71.054	70.848	68.182	63.684	62.358	55.746	51.980	-1,80
Gas natural	24.671	31.601	34.782	31.096	31.003	37.147	38.839	2,28
Nuclear	16.576	14.360	15.368	13.750	16.102	14.490	14.490	-1,05
Energías renovables	8.854	9.976	10.942	12.165	14.910	21.802	27.878	6,46
Saldo eléc. (Imp.-Exp.)	-260	-494	-949	-697	-717	-1.020	-1.032	3,71
Total	141.817	146.645	142.308	130.507	131.927	138.633	142.213	0,75

Tabla 1: Consumos de energía primaria por fuentes (ktep) en España. (Fuente: Plan Acción 2011-2020)

Además del citado Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética de 2011, este año el gobierno también ha aprobado el Decreto de Certificación Energética de los Edificios. Éste consiste en que los edificios, tanto de nueva construcción como los ya construidos, que quieran ser vendidos o alquilados, deben de tener dicho certificado. Con esta nueva ley se pretende concienciar más a la gente de la importancia que tiene para nuestro país la eficiencia energética.

Sin embargo, en los últimos tiempos el gobierno ha tomado una serie de medidas que podría decirse están en controversia con los objetivos de los planes adoptados hace apenas dos años. Las principales son:

- La retirada de subvenciones a las energías renovables, principalmente a la solar térmica y a la solar fotovoltaica, de forma que las nuevas instalaciones ya no son tan rentables ni llamativas como lo eran anteriormente para los ciudadanos.

- La retirada de incentivos a las plantas de ciclo combinado por producir a su máxima potencia, ya que el óptimo funcionamiento de dichas centrales es producir entorno al 80% de su capacidad. Sin embargo, hace un par de años existían incentivos económicos para aquellas centrales que producían a pleno régimen, pues la contaminación, el precio y el rendimiento de dichas centrales es menor que el de las centrales térmicas de carbón.

- Hasta este año, la electricidad que el usuario aportaba a la red procedente de la energía fotovoltaica se le compraba. Sin embargo, hace unos pocos meses se aprobó un decreto por el cual el usuario es quien paga por esa electricidad sobrante que él mismo genera y aporta a la red eléctrica.

Estas son las principales medidas adoptadas en los últimos años por el gobierno en cuanto a las energías renovables, de tal forma que se puede concluir que los objetivos de eficiencia energética en cuanto al consumo en estas energías van a ser complicado de cumplir.

Con toda esta serie de medidas, parece difícil que España pueda mantenerse como uno de los países más punteros del mundo en energías renovables, principalmente en energía eólica y solar.

2.10 Protocolo de Kyoto

Toda la inversión realizada por España para fomentar el uso de las energías renovables con el objetivo de reducir la contaminación atmosférica, está dentro del *Protocolo de Kyoto* de las Naciones Unidas en la Convención sobre el Cambio Climático, que se celebró el 11 de diciembre de 1997.

Esta Convención tuvo lugar debido a la preocupación por el aumento sustancial de las concentraciones de gases de efecto invernadero en la atmósfera debidas a las actividades humanas. Estas emisiones, como se ha comentado anteriormente, tienen como resultado un calentamiento adicional de la superficie y la atmósfera de la Tierra.

En dicha Convención, los países industrializados se comprometieron a ejecutar un conjunto de medidas para reducir los gases del citado efecto invernadero. Los gobiernos firmantes de dichos países pactaron disminuir al menos el 5% del total de las emisiones, basadas en los datos de 1990, en el período de compromiso entre el año 2008 y 2012.

Sin embargo, este Protocolo de Kyoto ha tenido (y tiene) diversos problemas para lograr la implicación de todos los países, por lo que su implantación a nivel global aún sigue en el aire 15 años después.

Estados Unidos se adhirió en un principio y, sin embargo, en el año 2001 se retiró del protocolo a pesar de estar de acuerdo en la idea de reducir las emisiones. Su retirada fue debida a la exclusión del protocolo de países en vías de desarrollo, como China o India, ya que dichos países son algunos de los mayores emisores de gases del mundo. El no limitar las emisiones de los países emergentes es considerado por el gobierno americano como una aplicación ineficiente e injusta del Protocolo, así como un grave perjuicio para su economía.

En el lado opuesto a EEUU se encuentra la Unión Europea, que se comprometió a reducir sus emisiones un 8% respecto a las de 1990. No obstante, según el desarrollo industrial de cada país, se le otorgó un margen distinto para sus emisiones. Por ejemplo, a España, dado su retraso industrial respecto al resto de países comunitarios en aquella época (1998), se le permitió aumentar sus emisiones de gases de efecto invernadero en un 15%. Pero según el estudio “El Impacto Económico del Protocolo de Kyoto”, realizado por CC.OO, las emisiones españolas ya habían aumentado un 38% en 2002.

Cabe destacar que el Protocolo de Kyoto no impone ninguna sanción económica si se incumple, aunque impone una multa equivalente al 30% del exceso emitido, que se deducirá de la cantidad asignada en el siguiente periodo de compromiso. Sin embargo, la Unión Europea, ratificando su compromiso con el Protocolo, sí que contempla sanciones y obligaciones económicas para las empresas y países que emitan por encima de los compromisos adquiridos.

La vigencia del Protocolo de Kyoto finalizó en el año 2012. En dicho año, las emisiones de dióxido de carbono aumentaron un 2,6% a nivel mundial, y desde 1990 se han duplicado, principalmente por las aportaciones de países en desarrollo como China e India.

Tras su expiración, se ha acordado una prórroga de otros ocho años más (diciembre de 2020) para lograr reducir las emisiones de CO_2. Sin embargo, países como Rusia, Japón y Canadá decidieron no respaldar esta prórroga. De esta forma, lograr el objetivo inicial es una utopía, ya que conseguir la implicación de todos está muy lejos de materializarse.

Capítulo 3

Introducción y objetivos

En este capítulo se pretende aportar las nociones básicas al lector acerca de la termodinámica. Éstas son las que rigen el intercambio de energía de todos los sistemas (cuerpo y alrededores). Además, se realizará una descripción de los diferentes modos de intercambio existentes.

3.1 Introducción

La termodinámica proviene de la palabra griega *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza). Esta morfología hace referencia a los primeros esfuerzos por convertir el calor en energía. Actualmente, se conoce como el estudio de los procesos en los que la energía se transfiere como calor y trabajo, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Durante el siglo pasado, se establecieron dos importantes leyes que fueron llamadas *primer principio* y *segundo principio de la termodinámica.* Con objeto del *primero,* enunciado por Joule (1843), se estableció la conexión entre el calor y el trabajo mecánico dentro del enunciado general de la conservación de la energía. Mediante el *segundo*, Carnot (1824), se determina la dirección según la cual tienen lugar los procesos termodinámicos y el estado de equilibrio de un sistema físico.

Años más tarde, Nernst (1906) estableció el *tercer principio* de la termodinámica, el cual fija un límite a la temperatura termodinámica y a la entropía. Existe además un *principio cero,* que define el equilibrio térmico y permite definir el concepto de temperatura.

3.2 Principio cero

Este principio dice que "*dos cuerpos separados que están en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, también están en equilibrio térmico entre sí*".

Todos los sistemas que se encuentran en equilibrio térmico con un sistema de referencia poseen una propiedad común: su temperatura. Tomando como referencia la imagen 7, se puede decir que si el sistema A tiene la misma temperatura que el sistema C (T_A=T_c) y el sistema B que el sistema C (T_B=T_C), entonces los sistemas A y B, los cuales están separados entre sí, tendrán igual temperatura (T_A=T_B).

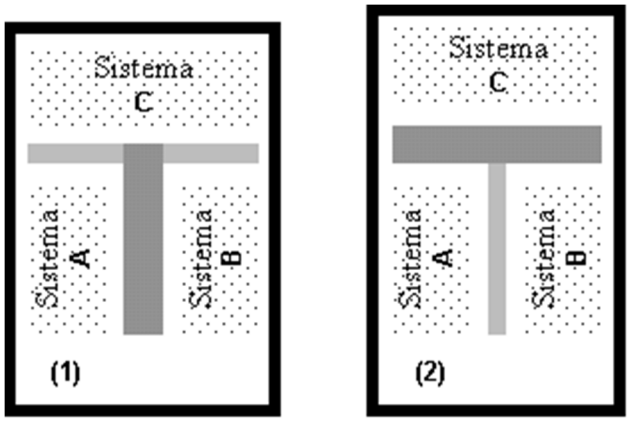

Figura 7: Principio Cero. (Fuente: www.fisicanet.com).

3.3 Primera ley de la termodinámica

Se define como "*el cambio neto en la energía total del sistema es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale durante el proceso*".

Esta energía total se representa mediante el símbolo E e incluye la energía cinética, la energía potencial gravitatoria y otras formas de energía, tal y como se verá más adelante.

Esta primera ley también es conocida como principio de conservación de la energía, cuyo enunciado se formuló en el capítulo anterior. En base a éste, se puede decir que, cada cantidad de energía, por pequeña que sea debe justificarse en cada proceso.

Desde un punto de vista matemático, este principio podría expresarse de la siguiente manera:

$$\begin{pmatrix}\text{Energía total que}\\ \text{sale del sistema}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Energía total que}\\ \text{entra en el sistema}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{cambio en la energía}\\ \text{total del sistema}\end{pmatrix}$$

Esta relación es conocida como *balance de energía del sistema*, y aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. Para determinar el cambio de energía de un sistema durante un proceso se requiere evaluar la energía del sistema al principio y al final del proceso y encontrar su diferencia ($\Delta E_{sistema}$).

El uso exitoso de este balance de energía para resolver problemas de ingeniería depende de la compresión de las distintas formas de energía y de reconocer los modos de como ésta se transfiere.

La energía es una propiedad del sistema y ésta no cambia a menos que cambie el sistema, de modo que el cambio de energía de un sistema es cero si el estado no se modifica durante el proceso. La variación de la energía total de un sistema se considera

debido a tres contribuciones macroscópicas. Una de ellas es la variación de la energía cinética (ΔEC). Otra es la variación de la energía potencia gravitatoria (ΔEP), y las restantes variaciones de energía (sensible, química, nuclear, etc.) se incluyen en la energía interna del sistema (ΔU). De este modo, la variación de la energía total de un sistema puede expresarse como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \qquad (1)$$

Las variaciones de la energía interna, cinética y potencial se pueden calcular:

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m(v_2^2 - v_1^2)$$

$$\Delta EP = \frac{1}{2} mg(z_2 - z_1)$$

siendo 1 y 2 el estado inicial y final del sistema respectivamente.

Hasta ahora se ha hablado del concepto de sistema en general, sin embargo, conviene hacer una distinción entre los diferentes tipos de sistemas que se pueden encontrar:

- *Sistema abierto:* Es aquel que intercambia materia y energía con sus alrededores.

- *Sistema cerrado:* No hay un intercambio de materia con sus alrededores pero sí de energía.

- *Sistema aislado*: No hay intercambio ni de materia ni de energía con sus alrededores. Un ejemplo de sistema aislado es el termo, pues éste no intercambia materia y su temperatura es única (aunque no es perfecto, pues con el paso del tiempo se ve afectado).

Para explicar en mayor profundidad la primera ley de la termodinámica, se va a desarrollar la variación de energía total en un sistema cerrado. Para ello, se va a definir la transferencia de energía por trabajo y la transferencia de energía por calor, causantes de la variación de energía de un sistema cerrado.

- *Energía transferida por trabajo:* El trabajo mecánico (W) se define como la energía que se transfiere entre un sistema y el medio que lo rodea cuando entre ambos se ejerce una fuerza. El trabajo hecho por, o sobre, un sistema y evaluado en términos de fuerzas y desplazamiento observables macroscópicamente es:

$$W = \int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds \qquad (2)$$

El valor de W depende de los detalles de la interacción que tiene lugar entre el sistema y su entorno durante un proceso y no sólo de los estados inicial y final de sistema. De aquí se deduce que el trabajo no es una propiedad del sistema o del entorno. Además, los límites de la integración de la ecuación 2 significan "desde el estado 1 al estado 2" y no pueden interpretarse como valores del trabajo en dicho estado.
El convenio de signos más empleado en el mundo de la termodinámica es:

- W<0: trabajo hecho por el sistema.
- W>0: trabajo hecho sobre el sistema.

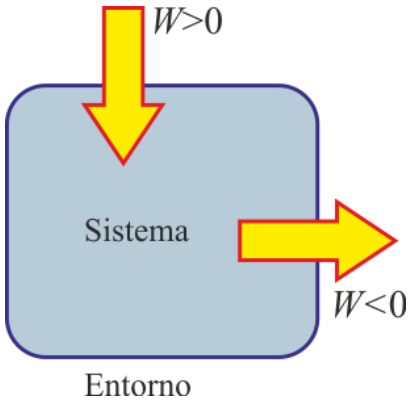

Figura 8: Criterio de signos para el trabajo. (Fuente: www.laplace.us.es)

- *Energía transferida por calor*: Este intercambio de energía se produce como consecuencia de una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno, y se da únicamente en la dirección del descenso de la temperatura. La cantidad de energía transferida mediante calor para un proceso viene dada por la integral:

$$Q = \int_1^2 \delta Q \qquad (3)$$

donde los límites quieren decir "desde el estado 1 al estado 2" y no se refieren a los valores del calor en dichos estados. Al igual que ocurre en el trabajo, el calor no es una propiedad del sistema o del entorno, pues su valor depende de las características del proceso y no sólo de los estados extremos.
El convenio de signos empleado frecuentemente en la termodinámica es:

- Q>0: trasferencia de calor hacia el sistema.
- Q<0: transferencia de calor desde el sistema.

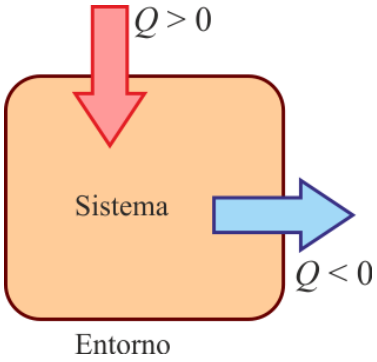

Figura 9: Criterio de signos del calor. (Fuente: www.laplace.us.es).

Esta transferencia de calor puede producirse de tres modos diferentes, los cuales definiremos brevemente a continuación:

- *Conducción:* Consiste en el transporte de energía en sólidos, líquidos o gases debido a un gradiente de temperatura. Se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas, es decir, este intercambio ocurre en dirección de la temperatura decreciente. Esta energía está relacionada con el movimiento translacional aleatorio, así como con los movimientos internos de rotación y vibración de las moléculas.
  La cantidad de transferencia de energía por conducción que se transfiere se calcula por la ley de Fourier:

$$\overrightarrow{q''} = -K\overrightarrow{\nabla T} \qquad (4)$$

  donde K es la conductividad térmica del material. El signo menos es consecuencia de que la energía fluye en dirección de las temperaturas decrecientes.

- *Convección:* Es la transferencia de energía entre una superficie sólida y un gas o líquido adyacente en movimiento. La velocidad de transferencia de energía desde el sistema al fluido puede calcularse mediante la ley de Newton de enfriamiento:

$$Q = hA\left(T_{pared} - T_{fluido}\right) \qquad (5)$$

  donde A es el área de superficie en la que tiene lugar la transferencia de calor, h define el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual no es una propiedad termodinámica.

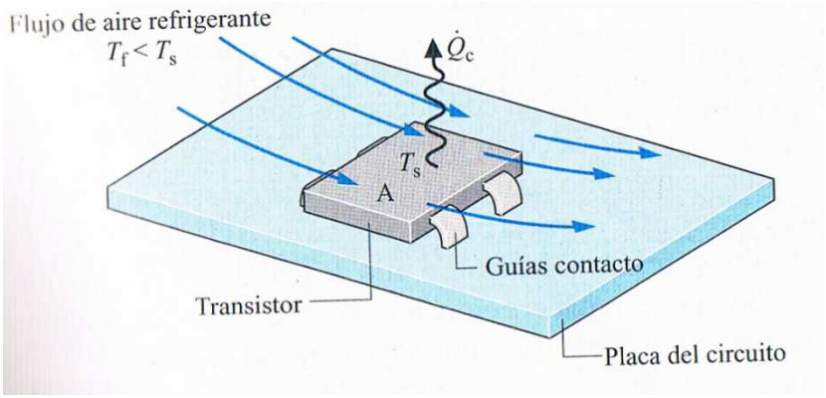

Figura 10: Ilustración de la ley de enfriamiento de Newton. (Fuente: Michael J. Morgan).

De acuerdo con la figura 10, la energía se transfiere en la dirección indicada por la flecha por los efectos combinados de la conducción en el aire y el movimiento de éste.
La convección puede ser forzada o natural. Cuando el fluido es impulsado por ventiladores o bombas, denominada convección forzada, el valor de transferencia térmica es mayor que cuando el movimiento del fluido se realiza de forma libre, denominado convección natural.

- *Radiación*: Es emitida por la materia como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas en su interior. La energía se transporta mediante ondas electromagnéticas. A diferencia de la conducción, la radiación no requiere de un medio físico para propagarse y puede tener lugar incluso en el vacío. La velocidad a la que la energía es emitida, desde un sistema con área superficial A, se calcula mediante la ley de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \qquad (6)$$

donde T_s es la temperatura absoluta de la superficie. La emisividad, ε, es una propiedad de la superficie que indica la eficiencia con que radia la misma, y σ es la constante de Stefan-Boltzmann.

Una vez definidos los diferentes modos de transferencia de energía, se puede expresar la variación de la energía total de un sistema de manera matemática con la siguiente ecuación:

$$\Delta E = Q - W \qquad (7)$$

Esta ecuación resume el principio de conservación de la energía para sistemas cerrados de todo tipo, pudiéndose definir que “la variación de energía del sistema es

igual a la diferencia entre la cantidad de energía Q transferida al sistema cerrado por otros modos distintos al trabajo y la cantidad de energía transferida desde el sistema mediante trabajo".

Si se combinan las ecuaciones 1 y 7, se obtiene una forma alternativa del balance de energía:

$$Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \qquad (8)$$

Esta ecuación muestra que una transferencia de energía a través de la frontera del sistema se manifestará por el cambio de una o más de las distintas formas macroscópicas de energía.

Otra forma de escribir el balance de energía puede ser en su forma diferencial, quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$dE = \delta Q - \delta W \qquad (9)$$

Hasta ahora se ha hablado del principio de conservación de la energía para sistemas cerrados, sin embargo, este principio también se puede aplicar a sistemas abiertos, siendo la única diferencia que aparte de la transferencia de energía por trabajo y calor, hay que añadir el término de energía transferida por la masa. Al igual que se definieron los conceptos de transferencia de energía por trabajo y calor, se va a desarrollar este nuevo concepto.

- *Energía transferida por la masa*: A diferencia de los sistemas cerrados, en los volúmenes de control hay un flujo másico a través de sus fronteras, y se requiere trabajo para introducirla o sacarla, denominada energía de flujo. Esta energía, puede expresarse como:

  $$W_{flujo} = P \cdot V \qquad (10)$$

  La energía total de un sistema consiste en tres partes, tal y como se ha comentado a lo largo de este capítulo: interna, cinética y potencial. El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma adicional de energía, la mencionada energía de flujo. Entonces la energía total de un fluido en movimiento por unidad de masa (denotada por θ) es:

  $$\theta = P \cdot v + e = P \cdot v + (u + ec + ep) \qquad (11)$$

  Sin embargo, la combinación $P \cdot v + u$ se puede definir como la entalpía h, quedando la ecuación 11 de la siguiente manera:

$$\theta = h + ec + ep = h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \qquad (12)$$

De este modo, si θ es la energía transportada por unidad de masa, resulta sencillo calcular la energía total de un fluido en movimiento de masa m, siendo $m\theta$, siempre y cuando las propiedades de la masa sean uniformes. Es decir, la cantidad de energía transportada será:

$$E_{masa} = m \cdot (h + \frac{V^2}{2} + gz) \qquad (13)$$

Una vez definido este término, se puede realizar el balance de energía general para un sistema abierto en estado estacionario, quedando así

$$Q - W = m \cdot (h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1)) \qquad (14)$$

3.4 Segunda ley de la termodinámica

Resulta claro que los procesos termodinámicos siempre ocurren en una dirección, que es la de la temperatura decreciente, es decir, el calor siempre se transmite desde el sistema de más temperatura al de menos. Sin embargo, la primera ley anteriormente descrita no restringe la dirección del proceso. Esta falta de adecuación de la primera ley para identificar si un proceso puede tener lugar se remedia introduciendo otro principio general: la s*egunda ley de la termodinámica.*

Existen dos formulaciones clásicas para la segunda ley, el de Kelvin-Planck, que se relaciona con las máquinas térmicas, y el de Clausius, relacionado con refrigeradores o bombas de calor.

- *Formulación de Clausius (1850):* Esta formulación dice que "*Es imposible la existencia de un sistema que pueda funcionar de modo que su único efecto sea una transferencia de energía mediante calor de un cuerpo frío a otro más caliente*". Esta formulación no excluye la posibilidad de transferir energía desde un cuerpo frío a otro caliente, pues esto es lo que ocurre en los frigoríficos o bombas de calor. Sin embargo, para que esto ocurra es necesario la aportación de un trabajo mediante una fuente de energía externa, como un motor eléctrico, tal y como puede apreciarse en la siguiente imagen.

Figura 11: Segundo principio de la termodinámica según la formulación de Clausius. (Fuente:www.casanchi.com)

- *Formulación de Kelvin-Planck (1851):* Antes de presentar esta formulación, conviene introducir el concepto de foco térmico. Un foco térmico es una clase especial de sistema cerrado que se mantiene siempre a temperatura constante, aun cuando se le ceda o quite energía por transferencia de calor. Habiendo introducido este concepto, la formulación de Kelvin-Planck del segundo principio dice: "*Es imposible que un dispositivo que, operando según un ciclo termodinámico, ceda una cantidad neta de trabajo a su entorno mientras recibe energía por transferencia de calor procedente de un único foco térmico*". De aquí se deduce que ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil, debe intercambiar calor con otro foco a baja temperatura, es decir, una máquina debe trabajar al menos entre dos focos, tal y como se ilustra en la siguiente imagen:

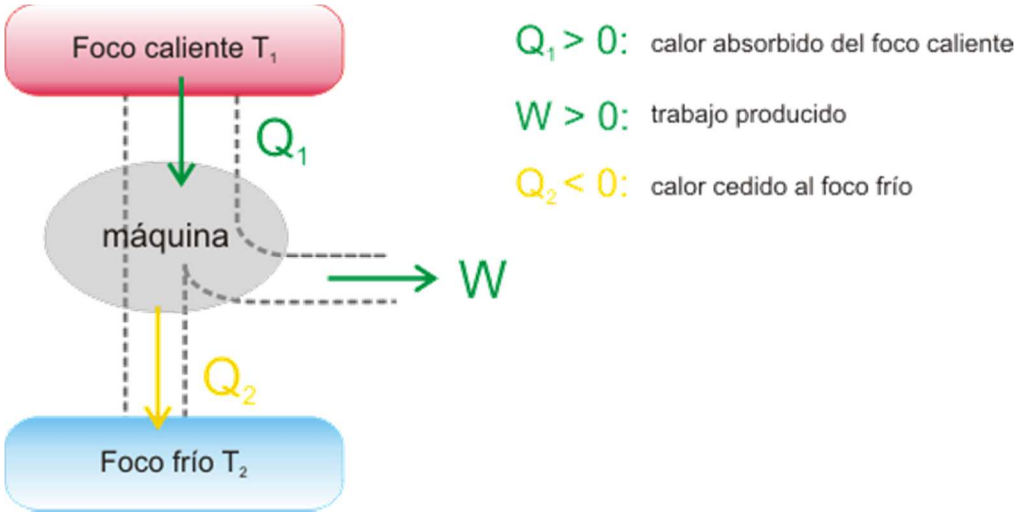

Figura 12: Ilustración del segundo principio de la termodinámica. (Fuente: www.acer.forestales.upm.es)

Este segundo principio es muy importante en el área de ingeniería con el objetivo de determinar las mejores prestaciones teóricas de los sistemas. Este mejor funcionamiento se analiza mediante procesos idealizados (reversibles). Sin embargo, en

la realidad tienen lugar los procesos irreversibles. Este segundo principio puede utilizarse para determinar si un proceso dado es reversible o irreversible. Los dos procesos mencionados anteriormente se definen como:

- *Proceso irreversible:* Ocurre si una vez que el proceso ha tenido lugar, resulta imposible devolver al sistema y a todas las partes del entorno a sus respectivos estados iniciales. A un sistema que ha sufrido un proceso irreversible no le es necesariamente imposible volver a su estado inicial. Sin embargo, si lo hiciera, entonces sería imposible devolver también al entorno al estado en el que se encontraba inicialmente. En resumen, los procesos irreversibles incluyen una o más de las siguientes irreversibilidades:

    - Transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas.
    - Expansión libre de un gas o líquido hasta una presión más baja.
    - Reacción química espontánea.
    - Mezcla espontánea de sustancias con diferente composición o estado.
    - Rozamiento, tanto de deslizamiento como de viscosidad.
    - Deformación inelástica.

    Esta lista, si bien no incluye todas las irreversibilidades existentes, sí sugiere que todos los procesos reales son irreversibles. Además, las irreversibilidades pueden ser internas, si ocurren dentro del sistema, o externas, si ocurren en el entorno inmediato del mismo.

- *Proceso reversible:* ocurre cuando el sistema y todas las partes de su entorno pueden devolverse exactamente a sus estados iniciales, después de que el proceso haya tenido lugar. Este tipo de procesos son puramente hipotéticos, si bien ciertos procesos reales son aproximadamente reversibles.

En este apartado se ha hablado hasta ahora de las diferentes formulaciones del segundo principio de la termodinámica, así como de conceptos importantes relacionados con éste. Sin embargo, no se ha hablado de que esta ley conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades.

La desigualdad que tiene mayores consecuencias en la termodinámica es la desigualdad de Clausius, cuyo concepto se expresa como:

$$\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0 \qquad (15)$$

Es decir, la integral cíclica de $\frac{\partial Q}{T}$ siempre es menos o igual que cero. Esta desigualdad es válida para todos los ciclos termodinámicos, reversibles, irreversibles e incluso los de refrigeración.

Si se tiene un ciclo reversible total o sólo internamente reversible (cuando no ocurre nada dentro del sistema que lo haga irreversible) se mantiene la igualdad en la desigualdad de Clausius, mientras que la desigualdad se mantiene para los irreversibles.

Clausius comprendió en 1865 que había descubierto una nueva propiedad termodinámica y decidió nombrarla entropía, la cual se define como el grado de desorden que tiene un sistema. Esta entropía esta designada por la S y matemáticamente se define como:

$$dS = \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{int\ rev} \qquad (16)$$

Relacionando el concepto de entropía con los procesos reversibles e irreversibles, se dice que si la entropía en un proceso es igual a cero, éste es reversible y puede regresar a su estado inicial de manera espontánea, es decir, sin ningún tipo de esfuerzo. De la misma manera, si una máquina térmica o un dispositivo cíclico no tienen cambio total de entropía se dice que el dispositivo es reversible, ideal. Para un proceso irreversible el cambio de entropía siempre será positivo.

Integrando la expresión 16 entre los estados inicial y final podemos determinar la entropía de un sistema:

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{int\ rev} \qquad (17)$$

3.5 Tercera ley de la termodinámica

El tercer principio tiene su origen en el llamado *teorema de Nernst,* el cual afirma que "*la variación de entropía que tiene lugar en un proceso reversible e isotermo en un sistema condensado en equilibrio interno, tiende a cero, cuando* $T \to 0K$", es decir:

$$\lim_{T \to 0} \Delta S_T = 0 \qquad (18)$$

Posteriormente Planck hizo una hipótesis complementaria, según la cual no sólo la variación de entropía es nula cuando $T \to 0$, sino la entropía de toda sustancia sólida o líquida en estado de pureza y en equilibrio interno es nula en el cero absoluto:

$$\lim_{T \to 0} S = 0 \qquad (19)$$

El tercer principio de la termodinámica no da lugar a la definición de ningún parámetro fundamental y simplemente establece un límite de entropía.

Capítulo 4

Introducción y objetivos

En esta parte se va a hablar sobre las máquinas térmicas y se describirá brevemente su funcionamiento. También se detallará el ciclo de Carnot, el cual establece el máximo rendimiento que puede alcanzar cualquier máquina térmica. Así mismo, se desarrollarán conceptos como la eficiencia térmica o el coeficiente de operación. Este último concepto es de gran importancia para comprender el porqué del gran ahorro económico que supone la introducción de este sistema en el mercado.

4.1 Introducción

Las máquinas térmicas son dispositivos mecánicos que transforman cíclicamente energía térmica en energía mecánica (las máquinas térmicas de potencia, también llamadas motores térmicos) o bombean energía térmica de un nivel térmico inferior a uno superior (llamándose frigoríficos si el interés se centra en la extracción de la energía térmica de bajo nivel y bombas si el interés reside en el aporte de energía térmica de alto nivel).

Estas máquinas térmicas son empleadas debido a la dificultad que supone convertir la energía en trabajo; sin embargo el trabajo se puede convertir con bastante facilidad en otras formas de energía. En la figura 13 puede observarse como el trabajo mecánico que realiza la flecha de la imagen de la izquierda se convierte primero en la energía interna del agua, para posteriormente salir energía en forma de calor. En la parte derecha de la imagen se puede apreciar como al introducir energía en forma calorífica al agua, ésta no genera ningún trabajo.

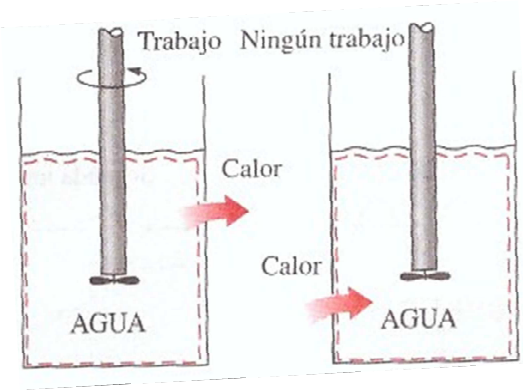

Figura 13: El trabajo se puede convertir en calor de forma directa y completamente, pero lo contrario no es posible. (Fuente: Çengel Boles)

Las máquinas térmicas difieren bastante entre sí, pero todas ellas tienen un funcionamiento básico similar (ilustrado en la figura 14):

1. Reciben el calor de una fuente a temperatura alta (energía solar, horno de petróleo, reactor nuclear, etc.).

2. Convierten parte de este calor en trabajo.

3. Ceden el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmósfera, los ríos, etc.)

4. Operan en un ciclo.

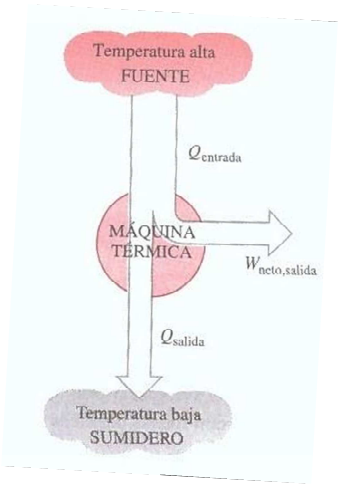

Figura 14: Esquema básico de funcionamiento de una máquina térmica. (Fuente: Çengel Boles)

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos, por lo general, requieren un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como fluido de trabajo.

El término máquina térmica se usa con frecuencia en un sentido más amplio, que incluye dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Las máquinas relacionadas con la combustión interna, como las turbinas de gas y los motores de automóviles, se incluyen en esta categoría. Estos dispositivos operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, porque el fluido de trabajo (los gases de combustión) no experimenta un ciclo completo. En lugar de ser enfriados a la temperatura inicial, los gases de escape se purgan y se reemplazan por una mezcla fresca de aire y combustible al final de ciclo.

El dispositivo productor de trabajo que mejor se ajusta a la definición de una máquina térmica es la *central eléctrica de vapor*, la cual es una máquina de combustión interna, es decir, la combustión se lleva a cabo fuera de la máquina y la energía liberada durante este proceso se transfiere al vapor como calor. Un esquema bastante

simplificado de una central eléctrica de vapor es el mostrado en la figura 15. Las distintas magnitudes tanto de calor como de trabajo mostradas en esta figura son:

$Q_{entrada}$= cantidad de calor suministrada al vapor en una caldera desde una fuente de temperatura alta (horno).

Q_{salida}= cantidad de calor cedida del vapor en el condensador hacia un sumidero de temperatura baja (atmósfera, río,…).

W_{salida}= cantidad de trabajo que entrega el vapor cuando se expande en una turbina.

W_{salida}= cantidad de trabajo requerida para comprimir agua a la presión de la caldera.

Destacar que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo se indican mediante las flechas, de modo que las cuatro cantidades descritas son positivas siempre, es decir, el signo de estas magnitudes estará marcado por la dirección de la mencionada flecha.

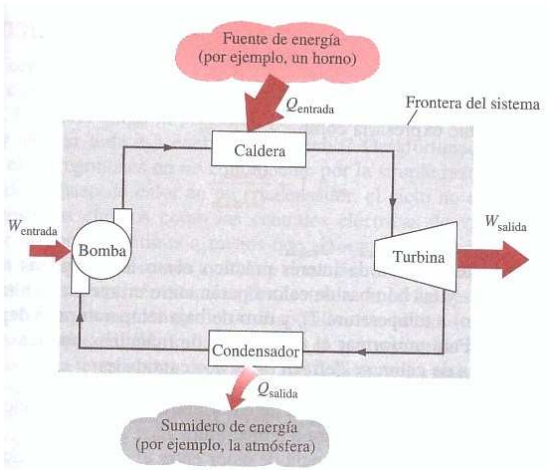

Figura 15: Esquema de una central eléctrica de vapor. (Fuente: Çengel Boles)

La salida de trabajo neto de esta central eléctrica de vapor es la diferencia entre su salida de trabajo total y su entrada de trabajo total, puesto que una parte de la salida de trabajo se consume internamente para mantenerla en operación continua (como se observa en la imagen 16):

$$W_{neto,salida} = W_{salida} - W_{entrada} \qquad (20)$$

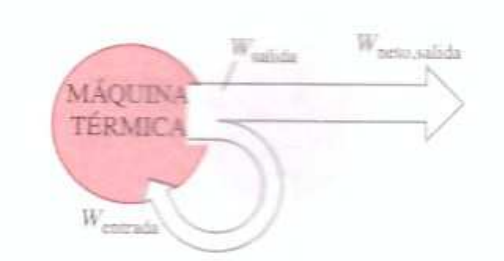

Figura 16: Salida de trabajo de una máquina térmica. (Fuente: Çengel Boles)

Aplicando la primera ley de la termodinámica vista anteriormente, el trabajo neto también se podría obtener en términos de transferencia de calor. En este caso, la central eléctrica de vapor es un sistema abierto, pues tiene un flujo másico que entra y sale. Sin embargo, de la combinación de todo el sistema no sale ni entra nada de materia, por lo que se puede analizar el sistema como un sistema cerrado. Esta máquina térmica experimenta un ciclo, de modo que al ser un sistema cerrado los estados inicial y final del sistema son idénticos, pudiendo concluir que:

$$\Delta E_{sistema} = E_2 - E_1 = 0 \qquad (21)$$

Realizando un balance de energía para todo el ciclo, quedaría:

$$W_{salida} - W_{entrada} = Q_{entrada} - Q_{salida} \qquad (22)$$

Combinando las ecuaciones 20 y 22, se obtiene el trabajo neto en términos de calor:

$$W_{neto,salida} = Q_{entrada} - Q_{salida} \qquad (23)$$

4.2 Eficiencia térmica

El rendimiento térmico o eficiencia térmica se expresa como la relación entre el trabajo útil producido por un motor y la energía calórica total contenida en el combustible, estando ambos expresados en las mismas unidades, ya sea calóricas o de trabajo mecánico.

En la ecuación 23, Q_{salida} representa la magnitud de la energía que se desperdicia con la finalidad de completar el ciclo. Esta magnitud nunca es cero, por lo que la salida neta de trabajo de una máquina térmica es siempre menor que la cantidad de entrada de calor. Es decir, únicamente parte del calor transferido a la máquina térmica se convierte en trabajo. La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto

es una medida del desempeño de una máquina térmica y se denomina *eficiencia térmica* (η_{ter}).

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como:

$$\text{Eficiencia termica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}} \qquad (24)$$

Otra forma de expresarlo en términos más científicos:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto,salida}}{Q_{entrada}} \qquad (25)$$

Combinando las ecuaciones 23 y 25, se puede obtener otra forma de expresar la eficiencia energética:

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} \qquad (26)$$

Los dispositivos cíclicos de interés práctico como las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor operan entre un medio de alta temperatura a temperatura T_H y otro de baja temperatura a temperatura T_L. Para uniformar el tratamiento de máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, se definen estas dos cantidades:

Q_H= magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de alta temperatura T_H

Q_L= magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de baja temperatura T_L

Se puede observar que Q_L y Q_H están definidos como magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas. La dirección de Q_L y Q_H se determina fácilmente observando la dirección de la flecha y aplicando el criterio de signos descrito en el capítulo anterior. De este modo, el trabajo neto se puede expresar como:

$$W_{neto,salida} = Q_H - Q_L \qquad (27)$$

De la misma manera, la eficiencia térmica puede obtenerse como:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto,salida}}{Q_H} \qquad (28)$$

Combinando ambas ecuaciones, una ecuación alternativa para la obtención de la eficiencia térmica sería:

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (29)$$

La eficiencia térmica de una máquina térmica siempre es menor a la unidad porque Q_L y Q_H se definen como cantidades positivas.

De todo lo definido con anterioridad, se puede concluir que la eficiencia térmica no puede alcanzar el 100%. En los vehículos, esta eficiencia está entre el 30-40%, en las centrales de gas está entorno al 40%, y en las de ciclo combinado puede alcanzar hasta el 60%. Así, incluso con las máquinas térmicas más eficientes disponibles en la actualidad, casi la mitad de la energía suministrada termina en ríos, lagos o en la atmósfera como energía de desecho o inútil.

La eficiencia o rendimiento térmico más alto que se puede alcanzar es el rendimiento de Carnot, de lo cual se hablará más adelante.

4.3 Coeficiente de operación

Este nuevo concepto se define para cuantificar la eficiencia que presentan tanto los sistemas de refrigeración como las bombas de calor. Se expresa bajo las siglas COP (Coefficient Of Performance) y aparece para evitar posibles confusiones con la eficiencia térmica. Estas confusiones pueden ser debidas a que ésta nunca puede tener un valor superior a la unidad, sin embargo el COP sí que puede tener un valor superior a la unidad. En función de si se habla de sistemas de refrigeración o de bomba de calor, el coeficiente de operación tiene una relación diferente.

- *Sistema de refrigeración:* Es la relación entre la energía absorbida en el evaporador, es decir, la cantidad de calor que es capaz de extraer, y la utilizada para el accionamiento del compresor.

- *Bomba de calor:* Es la relación entre la energía cedida en el condensador en forma de calor y la utilizada para el accionamiento del compresor.

En los respectivos apartados dedicados tanto al sistema de refrigeración como a la bomba de calor, se expresa con más detalle cómo hallar el citado COP desde el punto de vista matemático.

4.4 Ciclo de Carnot

En 1824, el ingeniero francés Nicolas Léonard Sadi Carnot describió una máquina teórica, ahora llamada *máquina de Carnot*. Demostró que una máquina térmica que opera en un ciclo ideal o reversible, llamado ciclo de Carnot, entre dos focos de energía es la máquina más eficiente posible. Tal máquina ideal establece un límite superior sobre las eficiencias de todas las otras máquinas. Es decir, el trabajo neto realizado por una sustancia de trabajo es la máxima cantidad de trabajo posible para una cantidad dada de energía suministrada a la sustancia a más alta temperatura. De esta manera, se puede expresar el teorema de Carnot como sigue "*ninguna maquina térmica real que opere entre dos focos de energía puede ser más eficiente que una máquina de Carnot que opere entre los mismos dos reservorios"*.

En la imagen 17 se muestra un diagrama moderno de la definición de Carnot de máquina. Él se dio cuenta de que toda máquina podía definirse como un dispositivo que obtenía calor, $Q_{entrada}$, de un depósito a alta temperatura (T_1 o T_H). La máquina llevaba a cabo un trabajo, W, sobre los alrededores y después disponía del calor residual en un depósito que se encontraba a una temperatura más baja. Por tanto, la máquina emitía calor, Q_{salida}, hacia el depósito de baja temperatura (T_2 o T_L). Aunque las máquinas modernas son muy diferentes a las del tiempo de Carnot, todo dispositivo del que dispongamos para obtener un trabajo puede describirse según este modelo.

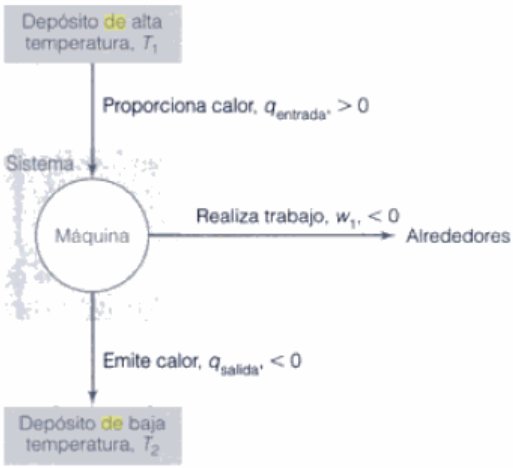

Figura 17: Diagrama del tipo de máquina que Carnot tomó en consideración para su ciclo. (Fuente: www.educ.ar.)

Carnot procedió a definir los pasos para la operación de una máquina que permitieran obtener la máxima eficiencia. Estos pasos, llamados en conjunto ciclo de Carnot, representan el método más eficiente conocido para obtener trabajo del calor, mientras la energía pasa de un depósito de alta temperatura a uno de baja temperatura. Para ello, empleó un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un

dispositivo de cilindro-émbolo adiabático. El aislamiento de la cabeza del cilindro es tal que puede ser eliminado para poner al cilindro en contacto con depósitos que proporcionan transferencia de calor. La figura 18 muestra un esquema de los citados pasos definidos por Carnot, los cuales se definen a continuación:

- *Expansión isotérmica reversible* (proceso 1-2, T_H=constante): Inicialmente (estado 1), la temperatura del gas es T_H y la cabeza del cilindro está en contacto con una fuente a temperatura T_H. Se permite que el gas se expanda lentamente y que realice trabajo sobre los alrededores. Cuando el gas se expande su temperatura tiende a disminuir, pero tan pronto como disminuye la temperatura en una cantidad infinitesimal *dT,* cierta cantidad de calor se transfiere del depósito hacia el gas, de modo que la temperatura de éste se eleva a T_H. Así, la temperatura del gas se mantiene constante en T_H. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el depósito nunca excede una cantidad diferencial *dT,* éste es un proceso reversible de transferencia de calor. El proceso continua hasta que el émbolo alcanza la posición 2. La cantidad de calor total transferido al gas durante este proceso es Q_H.

- *Expansión adiabática reversible* (proceso 2-3, la temperatura disminuye de T_H a T_L): En el estado 2, el depósito que estuvo en contacto con la cabeza del cilindro se elimina y se reemplaza por aislamiento para que el sistema se vuelva adiabático. El gas continúa expandiéndose lentamente y realiza trabajo sobre los alrededores hasta que su temperatura disminuye de T_H a T_L (estado 3). Se supone que el émbolo no experimenta fricción y el proceso está en cuasi equilibrio, de modo que el proceso es reversible así como adiabático.

- *Compresión isotérmica reversible* (proceso 3-4, T_L=constante): En el estado 3, se retira el aislamiento de la cabeza del cilindro y se pone a éste en contacto con un sumidero a temperatura T_L. Después una fuerza externa empuja al cilindro hacia el interior, de modo que se realiza trabajo sobre el gas. A medida que el gas se comprime su temperatura tiende a incrementarse, pero tan pronto como aumenta una cantidad infinitesimal *dT,* el calor se transfiere desde el gas hacia el sumidero, lo que causa que la temperatura del gas descienda a T_L. Así, la temperatura del gas permanece constante en T_L. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el sumidero nunca excede una cantidad diferencial *dT,* éste es un proceso de transferencia de calor reversible, el cual continúa hasta que el émbolo alcanza el estado 4. La cantidad de calor rechazado del gas durante este proceso es Q_L.

- *Compresión adiabática reversible* (proceso 4-1, la temperatura sube de T_L a T_H): El estado 4 es tal que cuando se elimina el depósito de baja temperatura, el aislamiento se coloca de nuevo en la cabeza del cilindro y el gas se comprime de manera reversible hasta volver a su estado inicial (estado 1). La temperatura

sube de T_L a T_H durante este proceso de compresión adiabático reversible, que completa el ciclo.

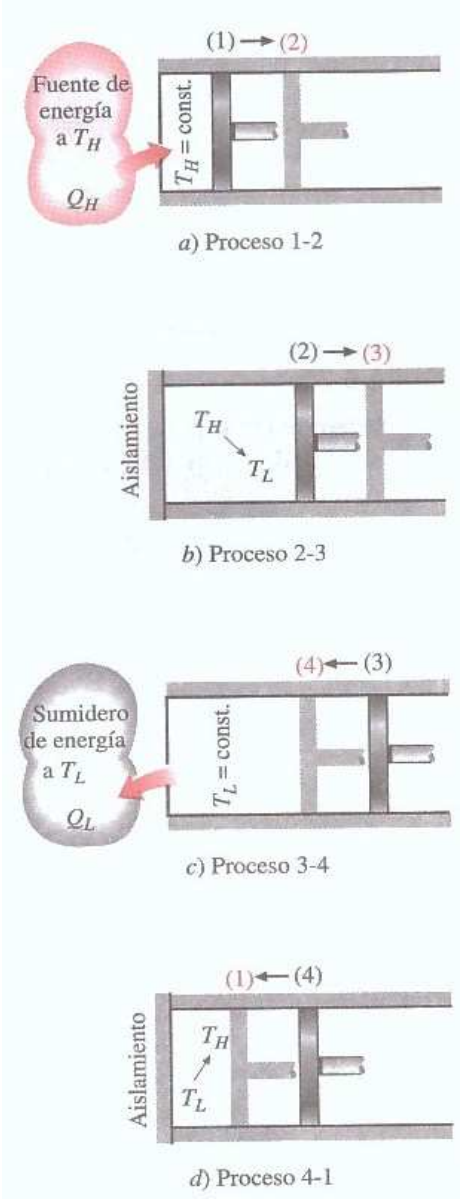

Figura 18: Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado. (Fuente: Çengel Boles)

El diagrama P-V de este ciclo se muestra en la figura 19. En un diagrama de este tipo el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para procesos en cuasi equilibrio (internamente reversible), observando el área bajo la curva a-b-c es el trabajo que realiza el gas durante la parte de expansión del ciclo, y el área bajo la curva c-d-a es el trabajo realizado sobre el gas durante la parte de compresión del ciclo. El área que encierra la trayectoria del ciclo (área a-b-c-d-a) es la diferencia entre estas dos y representa el trabajo neto hecho durante el ciclo.

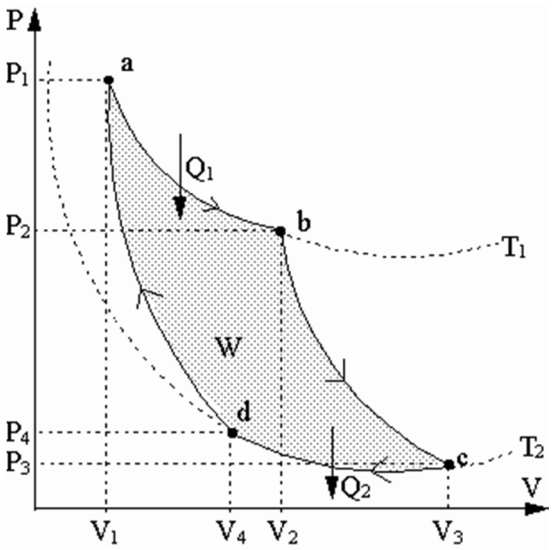

Figura 19: Diagrama P-V de un ciclo de Carnot. (Fuente: www.monografías.com)

Por ser un ciclo reversible, el de Carnot es el más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados, es decir, el rendimiento alcanzado por una máquina de Carnot es el más alto que se podría alcanzar. Sin embargo, este ciclo de Carnot es ideal, por lo que no se puede lograr en la realidad. Por ello, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse lo más posible al de Carnot.

A lo largo de este capítulo, se ha definido la eficiencia térmica de cualquier máquina térmica, reversible o irreversible, el cual se determina mediante la ecuación 29, la cual se expresaba como:

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \qquad (29)$$

Sin embargo, para las máquinas térmicas reversibles, la relación de transferencia de calor en la anterior expresión, se puede reemplazar por la de temperaturas absolutas de los depósitos, según la expresión:

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{rev} = \frac{T_H}{T_L} \qquad (30)$$

Entonces, la eficiencia de una máquina de Carnot, o de cualquier máquina térmica reversible, se convierte en:

$$\eta_{ter,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad (31)$$

Tal y como se ha comentado a lo largo de este capítulo, la eficiencia de Carnot es la máxima que puede obtener una máquina que opera entre dos focos térmicos (T_L *y* T_H),

pues es un ciclo reversible o ideal. De este modo, se puede decir que todas las máquinas térmicas irreversibles o reales que operan entre estos límites de temperatura tienen eficiencias menores. A modo de conclusión, se puede afirmar que una máquina térmica real no puede alcanzar esta máxima eficiencia teórica porque es imposible eliminar por completo las irreversibilidades relacionadas con el ciclo real.

Realizando una comparación entre las diferentes eficiencias de las máquinas térmicas reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura (ilustrado en la figura 20), se obtiene que:

$$\eta_{ter} \begin{cases} < \eta_{ter,rev} & \text{máquina térmica irreversible} \\ = \eta_{ter,rev} & \text{máquina térmica reversible} \\ > \eta_{ter,rev} & \text{máquina térmica imposible} \end{cases} \qquad (32)$$

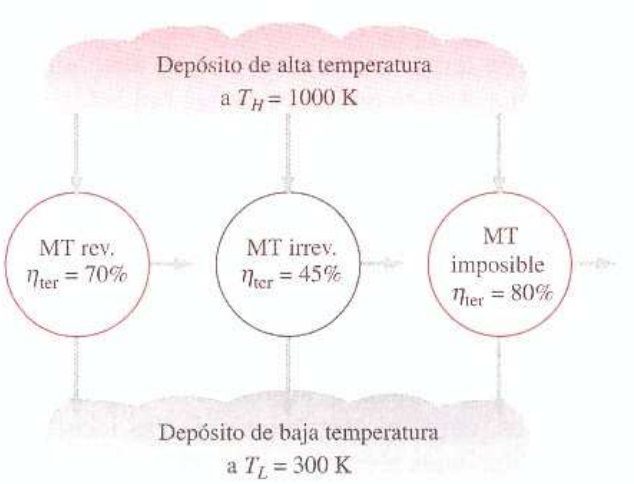

Figura 20: Ejemplo de las diferentes eficiencias que presentan máquinas ideales y reales que operan entre los mismos focos térmicos. (Fuente: Çengel Boles)

La mayor parte de los dispositivos que producen trabajo (máquinas térmicas) utilizados en la actualidad tienen eficiencias menores al 40%, lo que parece bajo en comparación con el 100%. Sin embargo, cuando se evalúa el COP de las máquinas térmicas reales, las eficiencias no deben compararse con el 100%, sino con la eficiencia de una máquina térmica reversible que opera entre los mismos límites de temperatura, porque éste es el límite superior teórico para la eficiencia, no el 100%.

De la ecuación 31 se puede apreciar que la eficiencia de una máquina térmica de Carnot se incrementa cuando T_H aumenta o cuando T_L disminuye. Este suceso, es lógico pues cuando T_L disminuye se puede absorber una menor cantidad de calor de la máquina, mientras que cuando T_L se aproxima a cero la eficiencia del ciclo de Carnot tiende a la unidad. Aplicando este razonamiento a las máquinas térmicas reales, su eficiencia se puede maximizar al suministrar calor hacia la máquina a la temperatura

máxima posible (limitada por la resistencia del material) y al absorber calor de la máquina a la menor temperatura posible (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento, como ríos, lagos o la atmósfera).

4.5 Ciclo de Carnot inverso

El ciclo de la máquina térmica de Carnot recién descrito es totalmente reversible, por lo tanto todos los procesos que abarca se pueden invertir, en cuyo caso se convierte en el ciclo de refrigeración de Carnot. En este caso, el ciclo es similar al descrito en el ciclo de Carnot, siendo la única diferencia que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas, es decir, se absorbe calor (Q_L) de un foco a baja temperatura y se cede calor (Q_H) a otro foco a alta temperatura. Para ello, se requiere una cantidad de trabajo $W_{neto,entrada}$.

El diagrama P-V del ciclo de Carnot invertido es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, excepto que se invierten las direcciones de los procesos, como se muestra en la siguiente imagen:

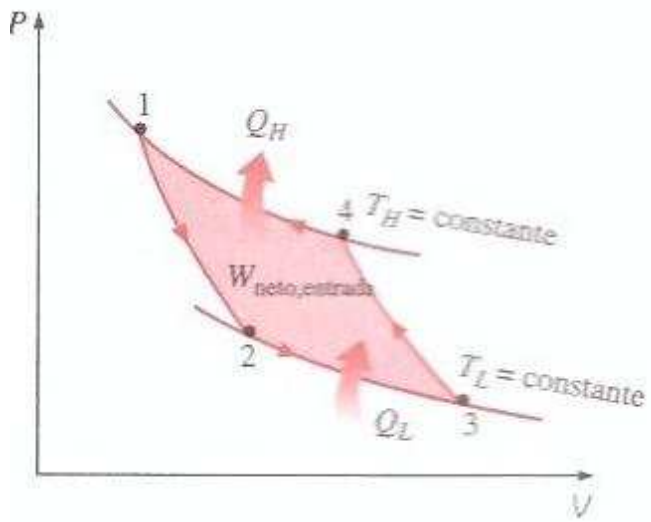

Figura 21: Diagrama P-V de un ciclo inverso de Carnot. (Fuente: Çengel Boles)

Capítulo 5

Introducción y objetivos

En este capítulo, se va a hablar acerca de los sistemas de refrigeración. Se realizará una explicación acerca de los diferentes tipos existentes, así como sus principales aplicaciones. Además, se realizará un breve repaso por los diferentes tipos de refrigerantes existentes para este tipo de dispositivos.

En la actualidad, los sistemas de refrigeración para la conservación de alimentos y el aire acondicionado juegan un papel destacado en la vida cotidiana actual. Este tipo de sistemas basan su funcionamiento en el ciclo de Carnot inverso, pues su objetivo es mantener una región fría a una temperatura por debajo de la del entorno, es decir, se produce una transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta. Esta baja temperatura se consigue habitualmente empleando un fluido de trabajo denominado refrigerante. Además, estos sistemas de refrigeración son dispositivos cíclicos.

5.1 Introducción

La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor. Al principio, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1890, algunas máquinas de menor tamaño activadas por motores eléctricos y equipadas con control automático, empezaron a sustituir a las unidades más antiguas y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en carnicerías y residencias. En torno a 1930, las continuas mejoras hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor: eficientes, pequeños, confiables y económicos.

5.2 Sistema de refrigeración por compresión de vapor

Este tipo de ciclo de refrigeración es el más empleado actualmente, fundamentalmente en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor, interviniendo en él cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador (puede apreciarse en la figura 22).

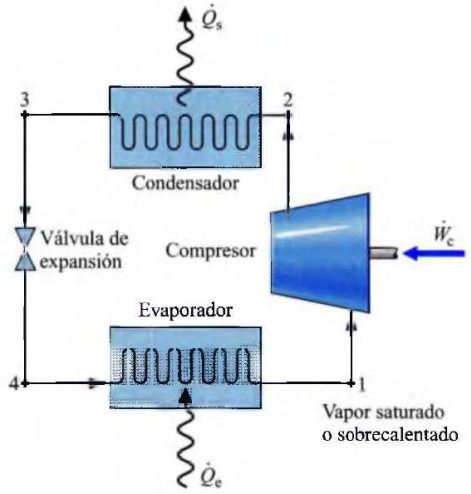

Figura 22: Esquema básico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor (Fuente: Moran Saphiro)

El funcionamiento básico de estos sistemas de refrigeración (tanto reversible como irreversible), utilizando la figura 22 como apoyo, es el siguiente:

- El refrigerante entra al compresor como vapor (1) y se comprime hasta alcanzar la presión del condensador. Posteriormente, sale del compresor (2) a una temperatura elevada yendo hacia el condensador (3), donde a medida que fluye por los serpentines del condensador el fluido refrigerante se va enfriando hasta llegar a condensarse, es decir, pasa de estado vapor a estado líquido, de manera que le cede calor al otro fluido que circula por el condensador (generalmente aire). Después entra a la válvula de expansión (4) donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a baja presión y temperatura entra al evaporador, donde absorbe calor del espacio refrigerado (habitación, nevera, etc.), provocando su evaporación, es decir, su paso de estado líquido a estado vapor. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

El sentido de las magnitudes de trabajo y calor, se muestran en la (figura 23). Aquí, Q_L es la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L , Q_H es la magnitud del calor cedido hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{neto,entrada}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Como se ha mencionado anteriormente, Q_L y Q_H representan magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas.

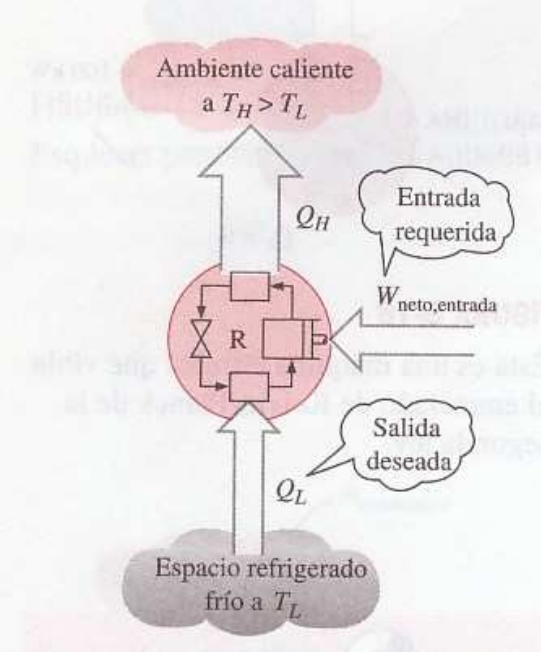

Figura 23: Sentido de las magnitudes de calor y trabajo en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Çengel Boles)

La eficiencia de un sistema de refrigeración, o hablando en términos más correctos, el *coeficiente de operación* (COP_R) del mismo, se podría calcular de la siguiente forma:

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}} \qquad (33)$$

Realizando un balance de energía en la (figura 24), se obtiene:

$$W_{neto,entrada} = Q_H - Q_L \qquad (34)$$

Entonces, combinando las ecuaciones 33 y 34, la relación del COP, para sistemas tanto reversibles como irreversibles, se convierte en:

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad (35)$$

Como se observa, el valor del $\mathrm{COP_R}$ puede ser mayor que la unidad. Es decir, la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo.

Desde un punto de vista académico, conviene definir el coeficiente de operación que tendrían los sistemas de refrigeración ideales, es decir, reversibles. Este COP sería el más alto que podría tener un sistema refrigerador que opera entre los límites de temperatura T_L T_H. De este modo, el COP sería:

$$\mathrm{COP_{R,rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \qquad (36)$$

Tomando como referencia la figura 24 se puede comparar los diferentes COP entre sistemas de refrigeración reales e ideales, siempre y cuando éstos operen entre los mismos límites de temperatura. De esta manera:

$$\mathrm{COP}_R \begin{cases} < \mathrm{COP_{R,rev}} & \text{sistema de refrigeración irreversible} \\ = \mathrm{COP_{R,rev}} & \text{sistema de refrigeración reversible} \\ > \mathrm{COP_{R,rev}} & \text{sistema de refrigeración imposible} \end{cases} \qquad (37)$$

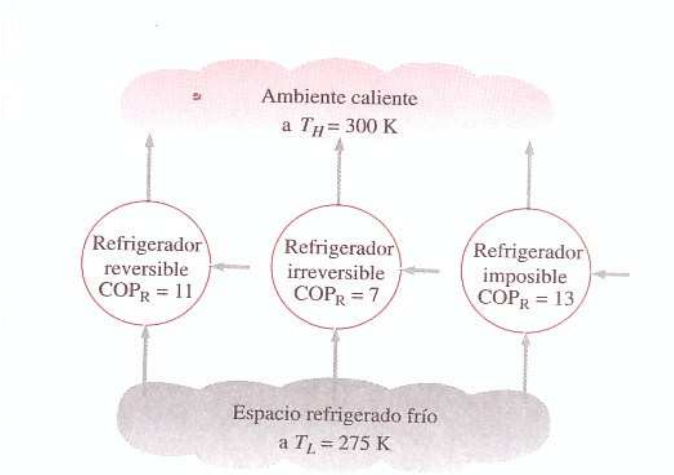

Figura 24: Comparación del COP para sistemas de refrigeración reales e ideales. (Fuente: Çengel Boles)

Los sistemas de refrigeración reales pueden aproximarse a estos valores ideales cuando se mejoran sus diseños, pero nunca pueden alcanzarlos.

De acuerdo con la ecuación 36, se puede apreciar como el COP disminuye cuando T_L decrece, es decir, requiere más trabajo absorber calor de medios de temperatura menor. Cuando la temperatura del espacio refrigerado se aproxima a cero, la cantidad de

trabajo requerida para producir una cantidad finita de refrigeración se aproxima a infinito y COP_R tiende a cero.

Otra apreciación que se puede realizar de acuerdo con la misma ecuación, es que cuánto más se aproximen las temperaturas de los focos caliente y frío, menos será el COP, pudiendo llegar a ser la unidad en el caso de que ambas temperaturas sean idénticas. De este modo, se puede decir que para que el COP sea lo más elevado posible, conviene que haya una significativa diferencia entre la temperatura del foco caliente y del frío.

Las cuatro componentes asociadas con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estable, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estable. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estable por unidad de masa se reduce a:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_e - h_i \qquad (38)$$

5.3 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Desde un punto de vista académico, conviene hablar también sobre el ciclo ideal o reversible de refrigeración por compresión de vapor. Para ello, se deben de tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- No existen irreversibilidades dentro de evaporador y condensador.
- No hay caída de presión por rozamiento.
- El refrigerante fluye a presión constante en los dos intercambiadores de calor.
- La compresión se produce sin irreversibilidades.
- Se desprecia la transferencia de calor al ambiente.

Con estas consideraciones se obtiene el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor definido por los estados 1-2s-3-4-1 en el diagrama T-s (figura 25):

- Proceso 1-2s: Compresión isentrópica del refrigerante desde el estado 1 hasta la presión del condensador en el estado 2s.

- Proceso 2s-3: Transferencia de calor desde el refrigerante que fluye a presión constante en el condensador. El refrigerante sale como líquido saturado en el estado 3.

- Proceso 3-4: Proceso de estrangulación desde el estado 3 hasta la mezcla bifásica líquido-vapor en 4.

- Proceso 4-1: transferencia de calor hacia el refrigerante que fluye a presión constante a través del evaporador hasta completar el ciclo.

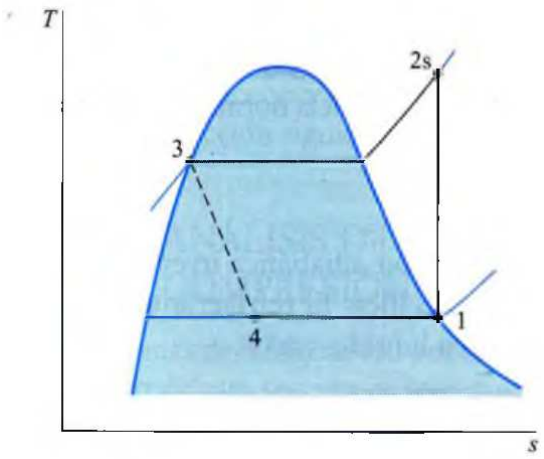

Figura 25: Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Moran Saphiro)

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor muy superior al de la temperatura del medio circundante. Después, el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado la cesión de calor con los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión, correspondiendo con el proceso 3-4 de la figura 25. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

El área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor en procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor cedido en el condensador. Una regla empírica es que

el COP mejora entre el 2 y 4% por cada ºC que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P-h, (como se muestra en la figura 26). En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor, en el condensador y el evaporador, es proporcional a las longitudes de las curvas del proceso correspondientes.

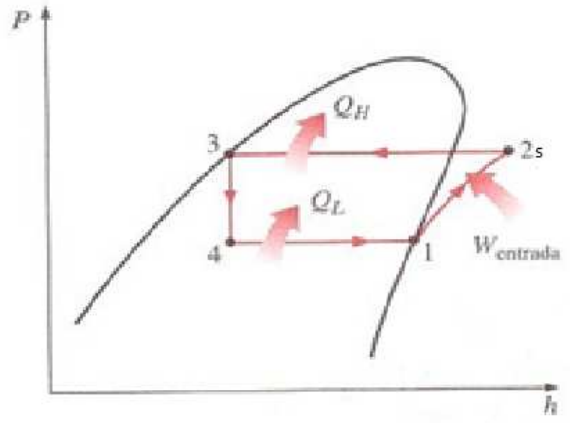

Figura 26: Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Çengel Boles)

Se puede observar que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, de acuerdo con la figura 25 el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4’ y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4-4’ en la figura 25) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el remplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el coste y la complejidad que se generan.

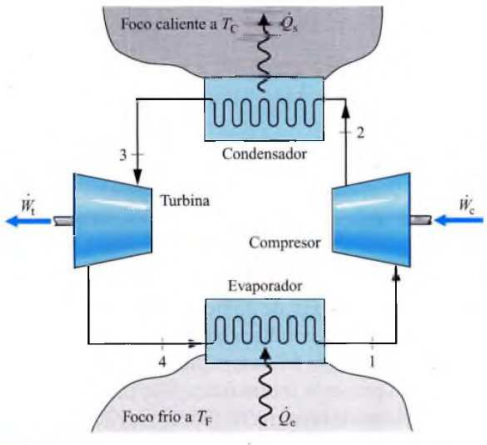

Figura 27: Ciclo completamente ideal de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.
(Fuente: Moran Saphiro)

El COP para un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, de acuerdo con la ecuación 38, donde el condensador y el evaporador no implica ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático, puede expresarse como:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} \qquad (39)$$

5.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, como consecuencia de las irreversibilidades que ocurren en sus componentes. Las dos principales irreversibilidad que ocurren son: la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor entre el refrigerante y los dos focos.

En particular, producir una transferencia de calor suficiente para mantener la temperatura del foco frio T_F, con un evaporador de tamaño adecuado, requiere que la temperatura del refrigerante en el mismo, T_F' sea algunos grados menor que T_F. Esto puede apreciarse en la figura 28. De forma similar, conseguir una transferencia de calor desde el refrigerante al foco caliente exige que la temperatura del refrigerante en el condensador, T_C' sea algunos grados superior a T_C.

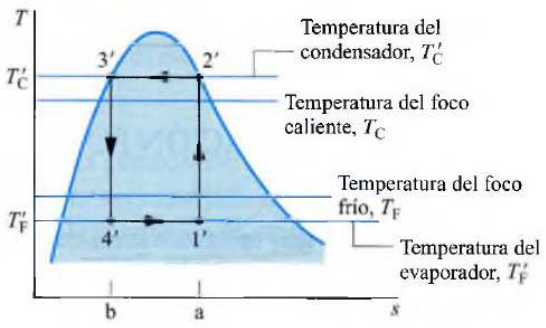

Figura 28: Comparación de las temperaturas del evaporador y condensador con los focos frio y caliente. (Fuente: Morgan Saphiro)

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en realidad no se puede controlar el estado del refrigerante con tanta precisión, de ahí que se diseñe el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. Además, la línea que conecta el evaporador con el compresor puede ser muy larga, de modo que la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante puede ser significativa. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción y de transferencia de calor, los cuales provocan un aumento de la entropía (proceso 1-2 de la figura 29).

Otra diferencia entre el ciclo real y el ideal, es que en éste último, el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en el compresor y en la válvula de estrangulamiento. Además, no es sencillo ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar refrigerante a la válvula de expansión antes de que se condense por completo. Para conseguir que todo el gas refrigerante llegue a la válvula en estado líquido, se subenfría.

Por último, otra diferencia aunque muy poco significativa es la caída de presión que tiene lugar en el gas cuando éste pasa de la válvula de expansión al evaporador, caída que en ciclo ideal no tiene lugar. Esta caída es muy inferior a la que sucede entre el compresor y la válvula de expansión, ya que en este momento el gas refrigerante se encuentra en estado de vapor, de modo que su fricción con las tuberías es insignificante.

En la siguiente figura puede apreciar el diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

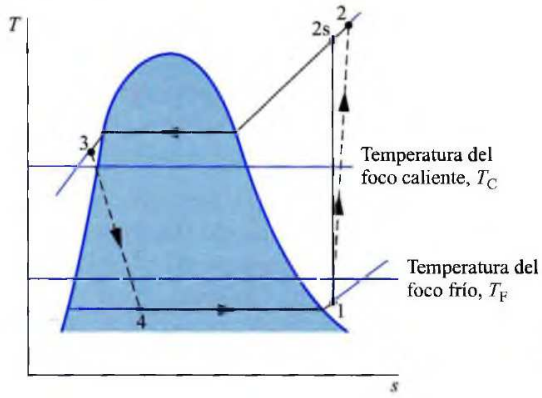

Figura 29: Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. (Fuente: Moran Saphiro)

5.5 Otros sistemas de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor comentado anteriormente, es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor ordinarios son simples, económicos, confiables y prácticamente libres de mantenimiento (las neveras de hoy en día no necesitan casi ningún servicio de mantenimiento). Sin embargo, en grandes aplicaciones industriales, lo más importante es la eficiencia. También en algunas aplicaciones, el ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor puede sufrir algunas modificaciones. A continuación se van a analizar algunas de estas modificaciones.

5.5.1 Sistemas de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperatura que tienen es demasiado grande para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un alto salto térmico, es decir, una elevada diferencia entre las temperaturas de los focos térmicos entre los que transcurre el ciclo significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor reciprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operen en serie. Tales procesos se denominan *ciclos de refrigeración en cascada*.

En un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas (como el mostrado en la figura 30), los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en

medio, el cual sirve de evaporador en el ciclo superior (ciclo A) y de condensador en el ciclo inferior (ciclo B). Suponiendo que el intercambiador de calor se encuentre bien aislado y que las energías cinética y potencial sean despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior. De modo que la relación de los flujos másicos en cada ciclo debe ser:

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \;\rightarrow\; \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \qquad (40)$$

Además,

$$COP_{R,cascada} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{neto,entrada}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \qquad (41)$$

En la figura 30 los dos ciclos emplean el mismo tipo de refrigerante. Sin embargo, generalmente en este tipo de sistemas, el refrigerante que circula por cada uno de los ciclos no tiene por qué ser el mismo. Por lo tanto, en cada ciclo se empleará el refrigerante que tenga las características más deseables para cada caso. Como consecuencia de ello, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama T-s resultaría distinto para cada uno de los ciclos. Además, en los sistemas reales de refrigeración en cascada, los dos ciclos se solaparían ligeramente debido a que se requiere una diferencia de temperatura entre los dos fluidos para que suceda alguna transferencia de calor.

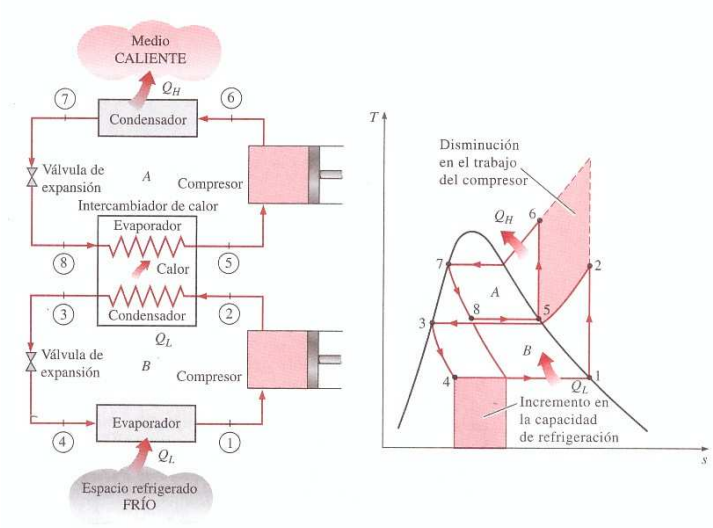

Figura 30: Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante. (Fuente: Çengel Boles)

A partir del diagrama T-s de la figura 30 se puede concluir que el trabajo del compresor disminuye y que la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado aumenta como resultado de las etapas en cascada. Por lo tanto, el sistema en cascada

mejora el coeficiente de operación (COP) de un sistema de refrigeración. Algunos sistemas de refrigeración pueden llegar a emplear tres o cuatro etapas en cascada.

5.5.2 Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas

Cuando el fluido utilizado por todo el sistema de refrigeración en cascada es el mismo, el intercambiador de calor entre las etapas puede sustituirse por una cámara de mezclado (llamada cámara de evaporación instantánea), puesto que posee mejores características de transferencia de calor. A dichos sistemas se les denomina *sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas* (su esquema básico se muestra en la figura 31).

En este sistema, el refrigerante líquido se expande en la primera válvula de expansión hasta la presión de la cámara de evaporación instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor, evaporándose parte del líquido en este proceso. Este vapor saturado (estado 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (estado 2), y la mezcla entra al compresor de presión alta en el (estado 9). El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado.

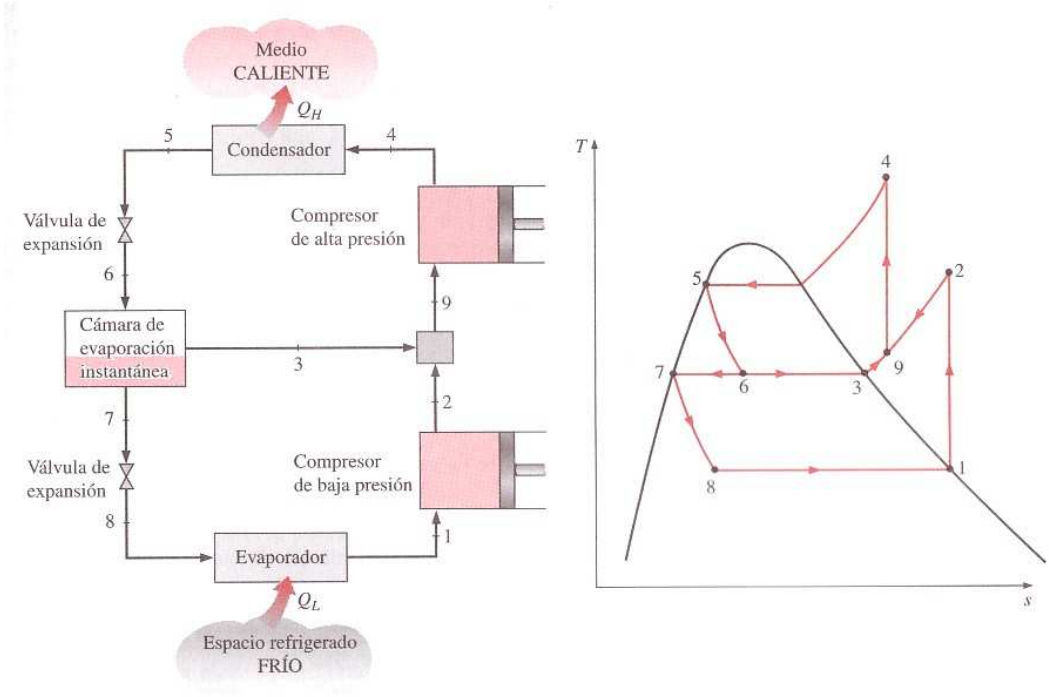

Figura 31: Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea. (Fuente: Çengel Boles)

5.5.3 Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor

Algunas aplicaciones requieren refrigeración a más de una temperatura. Para ello se emplea una válvula de expansión independiente y un compresor por separado para cada evaporador que opere a temperaturas diferentes. Sin embargo, un sistema de esas características será voluminoso y quizás antieconómico. Un planteamiento más práctico y económico consiste en enviar todas las corrientes de salida de los evaporadores a un solo compresor y dejar que éste maneje el proceso de compresión para el sistema completo.

Considérese, por ejemplo, una unidad ordinaria de congelador-refrigerador, es decir, una refrigerador común (un esquema simplificado de la unidad y el diagrama T-s del ciclo se presentan en la figura 32). La mayor parte de los alimentos refrigerados tienen un alto contenido de agua y el espacio refrigerado debe mantenerse por encima del punto de congelación para evitar el congelamiento. El compartimento del congelador, sin embargo, se mantiene a casi -18ºC. Por consiguiente, el refrigerante debe entrar al congelador a -25ºC para tener una transferencia de calor. Si se emplease una sola válvula de expansión y un evaporador, el refrigerante tendría que circular en ambos compartimentos a -25ºC aproximadamente, lo que provocaría la formación de hielo en los serpentines del evaporador, y la deshidratación del producto. Dicho problema se elimina estrangulando el refrigerante a una mayor presión, y en consecuencia a mayor temperatura, para su uso en el espacio refrigerado, y después estrangularlo hasta la presión mínima cuando se utilice el congelador. La totalidad del refrigerante que sale del compartimento del congelador se comprime después con un solo compresor hasta la presión del condensador.

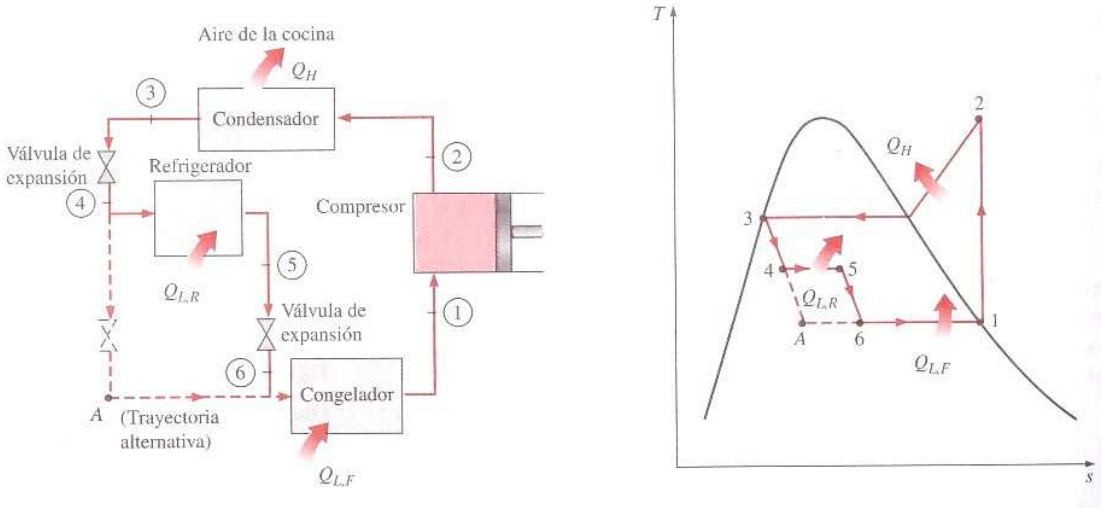

Figura 32: Esquema y diagrama T-s para una unidad de refrigerador-congelador. (Fuente: Çengel Boles)

5.5.4 Sistemas de refrigeración por absorción

Este tipo de sistemas de refrigeración presenta un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica económica a una temperatura de 100 a 200ºC. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica rentable son la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando se encuentra disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema amoniaco-agua, donde el amoniaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por encima del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema NH_3-H_2O que se muestra en la figura 33. La máquina de refrigeración de amoniaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carré en 1859. En unos cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos. Se puede observar inmediatamente de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes mencionados anteriormente, se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. A continuación se va a explicar qué sucede en la caja, es decir, en los diferentes elementos que componen el complejo mecanismo de absorción anteriormente citado:

El vapor de amoniaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar NH_3-H_2O. Ésta es una reacción exotérmica; por ello, el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida NH_3 + H_2O, que es rica en NH_3, se bombea luego al generador. El vapor que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la devuelve al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente NH_3 + H_2O, pobre en NH_3, pasa después por un regenerador, donde transfiere calor a la solución enriquecida que sale de la bomba y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

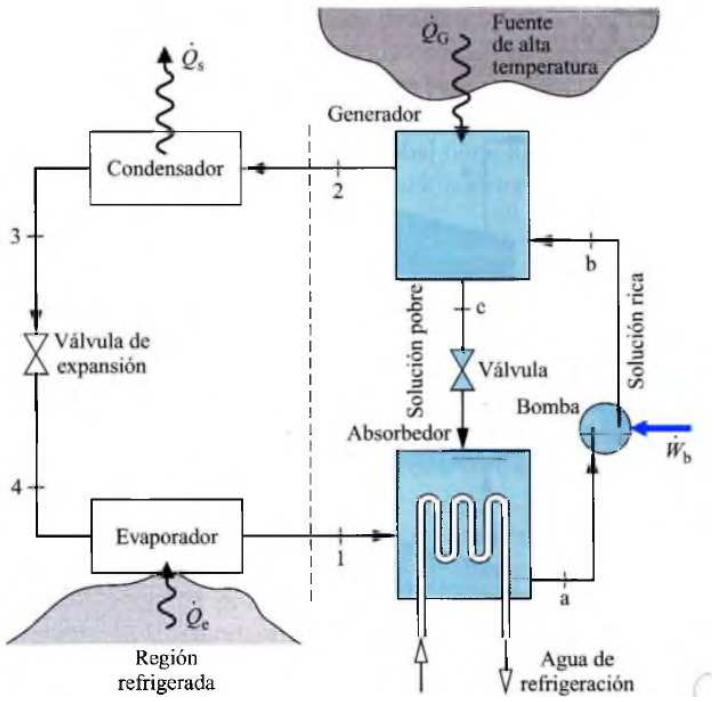

Figura 33: Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco. (Fuente: Moran Saphiro)

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo permanente es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1% del calor suministrado al generador) y se ignora a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como sistemas accionados por calor.

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, presentando además una menor eficiencia, por lo tanto requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y son más difíciles de mantener dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse cuando el coste unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como:

$$COP_{absorción} = \frac{Salida\ deseada}{Entrada\ requerida} = \frac{Q_L}{Q_{generador} + W_{bomba,entrada}}$$

$$\cong \frac{Q_L}{Q_{generador}} \qquad (42)$$

Al igual que en todas las máquinas térmicas, sistemas de refrigeración y bombas de calor, el COP máximo de un sistema se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible (es decir, el ciclo no incluye irreversibilidades ni ninguna transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura diferencial). El sistema de refrigeración sería reversible si el calor de la fuente ($Q_{generador}$) se transfiriese a una máquina térmica de Carnot, y la salida de trabajo de esta máquina térmica ($W = \eta_{ter,rev} \cdot Q_{generador}$) se suministrara a un refrigerador de Carnot para extraer calor de un espacio refrigerado. Se observa que $Q_L = W \times COP_{R,rev} = \eta_{ter,rev} \cdot Q_{generador} \cdot COP_{R,rev}$. En la figura 34 se ilustra cómo obtener el COP total de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles, el cual tiene la siguiente expresión matemática:

$$COP_{rev,absorción} = \frac{Q_L}{Q_{generador}} = \eta_{ter,rev} \cdot COP_{R,rev}$$

$$= \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_o - T_L}\right) \qquad (43)$$

donde T_L, T_O y T_s son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y la fuente de calor, respectivamente.

Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba calor de una fuente a T_s y extraiga calor del espacio refrigerado a T_L mientras opera a T_0 tendrá un COP menor que aquel determinado a partir de la ecuación 43. Por ejemplo, cuando la fuente está a 120ºC, el espacio refrigerado está a -10ºC y el ambiente se encuentra a 25ºC, el máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener es 1,8. El COP de sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1.

$$\mathrm{W} = \eta_{\mathrm{reversible}} \cdot \mathrm{Q_{generador}} = \left(1 - \frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_s}}\right)\mathrm{Q_{generador}} \qquad (44)$$

$$\mathrm{Q_L} = \mathrm{W} \times \mathrm{COP_{R,reversible}} = \mathrm{W}\left(\frac{\mathrm{T_L}}{\mathrm{T_o} - \mathrm{T_L}}\right) \qquad (45)$$

$$\mathrm{COP_{rev,absorción}} = \frac{\mathrm{Q_L}}{\mathrm{Q_{generador}}} = \left(1 - \frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_s}}\right)\left(\frac{\mathrm{T_L}}{\mathrm{T_o - T_L}}\right) \qquad (46)$$

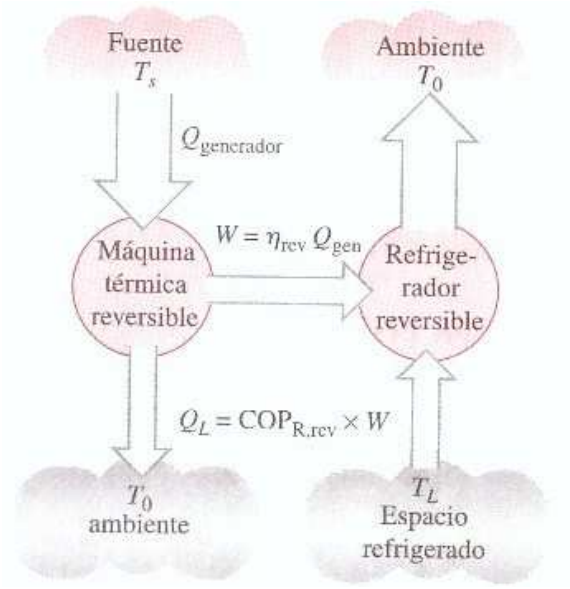

Figura 34: Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración. (Fuente: Çengel Boles)

5.5.5 Ciclos de refrigeración de gas

Según se ha comentado anteriormente, el ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. A continuación se va a analizar el ciclo invertido Brayton, conocido también como *ciclo de refrigeración de gas.*

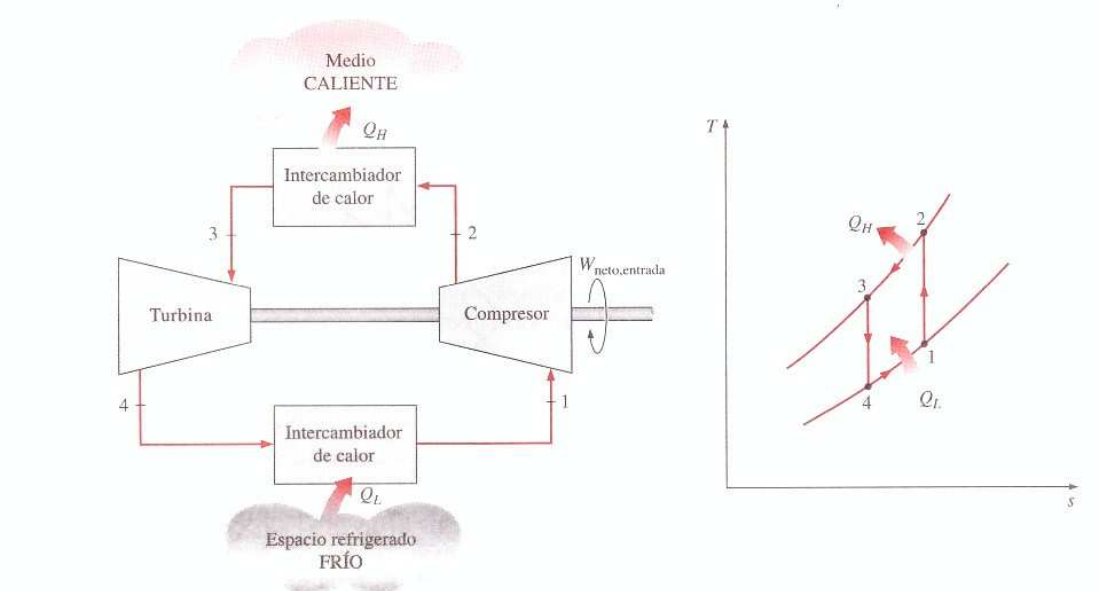

Figura 35: Ciclo simple de refrigeración de gas. (Fuente: Çengel Boles)

Considérese el ciclo de refrigeración de gas el mostrado en la figura 35. Los alrededores están a T_0 y el espacio refrigerado se va a mantener a T_L. El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a alta presión y temperatura en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Seguidamente se produce un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4. Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1.

Todos los procesos recién descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo *ideal* de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviarán de los procesos isentrópicos, y T_3 será más alta que T_0 a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo.

En un diagrama T-s, el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{q_L}{w_{compresor,entrada} - w_{turbina,salida}} \qquad (47)$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$w_{compresor,entrada} = h_2 - h_1$$

$$w_{turbina,salida} = h_3 - h_4$$

El ciclo de refrigeración de gas se desvía del ciclo de Carnot invertido debido a que los procesos de transferencia de calor no son isotermos. De hecho, la temperatura del gas varía de manera considerable durante el proceso de transferencia de calor. Se puede apreciar del diagrama T-s de la figura 36 que los ciclos de refrigeración de gas tienen COP menores respecto de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor o con relación al ciclo de Carnot invertido. El ciclo de Carnot inverso consume una fracción del trabajo neto (área rectangular 1A3B), pero produce una cantidad mayor de refrigeración (área triangular bajo B1).

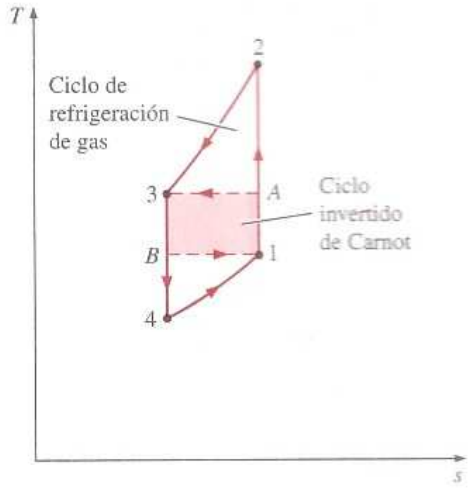

Figura 36: Diagrama T-s de un ciclo de Carnot inverso. (Fuente: Çengel Boles)

A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características principales:

- Incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones).

- Pueden incorporar regeneración, por lo que son adecuados para la licuefacción de gases y en las aplicaciones criogénicas.

Un sistema de enfriamiento de avión, que opera en un ciclo abierto, se muestra en la figura 37. El aire atmosférico se comprime por medio de un compresor, se enfría mediante el aire circundante y se expande en una turbina. El aire frío que sale de la turbina es dirigido después a la cabina.

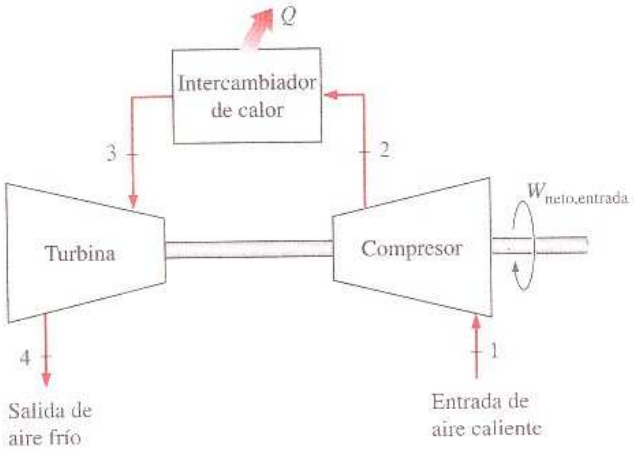

Figura 37: Esquema básico del ciclo de un avión. (Fuente: Çengel Boles)

En los sistemas de refrigeración por gas, el enfriamiento regenerativo se logra al insertar un intercambiador de calor a contraflujo dentro del ciclo. Sin regeneración, la temperatura de entrada más baja de la turbina es T_0, la temperatura de los alrededores o de cualquier otro medio de enfriamiento. Con regeneración, el gas de alta presión se enfría aún más hasta T_4 antes de expandirse en la turbina. La disminución de la temperatura de entrada de la turbina reduce automáticamente la temperatura de salida de la misma, que es la temperatura mínima en el ciclo. Es posible conseguir temperaturas muy bajas cuando este proceso se repite. A continuación, se muestra una imagen de un sistema de refrigeración por gas con regeneración:

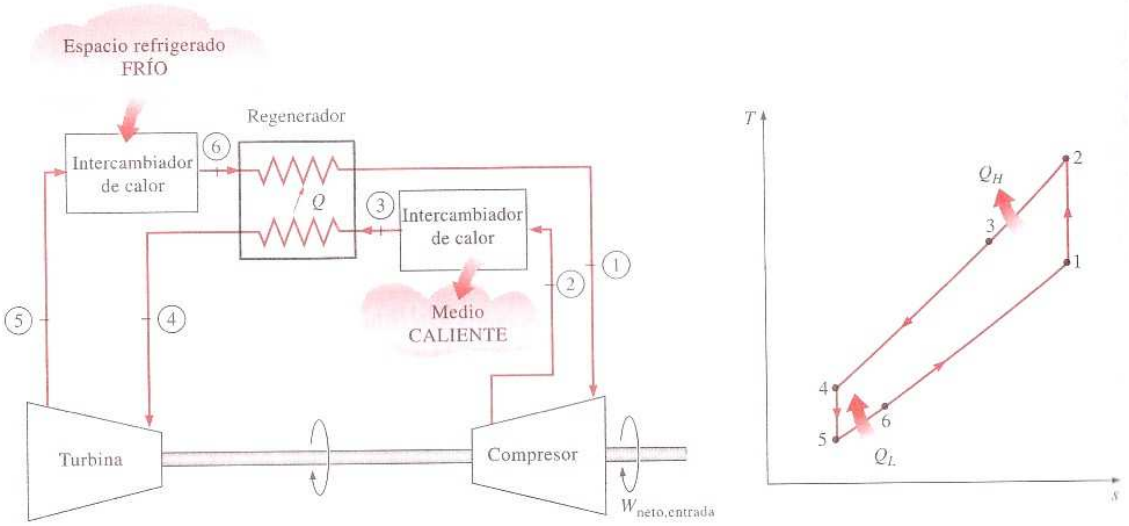

Figura 38: Ciclo de refrigeración de gas con regeneración. (Fuente: Çengel Boles)

5.6 Selección del refrigerante adecuado

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFCs), amoniaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno,…), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones por encima del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De éstos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-134a y R-502 son los más utilizados.

El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, y le siguieron otros como amoniaco, dióxido de carbono, cloruro de metilo, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina y los clorofluorocarbonos, entre otros.

En la actualidad, el amoniaco es el refrigerante más empleado, pues ofrece una serie de ventajas frente a otros refrigerantes, tales como:

- Bajo coste.

- Alto coeficiente de operación, lo que se traduce en un mayor ahorro energético.

- Mejores propiedades tanto termodinámicas como de transporte, lo que se traduce en un mayor coeficiente de transferencia de energía. Debido a este mayor coeficiente, los intercambiadores de calor necesarios son más pequeños, y en consecuencia, más baratos.

- En caso de fuga, tiene una mayor detectabilidad, así como no provocar ningún efecto sobre la capa de ozono.

Sin embargo, este refrigerante tiene una desventaja principal: su toxicidad. Este problema lo hace inadecuado para el uso doméstico.

El amoniaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en la industria farmacéutica y de otros procesos.

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores domésticos y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, eran altamente tóxicos. Una serie de fugas que causaron lesiones y muertes en la década de los veinte produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso residencial.

En 1928, en respuesta a una solicitud, Frigidaire Corporation, el laboratorio de investigación de la General Motors, desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial de "Freón". La producción comercial de R-11 y R-12 se inició en 1931 en una compañía formada por General Motors y E. I. du Pont de Nemours and Co. La versatilidad y el bajo coste de los CFC provocaron que fuesen los más empleados, siendo además utilizados para los aerosoles, los aislamientos de espuma y la industria electrónica como solventes para limpiar chips de ordenadores.

El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad, que sirven como sistemas de acondicionamiento de aire en edificios. El R-12 se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionares de aire en automotores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial, ofreciendo una fuerte competencia al amoniaco. El R-502 (una mezcla del R-115 y del R-22) es el refrigerante dominante que se usa en los sistemas de refrigeración comerciales (como los de los supermercados) debido a que permite bajas temperaturas en evaporadores mientras opera en una sola etapa de compresión.

La crisis del ozono ha ocasionado una gran agitación en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado, y ha generado un análisis crítico de los refrigerantes actuales. A mitad de la década de los setenta se reconoció que los CFC destruyen la capa protectora de ozono y por lo tanto contribuyen al efecto invernadero que a su vez ocasiona el calentamiento global. En consecuencia, el uso de algunos CFC se ha prohibido por medio de tratados internacionales.

Los CFC completamente halogenados (como el R-11, R-12 y el R-115) son responsables de la mayor parte del daño de la capa de ozono. Los refrigerantes no completamente halogenados como el R-22 tienen cerca de 5% de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12. En la actualidad, se están desarrollando refrigerantes favorables a la capa de ozono que protejan a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta. El R-12 fue en gran parte reemplazado por el recientemente desarrollado R-134a, libre de cloro.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor.

Para tener una transferencia de calor razonable debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10ºC entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a -10ºC, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a -20ºC mientras absorbe calor en el evaporador. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de

saturación de 1 atm o mayor a -20ºC en este caso particular. El amoniaco y el R-134a son dos de esas sustancias.

La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se cede el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20ºC en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante debajo de su presión crítica si el proceso de cesión de calor va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces se emplean dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama sistema en cascada, el cual se analizará más adelante.

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de evaporación (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a un bajo coste.

En el caso de bombas de calor, la temperatura mínima (y presión) para el refrigerante puede ser considerablemente más alta puesto que el calor suele extraerse de un medio que se encuentra por encima de las temperaturas encontradas en los sistemas de refrigeración.

Capítulo 6

Introducción y objetivos

En este capítulo se va a hablar sobre las bombas de calor. Este sistema, empleado principalmente para el calentamiento de piscinas, es muy similar a la tecnología en la que se basa este proyecto, de ahí que sea importante explicar algunos conceptos relacionados con estas bombas.

6.1 Introducción

Las bombas de calor generalmente resultan más costosas que otros sistemas de calefacción, pero cuando se adquieren y se instalan, se consigue una amortización de la misma en períodos de tiempo entre los 3 y 5 años. A pesar de tener un coste inicial elevado, la popularidad de las bombas de calor va en aumento. Cerca de una tercera parte de todas las casas construidas para familias pequeñas en Estados Unidos en la última década del siglo XX, se calentaban mediante bombas de calor.

6.2 Funcionamiento

Este dispositivo se comporta igual que los sistemas de refrigeración, y al igual que ocurre en éstos, basa su funcionamiento en el ciclo de Carnot inverso, es decir, transfiere calor desde un medio de baja temperatura a otro de alta. Sin embargo, las bombas de calor tienen un objetivo diferente (tal y como puede apreciarse en la figura 39). Su objetivo, al contrario que el de los sistemas de refrigeración, es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Para lograrlo, absorbe calor desde una fuente que se encuentra a una temperatura más baja (generalmente aire exterior) que la temperatura del espacio que se quiere mantener caliente.

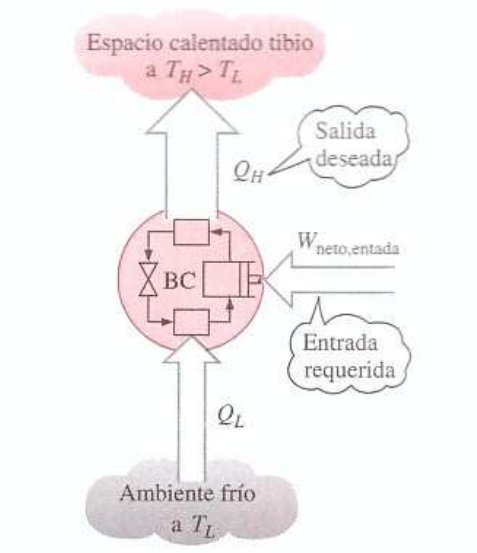

Figura 39: Esquema básico de una bomba de calor. (Fuente: Çengel Boles)

La fuente de energía más común para las bombas de calor es el aire atmosférico (sistemas aire-aire), aunque también se usan el agua y el suelo. El principal problema de los sistemas que utilizan aire como fuente es la formación de escarcha, que se muestra en los climas húmedos cuando la temperatura desciende por debajo de 2 y 5ºC. La acumulación de escarcha en los serpentines del evaporador es perjudicial dado que interrumpe la transferencia de calor. Sin embargo, los serpentines pueden descongelarla cuando se invierte el ciclo de la bomba de calor (operándola como un acondicionador de aire). Se origina así una reducción en la eficiencia del sistema. Los sistemas que tienen el agua como fuente suelen usar agua subterránea a profundidades de hasta 80 m en el intervalo de temperaturas entre 5 y 18ºC, y no tienen problemas de formación de escarcha. Por lo general, mantienen COP más altos, pero requieren instalaciones más complejas para llegar a un gran depósito de agua, como el agua subterránea. Los sistemas que utilizan el suelo como fuente también son escasos, pues requieren una gran tubería situada bajo el suelo a cierta profundidad donde la temperatura es relativamente constante. El COP de las bombas de calor varía entre 1,5 y 3, según el sistema particular utilizado y la temperatura de la fuente.

Tanto la capacidad como la eficiencia de una bomba de calor disminuyen de manera significativa a temperaturas bajas. Por consiguiente, la mayor parte de las bombas de calor que utilizan al aire como fuente requieren un sistema de calentamiento suplementario como los calentadores de resistencia eléctrica o un horno de gas o petróleo. Considerando que las temperaturas del agua y del suelo no suelen variar mucho, no será necesario un calentamiento suplementario en los sistemas que utilizan como fuente al agua o al suelo. Sin embargo, los sistemas de bomba de calor deber tener el tamaño suficiente para satisfacer la máxima carga de calentamiento.

6.3 Coeficiente de operación

La medida del Coeficiente de Operación de una bomba de calor $\mathrm{COP_{HP}}$ se expresa como:

$$\mathrm{COP_{HP}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{neto,entrada}} \qquad (48)$$

Combinando la ecuación 34 con la ecuación 48, se obtiene otra forma alternativa de expresar el $\mathrm{COP_{HP}}$:

$$\mathrm{COP_{HP}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \qquad (49)$$

Comparando las ecuaciones 35 y 49, y realizando una serie de operaciones matemáticas descritas a continuación, se obtiene que:

$$\left.\begin{array}{l} \mathrm{COP_R} = \dfrac{Q_L}{W_{neto,entrada}}\ (35) \rightarrow W_{neto,entrada} = \dfrac{Q_L}{\mathrm{COP_R}} \\ \mathrm{COP_{HP}} = \dfrac{Q_H}{W_{neto,entrada}}\ (49) \rightarrow W_{neto,entrada} = \dfrac{Q_H}{\mathrm{COP_{HP}}} \end{array}\right\} \rightarrow \frac{Q_L}{\mathrm{COP_R}} = \frac{Q_H}{\mathrm{COP_{HP}}}$$

$$\rightarrow \frac{\mathrm{COP_{HP}}}{\mathrm{COP_R}} = \frac{Q_H}{Q_L}$$

$$\frac{\mathrm{COP_{HP}}}{\mathrm{COP_R}} = \frac{Q_H + Q_L - Q_L}{Q_L} = 1 + \underbrace{\frac{Q_H - Q_L}{Q_L}}_{1/\mathrm{COP_R}}$$

$$\frac{\mathrm{COP_{HP}}}{\mathrm{COP_R}} = 1 + \frac{1}{\mathrm{COP_R}}$$

$$\boxed{\mathrm{COP_{HP}} = \mathrm{COP_R} + 1} \qquad (50)$$

para valores fijos de Q_L y Q_H.

La relación 50 indica que el COP de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que $\mathrm{COP_R}$ es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funcionará, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia al suministrar tanta energía como requiera la casa. Sin embargo, en realidad parte de Q_H va al aire

exterior a través de la tubería y otros dispositivos, por lo que el $\mathrm{COP_{HP}}$ podría ser menor que la unidad si la temperatura del aire exterior fuese demasiado baja. Cuando esto ocurre, se suele emplear un sistema de apoyo auxiliar, principalmente calderas de gasoil, propano o gas natural. La mayor parte de las bombas de calor existentes en la actualidad tienen un COP promedio de entre 1,5 y 3.

La mayor parte de las bombas de calor utilizan aire frío exterior como fuente de calor en invierno, y se conocen como bombas de calor de fuente de aire. El COP de esta clase de bombas de calor es de alrededor de 3 en las condiciones especificadas por el diseño. Las bombas de calor de fuente de aire no son apropiadas para climas fríos porque su eficacia disminuye de forma considerable cuando las temperaturas están por debajo del punto de congelación. En esos casos, se pueden emplear las bombas de calor geotérmicas (conocidas también como fuente de tierra) que usan el suelo como fuente de calor. Estas bombas requieren tuberías enterradas a una profundidad de entre 1 y 2 m, y su instalación es más cara, pero también son más eficientes (hasta 45% más que las bombas de calor de fuente de aire). El COP de las bombas de calor de fuente de tierra es de alrededor de 4.

El mismo análisis que se ha realizado anteriormente en los sistemas de refrigeración sobre el COP en el caso de tener sistemas ideales, se podría realizar para las bombas de calor. Del mismo modo que en el caso anterior, el COP de una bomba de calor reversible o ideal sería:

$$\mathrm{COP_{HP,rev}} = \frac{1}{1-T_L/T_H} \qquad (51)$$

Tomando como referencia la misma imagen que en los sistemas de refrigeración (figura 39), se puede realizar una comparación entre los diferentes COP de las bombas de calor reversible e irreversible, siempre y cuando éstos operen entre los mismos límites de temperatura. De esta manera:

$$\mathrm{COP}_{HP}\begin{cases} < \mathrm{COP_{HP,rev}} & \text{bomba de calor irreversible} \\ = \mathrm{COP_{HP,rev}} & \text{bomba de calor reversible} \\ > \mathrm{COP_{HP,rev}} & \text{bomba de calor imposible} \end{cases} \qquad (52)$$

De acuerdo con la ecuación 51, se puede apreciar como el COP aumenta cuando T_L crece, es decir, requiere menos trabajo absorber calor del medio cuanta mayor es su temperatura. Cuando la temperatura del espacio que se quiere calentar (foco caliente a T_H), se aproxima a la temperatura del foco frío (T_L), entonces el COP tiende a ser infinito.

Otra apreciación que se puede realizar de acuerdo con la misma ecuación es que, si la temperatura del lugar que se quiere calentar fuese en torno a 0ºC, el COP tendería a

ser 0. De este modo, se puede decir que para que el COP sea lo más elevado posible conviene que haya una significativa diferencia entre la temperatura del foco caliente y del frío.

Otra forma de expresar el coeficiente de operación de una bomba de calor es la siguiente (basada en el diagrama P-h de la figura 26):

$$COP_{BC} = \frac{q_H}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad (53)$$

6.4 Bombas de calor invertibles

Las bombas de calor y los acondicionadores de aire cuentan con los mismos componentes mecánicos. Por consiguiente, no resulta económico tener dos sistemas separados para cubrir los requerimientos de calefacción y enfriamiento de un edificio. Un sistema puede usarse como una bomba de calor en el invierno y como acondicionador de aire en verano. Para lograrlo, se añade una válvula inversora en el ciclo (como se muestra en la figura 40). Como resultado de esta modificación, el condensador de la bomba de calor (ubicado en los interiores) funciona como el evaporador del acondicionador de aire en el verano. Además, el evaporador de la bomba de calor (localizado en el exterior) sirve como el condensador del acondicionador de aire. Esta característica incrementa la competitividad de la bomba de calor.

Las bombas de calor son más competitivas en áreas que tienen una elevada carga de enfriamiento durante la temporada de frío, y una carga de calefacción baja durante la temporada de calor, siendo menos competitivas en las áreas donde las necesidades sean las inversas (carga de calentamiento elevada y carga de enfriamiento baja). En estas áreas, la bomba de calor cubre todas las necesidades de enfriamiento y calefacción de los edificios residenciales o comerciales. La bomba de calor es menos competitiva en áreas donde la carga de calentamiento es muy grande y la carga de enfriamiento es pequeña.

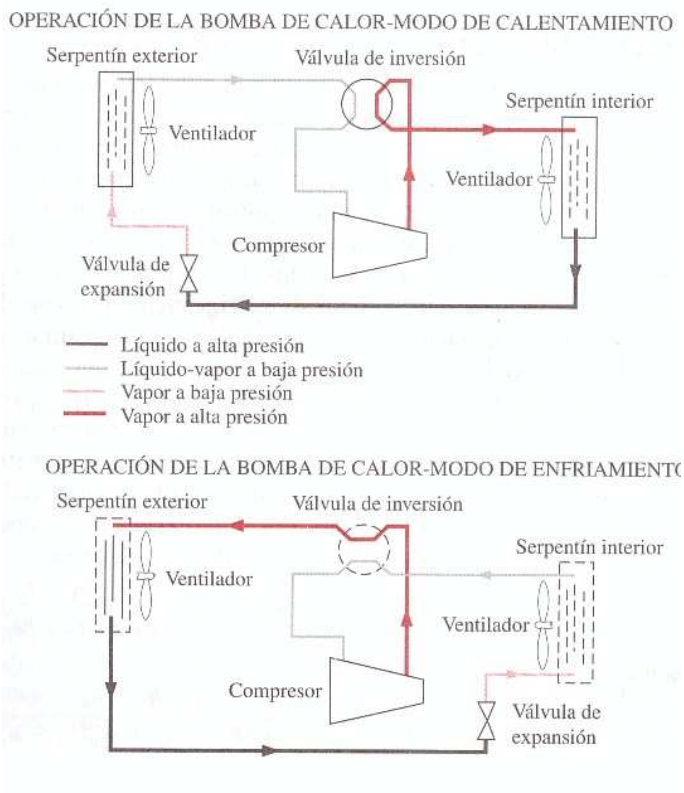

Figura 40: Esquema de funcionamiento de una bomba de calor en invierno y en verano. (Fuente: Çengel Boles)

Capítulo 7

Introducción y objetivos

Este capítulo del proyecto va dedicado a explicar al lector la tecnología empleada para satisfacer las necesidades térmicas de las personas de un modo alternativo. Para ello, se van a describir los diferentes componentes de los equipos, así como detallarse, en la medida de lo posible, el funcionamiento de los mismos. Así mismo, se mencionará brevemente la diferente gama de productos existente. Además, se explicarán en detalle los dos gases refrigerantes empleados por los equipos.

7.1 Introducción

En el capítulo 2 de este documento se ha comentado la importancia que están adquiriendo las energías renovables en el mundo actual, así como del protagonismo que está consiguiendo el concepto de eficiencia energética.

Teniendo en cuenta ambos términos, se ha desarrollado una tecnología que, a pesar de no ser renovable (requiere el uso de electricidad), ha conseguido el Documento de Idoneidad Técnico que concluye que este sistema es conforme con el Código Técnico de la Edificación (CTE) exigencias HS4 y HE4, en lo que respecta a las instalaciones de agua caliente sanitaria. Esto significa que este nuevo sistema es válido para sustituir a las placas solares térmicas, cuya colocación es obligatoria en todas las viviendas de nueva construcción.

Esta equiparación con la energía solar térmica, la cual es completamente renovable, se ha conseguido gracias a la alta eficiencia energética que presentan estos sistemas, o lo que es lo mismo, debido a su elevado COP, concepto que ya se ha definido en el capítulo anterior.

Dicha tecnología, la cual puede llamarse termodinámica, tiene como principio de funcionamiento el ciclo de Carnot Inverso. Tal y como se explicó en los capítulos anteriores, este ciclo consiste en obtener calor gratuitamente de una fuente fría (generalmente ambiente) y realizando un trabajo cederlo a una fuente más caliente.

7.2 Componentes

Este sistema es la combinación de una serie de elementos que en su conjunto realizan todos los pasos necesarios para completar el mencionado ciclo de Carnot. Además, a este conjunto de elementos se le conoce bajo el nombre de equipo.

Hay una amplia gama de equipos termodinámicos. Aunque todos ellos tienen los mismos elementos principales así como el mismo principio de funcionamiento, hay algunas diferencias entre los mismos, las cuales se comentarán más adelante. Los elementos más importantes que componen dichos equipos son:

- *Placa solar termodinámica:* Se comporta como un evaporador y su función es la de provocar la evaporación del gas, es decir, transformar el gas de estado líquido a vapor. El número de placas necesarias puede variar en función de la potencia que sea necesaria para satisfacer las necesidades del cliente. Pueden ir desde una placa para el caso de las viviendas unifamiliares hasta las 40 placas para el caso de hoteles, calefacción de grandes superficies, piscinas, etc. Estas placas termodinámicas tienen una serie de ventajas frente a la solares convencionales:

    - No necesitan la radiación solar para funcionar ya que trabajan por la transferencia de calor del ambiente al gas que circula por su interior, es decir, estas placas funcionan en ausencia de sol.

    - Están hechas de aluminio, siendo sus medidas 1700x800mm. Este material, así como sus medidas inferiores respecto a las placas solares, hacen que su peso sea de 7kg frente a los 45kg de las placas convencionales, por lo que su colocación es posible en prácticamente cualquier lugar sin necesidad de reforzar la estructura donde se van a situar.

    - Absorben calor del ambiente por ambas caras, por lo que su colocación no va influenciada por tener que colocarlos en una determinada posición para captar la radiación solar.

    - Son altamente resistentes a los impactos debido a la ausencia del cristal presente en las placas convencionales. Pueden sufrir deformaciones sin que ello conlleve a una pérdida de rendimiento.

    - Por su interior solamente circula fluido frío por lo que no se ve afectado por aguas duras, la cal, el óxido, etc.

    - Se pueden colocar en cualquier posición, ya sea inclinado, en vertical o en horizontal, lo que facilita su integración en la arquitectura de los edificios.

- La posibilidad de elegir el color de las placas también es un factor importante de cara a mantener la estética de la edificación, siendo el negro el color más conveniente para favorecer la captación de radiación solar.

- No necesitan ningún anticongelante en su interior como las placas convencionales, así como tampoco hay riesgo de que se produzca un sobrecalentamiento en época de verano.

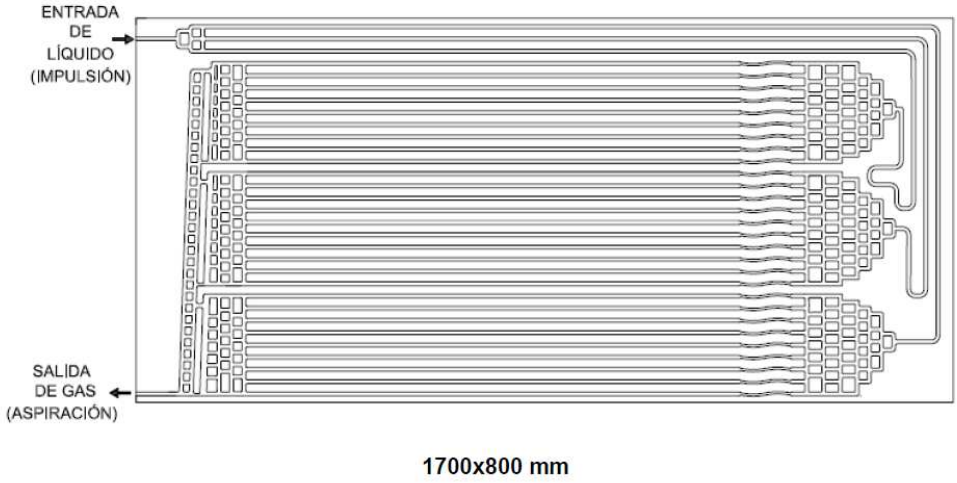

Figura 41: Placa solar termodinámica. (Fuente: Energy Panel)

- *Compresor:* Tiene dos funciones dentro del ciclo que realiza el gas refrigerante. En primer lugar succiona el gas refrigerante reduciendo la presión en el evaporador, de tal forma que el gas evaporará a una menor temperatura por lo que no será necesaria toda la placa para conseguir el paso a estado vapor del refrigerante. Esta disminución de la temperatura de evaporación provoca un recalentamiento en el gas, debido a que éste continúa absorbiendo calor del ambiente por el tramo de placa restante logrando así un recalentamiento del mismo. Este recalentamiento provoca que el refrigerante llegue más caliente a la entrada del compresor, y por tanto, se aumente más la transferencia de calor que tiene lugar en el compresor, teniendo como consecuencia una mayor cesión de calor en el intercambiador.
  Su segunda función es la de elevar la presión del gas hasta una presión lo suficientemente elevada como para que la temperatura de saturación del vapor sea superior a la del medio de enfriamiento disponible para que se produzca la condensación del citado gas, es decir, el compresor ha de ser capaz de elevar la presión del vapor refrigerante hasta alcanzar una temperatura superior a la que se encuentre el foco frio (generalmente agua) para que al entrar en contacto el gas y el foco frio, se produzca una transferencia de calor del medio caliente (gas) al medio frío (agua) y tenga lugar la condensación del citado gas pasando a estado líquido.

Los equipos utilizan dos tipos diferentes de compresores según sean las necesidades del cliente. Cuanta mayor sea la potencia necesaria más caudal ha de pasar por el compresor debido al mayor número de placas, de tal forma que el compresor también ha de ser más potente. Los dos tipos de compresores empleados por los equipos son:

- *Compresor de pistón hermético:* Se emplean en los equipos domésticos y en equipos de gran volumen con bajo número de placas (4 ó 6), es decir, cuando la potencia necesaria es baja.

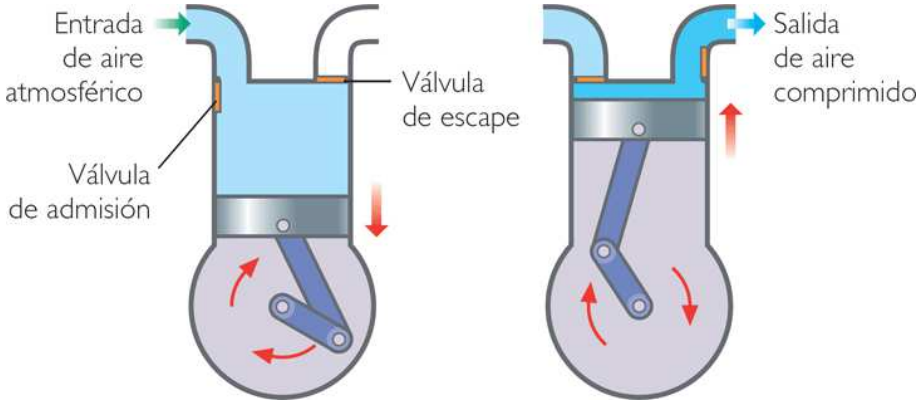

Figura 42: Esquema de funcionamiento básico del compresor de pistón. (Fuente: www.kalipedia.com)

- *Compresor Scroll*: Es el utilizado por la mayoría de los equipos. Tienen una elevada eficiencia volumétrica (100%), su tamaño es más compacto y tiene un menor número de partes móviles, lo cual le hace más fiable y silencioso que los compresores tipo pistón. Además, este tipo de compresores soportan mejor que les entre gas refrigerante en estado líquido.

Figura 43: Compresor tipo Scroll. (Fuente: www.senacompresores.blogspot.com)

- *Válvula de expansión:* Es la encargada de regular el caudal de gas en estado líquido que circula por el evaporador, así como de medir el grado de recalentamiento del vapor refrigerante. Para ello, se coloca un bulbo sensor a la salida del evaporador. Éste contiene en su interior un gas que se expande y se comprime según la variación de temperatura, de tal forma que esta expansión o compresión es la que rige el nivel de apertura de la válvula. De este modo, cuanto menor sea la temperatura a la salida del evaporador menor será la temperatura y presión del gas contenido en el bulbo y la válvula se cerrará, disminuyendo la cantidad de refrigerante que entra al evaporador. Esto ocurre así para garantizar que todo el gas refrigerante se evapore en la placa termodinámica.
  Sin embargo, si la temperatura a la salida es muy elevada aumentará la temperatura y presión del gas del bulbo, de tal forma que la válvula se abrirá aumentando el caudal de entrada en el evaporador. Que esta temperatura sea elevada, implica que el compresor tiene que realizar un esfuerzo menor para conseguir una temperatura óptima a la salida del mismo, es decir, que trabajará menos, lo cual es lo más deseado. Además, esta válvula también se encarga de proteger al compresor de la entrada de refrigerante en estado líquido manteniendo un recalentamiento a la salida del evaporador. Estas válvulas de expansión pueden ser de dos tipos:

  - *Válvula de expansión termostática:* Es la empleada en los equipos de uso doméstico. Fue la primera en comercializarse, por lo que su uso está muy extendido.

Figura 44: Válvula de expansión termostática. (Fuente: www.atmosferis.com)

  - *Válvula de expansión electrónica:* Es la que se emplea en los equipos destinados a grandes volúmenes. Este tipo de válvulas presentan un tiempo de reacción mucho más rápido que las termostáticas, debido a que funcionan mediante impulsos eléctricos. Además, tienen una evaporación más eficaz. Sin embargo, este tipo de válvulas son más caras que las anteriores.

Figura 45: Válvula expansión electrónica. (Fuente: Sanhua)

- *Intercambiador de calor:* actúa como condensador y en él tiene lugar la transferencia de calor del fluido caliente (gas) al fluido frío (agua). Como consecuencia de esta cesión de calor, el gas pierde parte de su calor y se produce la llamada condensación, es decir, el gas pasa de estado vapor a estado líquido.

  En los equipos destinados a calefacción y a ACS, se utiliza un *intercambiador de placas* (figura 46) pues presenta una elevada eficacia debida a la gran cantidad de superficie de contacto entre el gas y el líquido. Como consecuencia de esta elevada eficacia, el volumen de dicho intercambiador es pequeño, lo que permite incorporarlo dentro del grupo termodinámico. Además, ambos fluidos circulan a contracorriente lo que conlleva una mayor transferencia de calor, aumentando así su eficacia. El material de este tipo de intercambiador es el acero inoxidable, pues es resistente a la cal generada por el agua que circula por su interior.

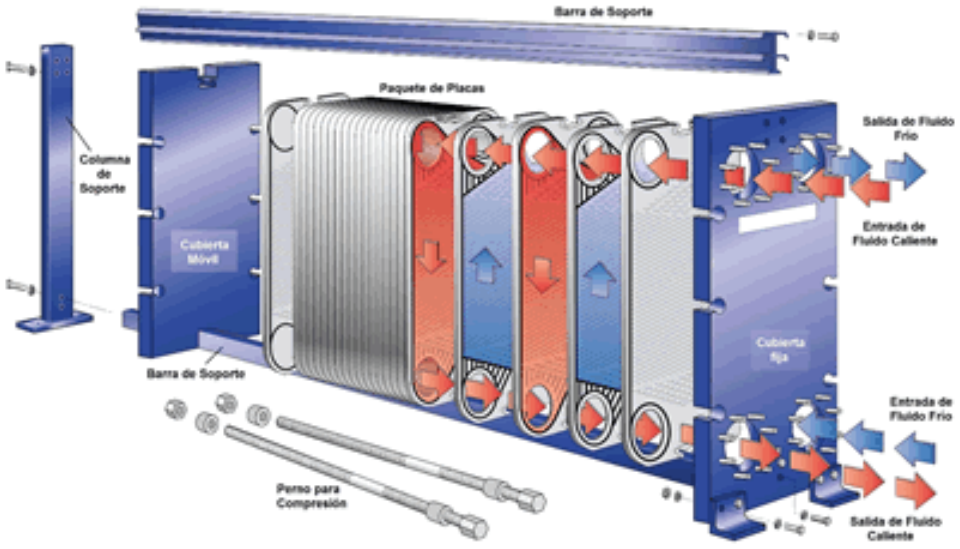

Figura 46: Intercambiador de placas. (Fuente: www.refrigeraciónindustrial.com)

Sin embargo, en los equipos empleados para calentar el agua de piscinas se utiliza un *intercambiador tubular*. Se emplea este tipo de intercambiador porque se requiere un menor intercambio térmico, pues la temperatura deseada en una piscina es muy inferior a la necesaria para la calefacción o el ACS. Además, este tipo de intercambiador aguanta el paso de la suciedad que se genera (pelo, cal…) sin obstruirse. Esta obstrucción provocaría una disminución de la superficie de contacto entre gas y agua, suponiendo con el paso del tiempo una nula transferencia de calor. Este tipo de intercambiador está hecho de titanio por su alta resistencia a la corrosión salina provocada por la presencia de sales o cloros en el agua de la piscina. Su objetivo es mantener el agua limpia, evitando el crecimiento de algas, plantas, bacterias, etc.

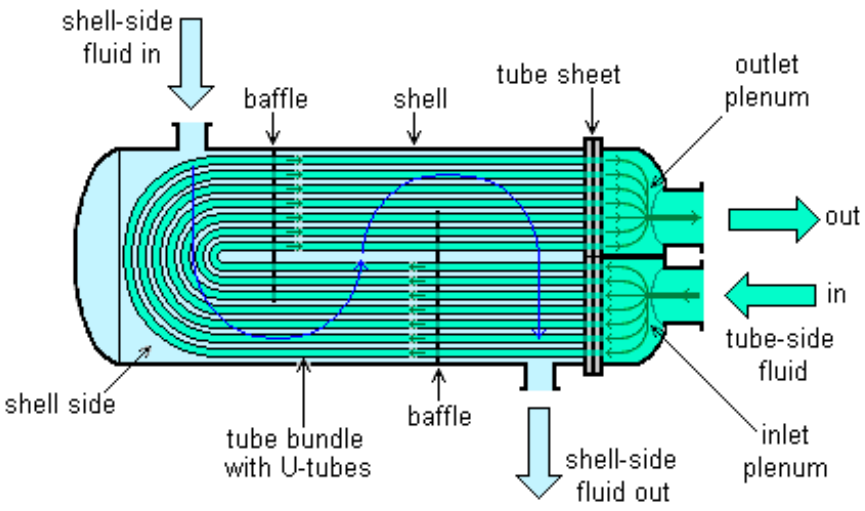

Figura 47: Intercambiador tubular. (Fuente: www.wikipedia.org)

- *Grupo termodinámico:* En su interior se encuentran elementos fundamentales como el compresor o la válvula de expansión, y según la utilización del equipo, el intercambiador de calor. Además, incluye otros elementos auxiliares como el separador de aceite (elemento situado a la salida del compresor que recupera parte del aceite que sale con el gas, introduciéndolo nuevamente al compresor), calderín o separador de líquido (situado a la salida del evaporador y que se encarga de separar el líquido que pueda haber a la salida de éste evitando así que entre al compresor), etc. También en él se sitúan los controles de la instalación, tanto de arranque y parada como de la temperatura que se quiere obtener, siempre y cuando el equipo lo permita.

Figura 48: Grupo termodinámico. (Fuente: Energy Panel)

7.3 Funcionamiento

Una vez comentado los diferentes elementos principales que componen los equipos se explicará, con el mayor detalle posible, cómo es su funcionamiento. Sin embargo, debido al gran dinamismo que presentan dichos equipos y a la cantidad de variables que regulan el funcionamiento de los mismos, éste es muy complejo y dependerá de una serie de variables.

Éstas son entre otras: la temperatura exterior, el grado de apertura de la válvula de expansión, la cantidad de carga de gas refrigerante, el recalentamiento del gas a la salida del evaporador, la temperatura deseada del agua, etc.

Con motivo de la gran cantidad de variables existentes resulta muy complicado explicar en detalle el funcionamiento de un equipo, pues estará condicionado por las variables citadas en cada momento. Por ello, se va a explicar cómo funcionan de un

modo más global, incluyendo los procesos básicos que tienen lugar siempre en todos los equipos.

El esquema básico de la instalación es el mostrado en la figura 49. Sin embargo esto no es del todo cierto, ya que la transferencia de calor ocurre en el intercambiador de placas comentado anteriormente y no dentro del depósito acumulador del ACS, de tal forma que justo tras el punto 2 de la imagen es donde se colocaría dicho intercambiador. Esta figura refleja cómo actúa el gas refrigerante de un modo general. En el anexo 2 se adjuntan los esquemas de funcionamiento específicos según la utilidad que vaya a tener el equipo (calefacción, ACS, frío…). Debido a su simplicidad y carácter global se empleará esta imagen para comprender mejor cómo funciona esta tecnología.

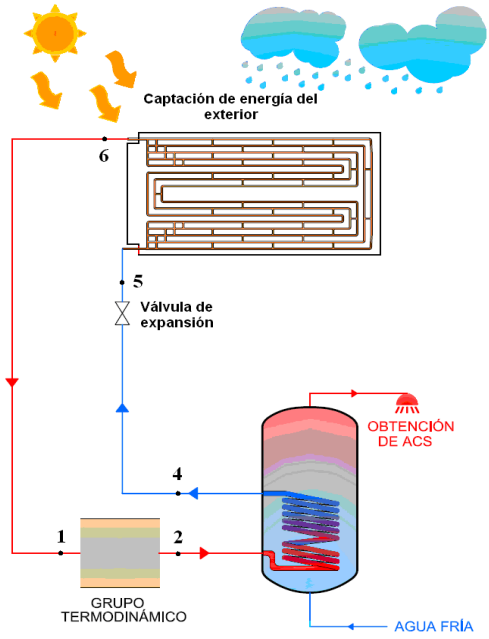

Figura 49: Esquema básico de funcionamiento de los equipos. (Fuente: Energy Panel)

Los cuatro procesos fundamentales (ilustrados en la figura 50) que tienen lugar en todos los equipos, independientemente del valor que tomen sus variables, son los siguientes:

- 1-2 → Compresión
- 2-4 → Condensación
- 4-5 → Expansión
- 5-1 → Evaporación

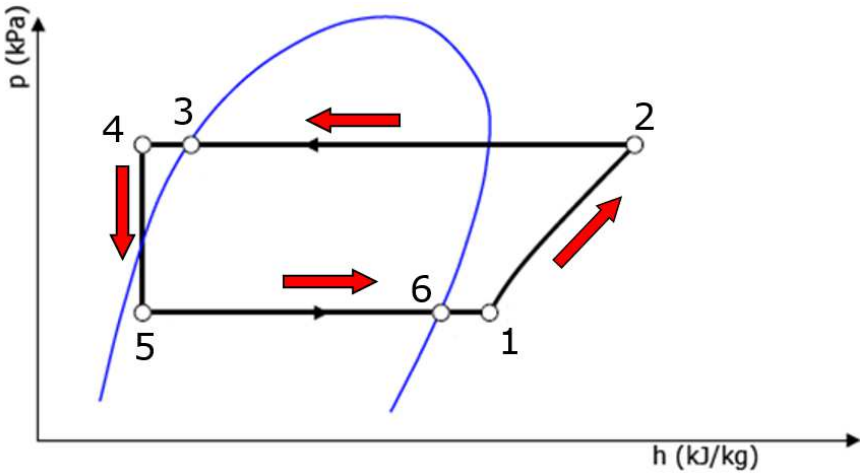

Figura 50: Diagrama P-h del gas refrigerante. (Fuente: Energy Panel)

Para comenzar con la explicación del mismo, se va a tomar como referencia inicial el punto 1 de las imágenes 49 y 50.

En este punto, el gas refrigerante se encuentra en estado de vapor recalentado a una baja presión, que puede oscilar entre 1 y 4 bares aproximadamente. Este rango de presiones tiene asociado un intervalo de temperaturas a las que se encuentra el gas a la entrada del compresor y que dependerá de las diferentes variables citadas anteriormente. Este gas recalentado entra en el compresor, el cual provoca un aumento de la presion y como consecuencia de la temperatura. En este punto, el gas puede alcanzar una presión de entorno a 20 bares y su temperatura puede llegar a ser de 90ºC si se dan unas condiciones idóneas de las variables que regulan el funcionamiento de la instalación (elevada temperatura externa, alto grado de apertura de la válvula de expansión,etc.).

Tras pasar por el compresor, tal y como se ha comentado anteriormente, el gas refrigerante se encuentra a una elevada presión. Esto lleva asociado un aumento de la temperatura de condensación del gas, siendo una medida orientativa unos 80ºC a la presión de 20 bares, de forma que a la entrada del intercambiador el refrigerante puede llegar ya en forma de mezcla de vapor y líquido, pues al entrar en contacto con el tubo más frío pierde algo de temperatura pudiendo llegar a condensar mínimamente. Una vez que el refrigerante entra en el intercambiador, éste, que se encuentra a alta temperatura, cede calor al agua, cuya temperatura es inferior y dependiente del uso al que esté destinada, pudiendo ser:

- *ACS:* si se produce un vaciado completo del acumulador, es decir, que toda la gente utilizara el agua caliente al mismo tiempo, entraría a la temperatura de red. Sin embargo, lo habitual es que el acumulador de agua se vacíe de forma escalonada, de modo que según se vacia se va reponiendo con agua a la temperatura de red, de manera que el agua que entre al intercambiador irá a una temperatura intermedia entre la del acumulador y la de red, siendo dicha temperatura más próxima a la de red cuanto más se vacíe el acumulador.

- *Cafacción:* el agua entrará al intercambiador a la temperatura de retorno de los radiadores, ya que es un circuito cerrado.

- *Piscina:* en este caso, el agua entrará a una temperatura ligeramente inferior a la deseada, pues el equipo entrará en funcionamiento en cuanto la tempeartura del agua de la piscina disminuya de la requerida por el cliente.

Tras la cesión de calor entre gas y agua en el intercambiador, ésta puede aumentar su temperatura en torno a unos 2-3ºC, en función del caudal de la misma que pase por el intercambiador. De ahí, irá al acumulador, a los radiadores, etc., según la finalidad de la misma. Por su parte, el gas llega al punto 4 a una temperatura de unos 10 o 15ºC inferior a la que tenia a la salida del compresor como consecuencia de la cesión de calor al agua. Esta disminuación de la temperatura provoca la condensación del mismo. De este modo, el refrigerante se encuentra en estado líquido subenfriado, es decir, su temperatura es inferior a la de condensación con el objetivo de poder ceder una mayor cantidad de calor al agua. Si se toma como referencia la figura 50 para definir el proceso de condensación que tiene lugar en el intercambiador, la distancia que separa los puntos 2 y 3 sería la cesión de calor del refrigerante si éste saliera del intercambiador a la temperatura de condensación. Sin embargo, lo que ocurre es que éste sale a una temperatura inferior, lo que permite llegar al gas hasta el punto 4, consiguiendo una mayor separación que la obtenida entre los puntos 2 y 3, lo cual se traduce en que el gas refrigerante es capaz de ceder una mayor cantidad de calor al agua.

Después de pasar por el intercambiador, el gas llega a la válvula de expansión aún en estado líquido. Ésta, tal y como se comentó anteriormente, regula la cantidad de refrigerante que deja pasar en función de la temperatura a la salida del evaporador. Entonces, el gas que pase a través de la válvula, sufre una súbita bajada de presión, y con ello de temperatura. Esta presión es la misma a la que se encuentra el gas a la entrada del compresor y oscila entre 1 y 4 bares. Al igual que ocurre en el compresor, un cambio en la presión del gas lleva asociado un cambio en la temperatura, y en este caso, al disminuir la presión también disminuye la temperatura. Sin embargo, esta bajada en la presión no conlleva a un cambio de estado, pues la temperatura a la que se encuentra el gas es inferior a la temperatura de evaporación, la cual tambien ha disminuido y a presión ambiente está entorno a -15ºC. Esta baja temperatura de evaporación tiene como consecuencia un rápido comienzo de la evaporación del gas al entrar en contacto con el tubo, el cual se encuentra a una mayor temperatura, de tal modo que a la entrada de la placa termodinámica éste pueda ser una mezcla de líquido y vapor (punto 5).

Por último, el refrigerante llega a la placa a muy baja temperatura (punto 5) y a través de la misma se produce una absorción de calor del ambiente, provocando la evaporación del gas. Este gas a la salida (punto 1) se encuentra recalentado, es decir, a una temperatura mayor que la de evaporación. Según la figura 50, el punto 6 sería el gas a la temperatura de evaporación y el punto 1 a la temperatura de recalentamiento.

Llegando a ese punto 6, lo que se consigue es una mayor absorción de calor del ambiente (pues ésta está marcada por la distancia horizontal entre los puntos 5 y 1, que es mayor que la distancia entre los puntos 5 y 6), de tal modo que al llegar al compresor, dicho refrigerante llegue a mayor temperatura y éste tenga que comprimir menos. De esta forma llegamos al punto 1 y se vuelve a iniciar el ciclo completo.

7.4 Tipos de gas refrigerante

A lo largo de todo este capítulo se ha estado hablando del gas refrigerante que emplean los equipos termodinámicos, sin embargo, no se ha entrado en detalle en qué tipo y cuáles son las características que tienen.

Los diferentes equipos que se describirán más adelante emplean uno de los dos siguientes tipos de refrigerantes, los cuales son ecológicos y de alto rendimiento:

- *R-407c:* Es una mezcla ternaria no azeotrópica, es decir, es una mezcla líquida que no hierve a temperatura constante y que no se comporta como si estuviese formada por un solo compuesto. Está compuesta por R-32, R-125 y R-134a. Químicamente es una mezcla estable, con buenas propiedades termodinámicas, adecuadas para nuestra instalación, un bajo impacto ambiental y muy baja toxicidad, lo que lo hace adecuado para su propósito en la instalación, que es tratar con aguas que van a ser usadas tanto para uso doméstico como para instalaciones con fines lúdicos. Es sustituto del R-22.

  A pesar de que uno de los componentes de este refrigerante ha sido clasificado como inflamable, la composición global de la mezcla no lo es en situaciones en que se puede producir fraccionamientos de la mezcla. Está clasificado en el A1 grupo L1 de los refrigerantes de Alta Seguridad. Para un máximo rendimiento y evitar un posible fraccionamiento del mismo, debe cargarse el producto siempre por fase líquida, ya que no es miscible con aceites minerales. El refrigerante R-407c debe utilizarse con aceites poliolésteres en la lubricación de la bomba y los circuitos de refrigeración. Sus componentes son:

NOMBRE QUÍMICO	% EN PESO	Nº. CE
1,1,1,2-Tetrafluorcetano (R-134a)	52	212-377-0
Pentafluorcetano (R-125)	25	206-557-8
Difluorometano (R-32)	23	200-839-4

Tabla 2: Componentes del refrigerante R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf)

Las propiedades físicas de este refrigerante son:

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-407c
Peso molecular	(g/mol)	86.2
Temperatura ebullición (a 1.013bar)	(^{o}C)	-43.5
Temperatura crítica	(^{o}C)	86.74
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1.013 bar)	(K)	7.2
Presión critica	(bar abs)	46.2
Densidad crítica	(kg/m^3)	527
Densidad de líquido (25^o)	(kg/m^3)	1134
Densidad de líquido (-25)	(kg/m^3)	1325
Densidad de vapor saturado (a 1.013 bar)	(kg/m^3)	4.6
Presión de vapor (25^o)	(bar abs)	11.74
Presión de vapor (-25^o)	(bar abs)	2.23
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	245
Calor específico del líquido(25^o)(1.013 bar)	(KJ/Kg k)	1.54
Calor específico del vapor (25^o) (1.013bar)	(KJ/Kg k)	0.83
Conductividad térmica del líquido (25^o)	(W/mK)	0.082
Conductividad térmica del vapor (1atm)	(W/mK)	0.0131
Solubilidad con el agua	(ppm)	Despreciable
Límite de inflamabilidad en aire a 1 atm	(%vol)	Ninguna
Toxicidad (AEL)	(ppm)	1000
ODP	-	0
GWP	-	1600

Tabla 3: Propiedades del refrigerante R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf

Como ya se ha mencionado anteriormente, el refrigerante R407c es sustituto del R22. En la gráfica adjunta se puede observar una comparativa entre ambos, teniendo en los ejes coordenados la presión frente a la temperatura.

T(°C)	R 22	R 407 C
-60	0.37	0.44
-50	0.64	0.75
-40	1.05	1.21
-30	1.64	1.89
-20	2.45	2.81
-10	3.55	4.06
0	4.98	5.69
10	6.81	7.77
20	9.1	10.37
30	11.92	13.58
40	15.34	17.45
50	19.43	22.08
60	24.28	27.53
70	29.97	33.87
80	36.63	41.17

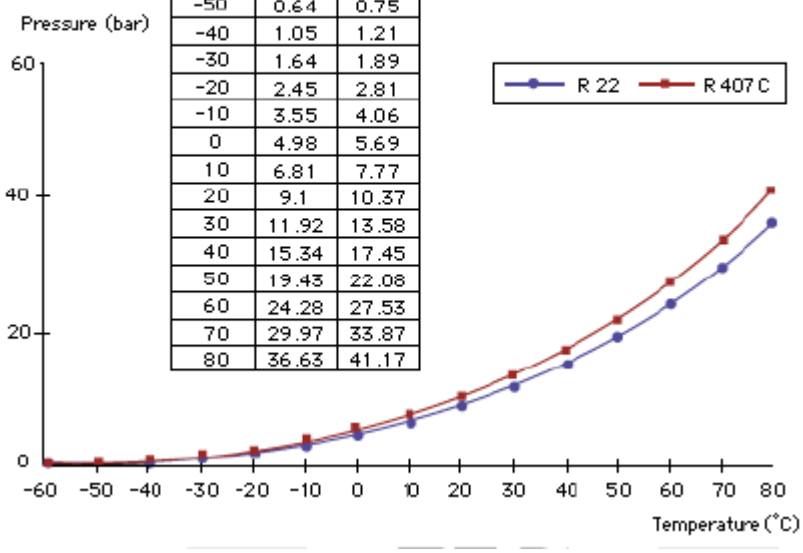

Figura 51: Comparativa entre el R-22 y el R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf)

El diagrama de Mollier o P-h de este gas refrigerante es el siguiente:

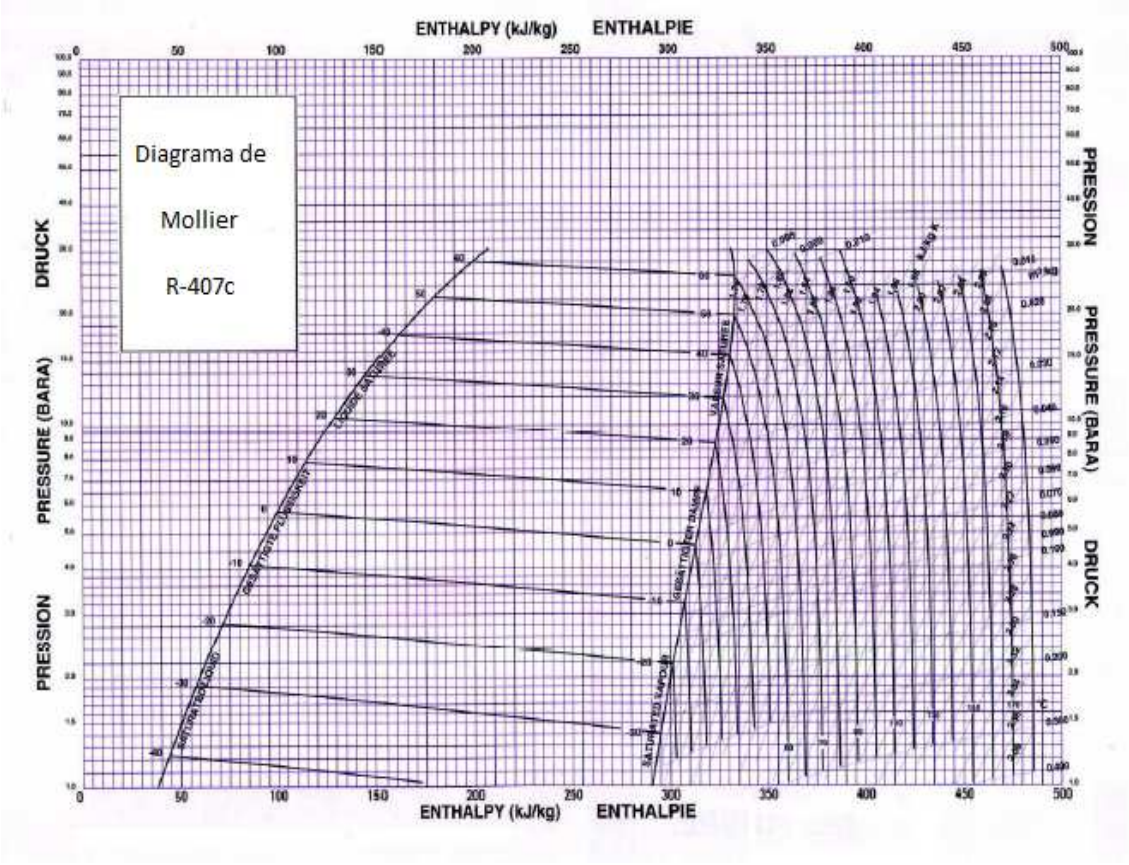

Figura 52: Diagrama P-h del R-407c. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf)

- *R-134a:* Este gas refrigerante es el sustituyo del R-12 en instalaciones nuevas. Al tratarse de un refrigerante HFC no daña la capa de ozono, debido a que tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y además no es inflamable. También tiene una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales. La clasificación del R-134a es A1 grupo L1. Es miscible completamente con los aceites poliolésteres (POE), por lo tanto debe usarse siempre con este tipo de aceites. Sus único componente es:

NOMBRE **QUÍMICO**	**% EN PESO**	**Nº. CE**
1,1,1,2-Tetrafluocetano (R-134a)	100	212-377-0

Tabla 4: Componente R-134. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf)

Las propiedades físicas de este refrigerante son:

PROPIEDADES FÍSICAS	**UNIDADES**	**R-134a**
Peso molecular	(g/mol)	102
Temperatura ebullición (a 1.013bar)	(ºC)	-26.1
Punto de congelación	(ºC)	-103
Temperatura crítica	(ºC)	101.1
Presión critica	(bar abs)	40.67
Densidad crítica	(kg/m^3)	508
Densidad de líquido (25ºC)	(kg/m^3)	1.206
Densidad de líquido (0ºC)	(kg/m^3)	1.293
Densidad de vapor saturado (a punto ebull.)	(kg/m^3)	5.28
Presión de vapor (25ºC)	(bar abs)	6.657
Presión de vapor (0ºC)	(bar abs)	2.92
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	217.2
Calor específico del líquido (25º) (1.013 bar)	(KJ/Kg k)	1.44
Calor específico del vapor (25º) (1.013bar)	(KJ/Kg k)	0.85
Viscosidad del líquido (25ºC)	(cP)	0.202
Presión superficial (25ºC)	(mN/m)	8.09
Solubilidad con el agua (25ºC a 1.013bar)	(wt%)	0.15
Capacidad volumétrica refrig. (-25ºC)	(Kg/m^3)	1192.11
Inflamabilidad		No
ODP	-	0
GWP	-	1300

Tabla 5: Propiedades físicas del R-134ª: (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf)

Este tipo de refrigerante es compatible con los siguientes materiales:

ELASTÓMEROS				PLASTÓMEROS			
	C	**PC**	**NC**		**C**	**PC**	**NC**
Goma Butílica	X			Propileno	X		
Neopreno	X			PVC	X		
Buna N	X			Polietileno	X		
Buna S		X		Nylon	X		
Goma Flucrada			X	Poliestireno		X	
Goma natural	X			PTFE	X		
Goma siliconada		X		Poliacetileno	X		
Goma EPDM	X			Resina Epoxi	X		
Polisulfúrica	X			ABS		X	

Tabla 6: Materiales compatibles con el R-134a. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf)

donde

C= Compatible PC= Poco compatible NC= No compatible

El gráfico Presión/Temperatura del gas refrigerante R-134a se presenta a continuación:

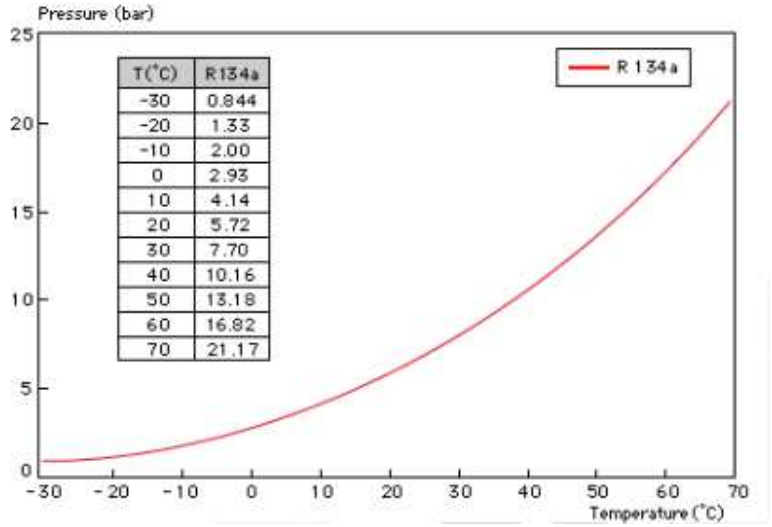

Figura 53: Relación Presión/Temperatura del R-134a. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf)

El Diagrama de Mollier viene representado en la siguiente figura:

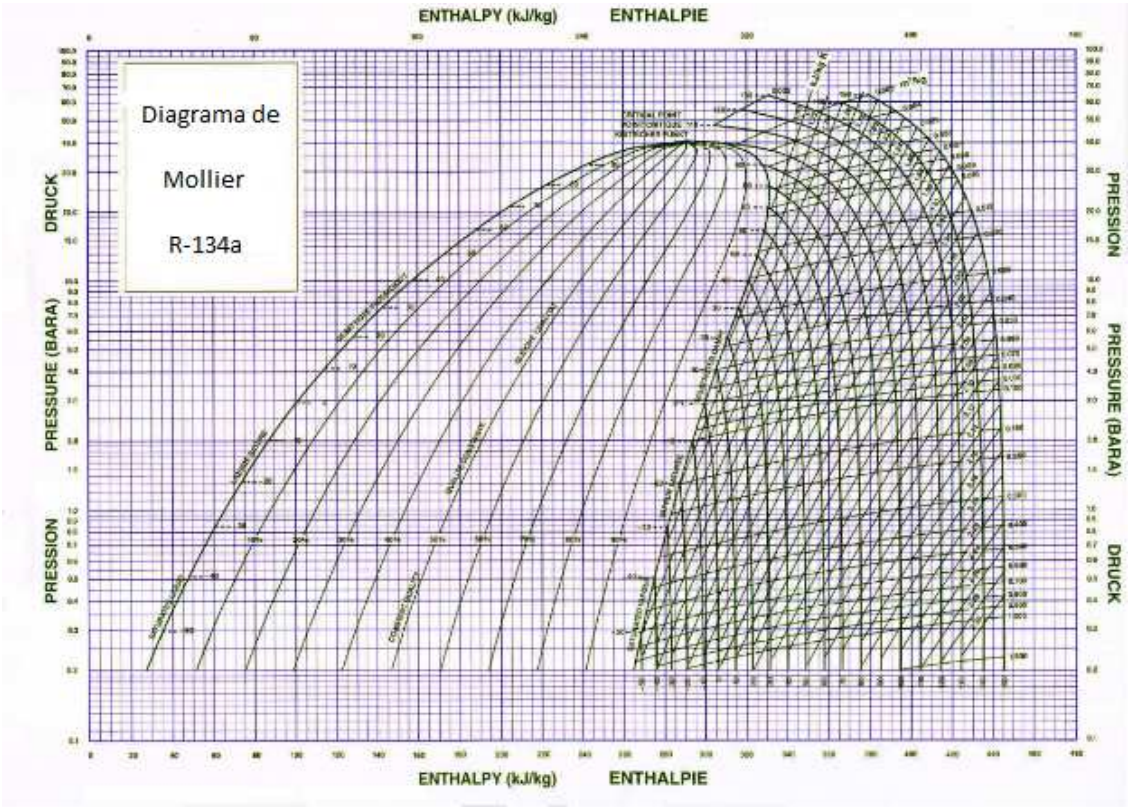

Figura 54: Diagrama P-h del R-134a. (Fuente: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf)

7.5 Gama de productos

A lo largo de todo este proyecto, se ha ido comentando que existen varios tipos de equipos en función de las necesidades del cliente. En el anexo 3, se adjuntan las fichas técnicas de cada producto, donde se puede ver en mayor detalle las características de los mismos. A continuación, se van a describir brevemente los principales equipos.

7.5.1 Serie Thermboil

Este equipo está destinado a satisfacer las necesidades de Agua Caliente Sanitaria (ACS) de una vivienda, es decir, es un equipo de uso doméstico.

La principal diferencia que presentan los equipos de esta serie frente al resto, es que no tienen intercambiador de calor como tal, sino que su condensador es un serpentín de aluminio enrollado alrededor del depósito donde se produce la transferencia de calor.

Algunas de las características principales que presentan este tipo de equipos son:

- Puede alcanzar una temperatura de ACS de hasta 55ºC.

- Emplea el gas refrigerante R-134a.

- Incorpora un depósito acumulador, cuyo volumen puede ir desde los 100L hasta los 500L, según la necesidad del cliente.

- La gama de acumuladores disponibles son: 100L, 200L, 250L, 300L y 500L. Los cuatro primeros solamente utilizan una placa termodinámica, mientras que para el calentamiento del acumulador de 500L son necesarias dos.

7.5.1.1 Serie Thermboil exterior

Las características principales de este tipo de equipo son, además de las citadas anteriormente, las siguientes:

- Los paneles termodinámicos se colocan en el exterior.

- Presenta un COP estimado medio anual de aproximadamente 4. Este valor es muy complejo de calcular con exactitud, pues para ello habría que instalar el equipo durante un año en la localidad que se quiera colocar el sistema. Este COP, depende de varios factores, siendo el más relevante la temperatura ambiente en el exterior del edificio. De este modo, el COP variará a lo largo de todo el año. Además, también depende de la radiación solar o del viento existente. Como consecuencia de todas estas variables, se puede decir que el COP es diferente para cada lugar del mundo. Debido a esta complejidad, se toma un valor de referencia, pues su valor a pesar de todas las variables que en su cálculo intervienen no será muy diferente entre ciudades diferentes.

Los componentes de estos equipos son prácticamente los mismos que los explicados a lo largo de este capítulo, sin embargo, en la siguiente imagen se puede ver de un modo más detallado la colocación de los mismos:

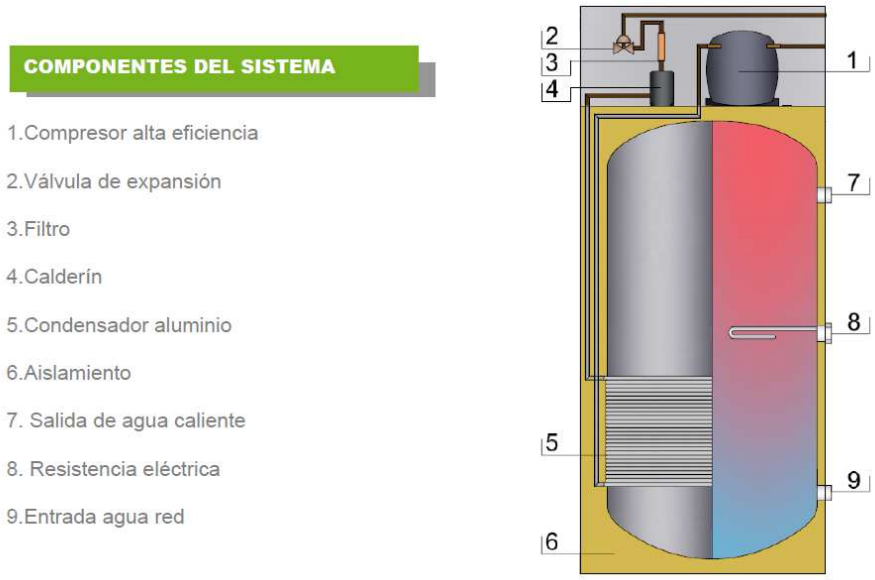

Figura 55: Componentes de la serie Thermboil. (Fuente: Energy Panel)

Se puede apreciar en la figura 56 la variación del rendimiento de este tipo de sistemas en función de si existe o no radiación solar. Estos datos obtenidos, son meramente orientativos, pues variarán en función de múltiples variables.

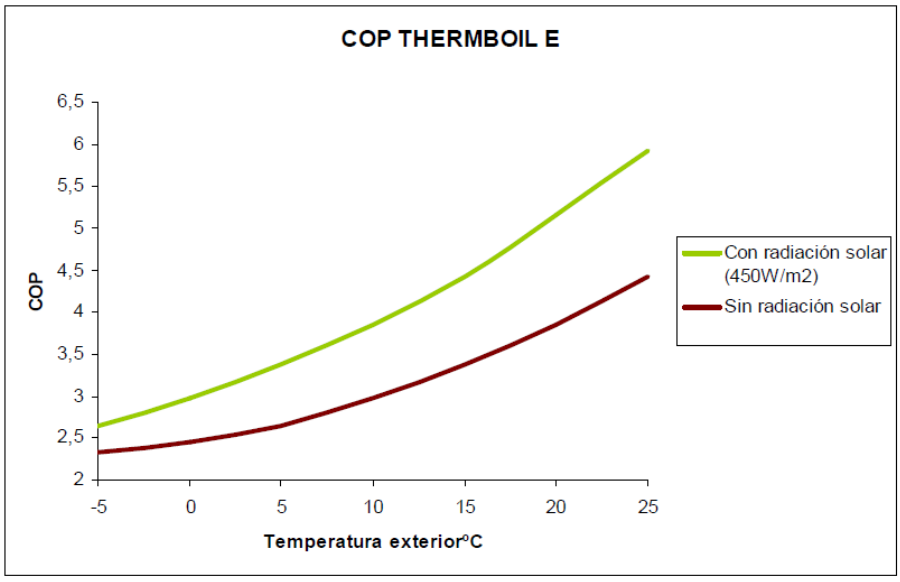

Figura 56: Diferencias de COP en función de la existencia de radiación solar. (Fuente: Energy Panel)

7.5.1.2 Serie Thermboil interior

Este equipo, es una bomba de calor como las descritas en el capítulo anterior. Presenta una serie de diferencias frente al equipo anteriormente descrito:

- No utiliza panel termodinámico como evaporador, sino que en el interior del grupo termodinámico tiene un ventilador que realiza la función de evaporador, ya emplea el aire del ambiente (interior) para evaporar el gas refrigerante.

- Al utilizar el aire del ambiente tiene un COP mayor en invierno y menos en verano que el Thermboil interior, es decir, tiene un COP más estable a lo largo de todo el año, pues las variaciones de temperatura sufridas en el interior de la habitación donde se coloque el equipo, serán menores que las sufridas en el exterior.

- Este sistema es muy eficaz para lugares donde su temperatura exterior es muy fría a lo largo del año.

En la siguiente imagen, se pueden apreciar los componentes de estos equipos, así como las diferencias que tienen frente al resto de productos.

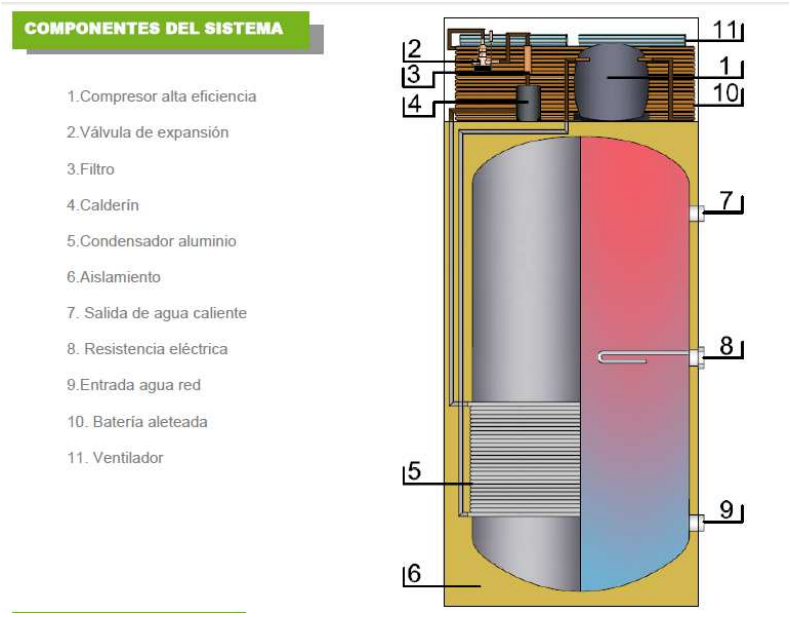

Figura 57: Componentes de la serie Thermboil interior. (Fuente: Energy Panel)

En la figura 58, se puede apreciar como el COP es más estable a lo largo del año, como se ha comentado anteriormente.

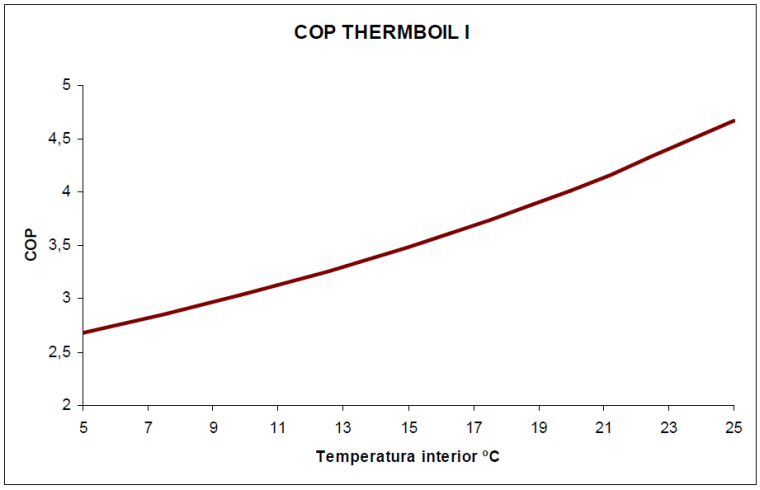

Figura 58: Variación del COP según la temperatura interior. (Fuente: Energy Panel)

7.5.1.3 Serie Thermboil interior más exterior

Para aprovechar las ventajas de los dos equipos descritos anteriormente, se ha diseñado este tipo de equipo que combina ambas.

Estos equipos incorporan un panel termodinámico para realizar la evaporación cuando las condiciones climáticas en el exterior son adecuadas, sin embargo, cuando éstas ya no son favorables entra en funcionamiento el evaporador forzado (ventilador), evitando así que el rendimiento del equipo disminuya.

Esta combinación permite obtener un COP más elevado cuando la temperatura externa es muy baja, y en verano permite captar la radiación solar, aumentando también el rendimiento de la instalación. En la siguiente imagen puede observarse este hecho:

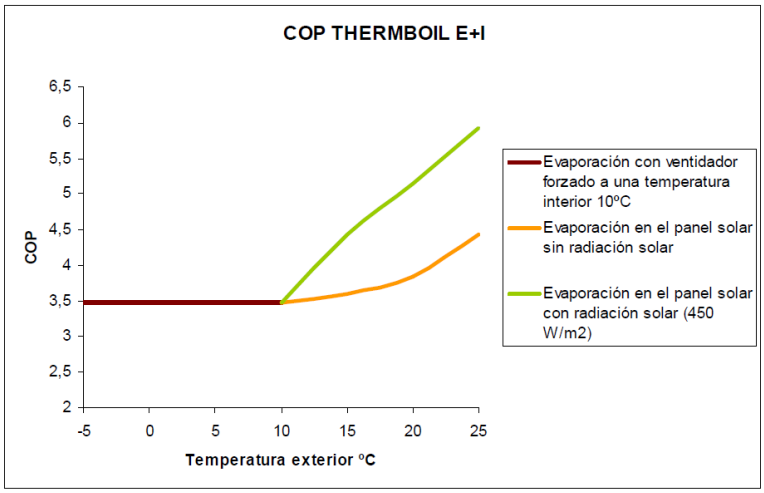

Figura 59: Rendimiento del Thermboil interior más exterior. (Fuente: Energy Panel)

7.5.2 Serie GTC

Este tipo de equipos termodinámicos están diseñados para instalaciones de calefacción, así como para grandes demandas de Agua Caliente Sanitaria (ACS). Las principales características que presentan son:

- Permiten calentar el agua hasta 55ºC, por lo que para superficies que necesiten temperaturas superiores (tanto para calefacción como para ACS) no lograrán alcanzarla.

- En instalaciones de calefacción, este equipo es suficiente si los radiadores son de baja temperatura (Aluminio).

- Si se quiere obtener una temperatura mayor, se puede realizar un precalentamiento del agua hasta los 55ºC con este equipo, y después aumentar la temperatura hasta la deseada a través de un sistema auxiliar (caldera de gasoil, gas, etc.).

- Emplean el refrigerante ecológico R-407c.

- Presentan un COP estimado medio anual aproximado de 4,2. Este valor variará en función de una serie de variables comentadas anteriormente.

Los componentes de este tipo de equipos, situados en la instalación son los mostrados en la siguiente imagen:

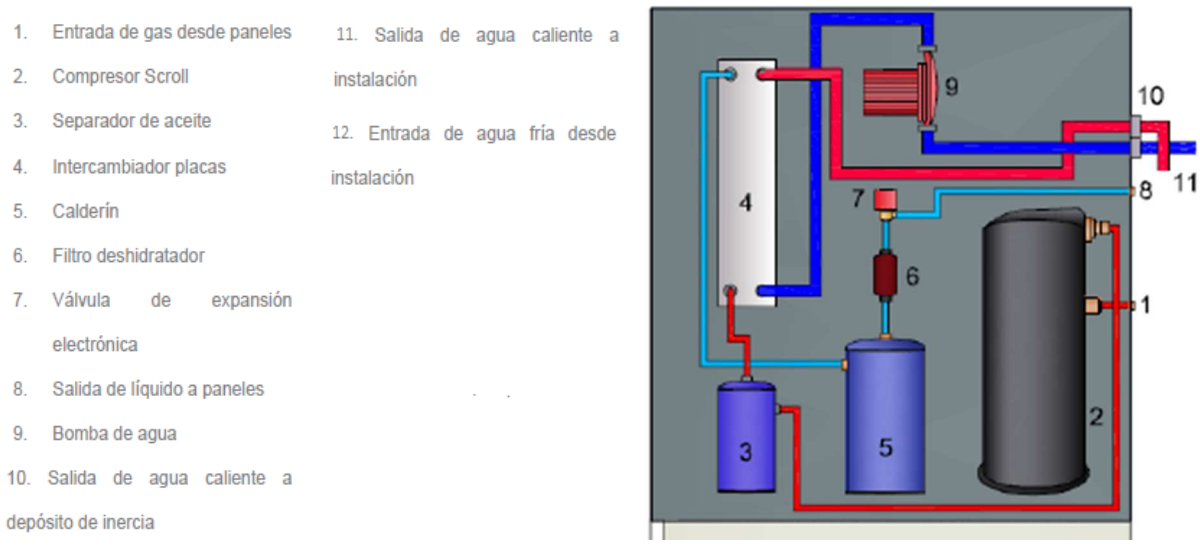

Figura 60: Componentes de equipo GTC. (Fuente: Energy Panel)

7.5.3 Serie GTC Plus

Se emplea para instalaciones de calefacción, así como para grandes demandas de ACS. La diferencia radica con el anterior, en que este equipo se utiliza cuando la demanda es muy elevada, de modo que se necesite un sistema estable y con un rápido tiempo de respuesta. Para ello, este equipo incluye un depósito de inercia. Además, incluye un sistema auxiliar para aumentar la potencia cuando aumente la demanda.

Las características de este equipo son similares que las descritas para la serie GTC, sin embargo incluye las diferencias citadas anteriormente.

Este equipo, incluye algunos componentes que no se han definido en este proyecto, sin embargo, en la siguiente imagen se puede apreciar la colocación de dichos componentes en el equipo, así como un simple esquema de funcionamiento del mismo.

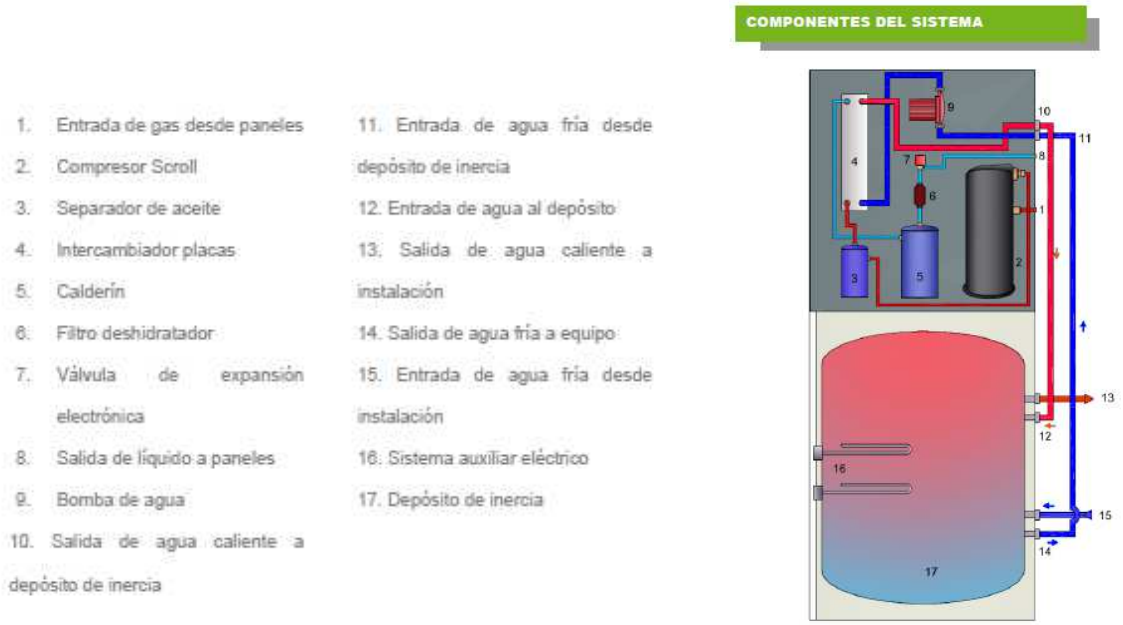

Figura 61: Componentes del equipo GTC Plus. (Fuente: Energy Panel)

7.5.4 Serie GTC HT

Este tipo de equipos se emplea también para instalaciones de calefacción, así como para grandes demandas de ACS a alta temperatura. Las características esenciales de este tipo de equipos son:

- Permiten calentar el agua hasta los 65ºC.

- Se utilizan principalmente para el ACS de hoteles, pues por normativa deben mantener el agua en los acumuladores a 60ºC.

- Este mayor aumento de la temperatura, se debe a que emplean otro refrigerante, el R-134a. Este refrigerante, permite alcanzar una mayor temperatura para la misma presión que el R-407c empleado en los GTC.

- El COP de estos equipos es inferior a los GTC, debido al menor rendimiento que presenta el refrigerante. El valor estimado medio anual es de 3,2 pudiendo variar en función de las variables anteriormente mencionadas.

- El número máximo de placas que se pueden instalar son 32, mientras que la serie GTC permite instalar 40 paneles. Se debe principalmente a la diferencia del refrigerante empleado. El mayor coste de instalar esos 40 paneles no se ve justificado con la potencia obtenida, por lo que se deja en las 32 placas como máximo.

Los componentes de este equipo son los mismos de la figura 60.

7.5.5 Serie GTC HT Plus

Son iguales a los GTC Plus, sin embargo tienen las características de los serie GTC HT, es decir, alcanzan una mayor temperatura, emplean un refrigerante diferente y tienen un menor COP.

Al igual que los GTC Plus, incluyen un depósito de inercia y un sistema auxiliar, y los componentes son los detallados en la figura 61.

7.5.6 Serie GTP

Este tipo de equipos se emplea para la climatización de piscinas. Los equipos empleados son los GTC, sin embargo en lugar de utilizar intercambiadores de placas, usan intercambiadores tubulares de titanio. Las principales características de estos sistemas son:

- Permiten calentar el agua de piscinas hasta una temperatura de 33ºC, dependiendo de las condiciones climatológicas en el exterior. Esta menor temperatura se debe a que por el intercambiador circula una mayor cantidad de agua que en los equipos GTC, de modo que la misma potencia calorífica del equipo se ha de repartir entre un mayor caudal.

- Utilizan el refrigerante R-407c.

- Tienen un COP estimado anual de 5, el cual variará también en función de las variables ya comentadas. Se debe a que al necesitar una menor temperatura del agua, el compresor necesita menos potencia, de modo que el COP aumenta.

Los componentes de este tipo de equipos, se sitúan en el mismo a continuación:

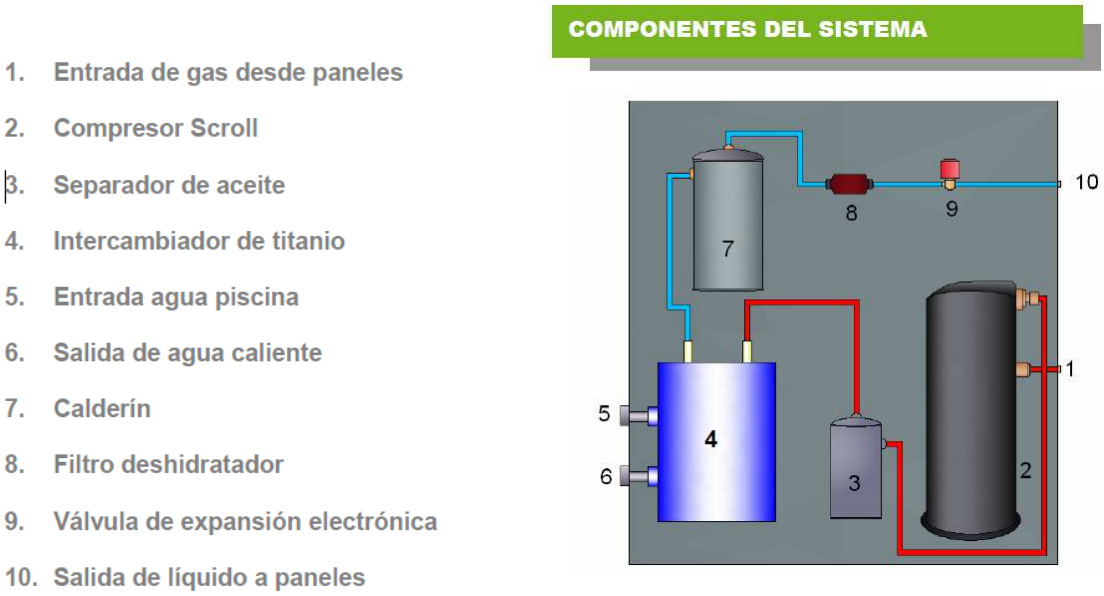

Figura 62: Componentes de los sistemas GTP. (Fuente: Energy Panel).

7.6 Ventajas frente a la solar térmica

Tal y como se comentó al inicio de este capítulo, estos equipos pueden sustituir a la energía solar térmica según el Documento de Idoneidad Técnico obtenido, por lo que una vez conocido el funcionamiento de la tecnología y los diferentes equipos existentes, parece conveniente enumerar las ventajas que presentan frente a la energía térmica:

- La principal ventaja es que estos equipos captan energía de día y de noche, con lluvia, en días nublados, etc., hasta los -5ºC, lo cual les permite ser independientes y no necesitar una caldera de apoyo como ocurre en el caso de los captadores solares térmicos.

- Desde el punto de vista económico, la amortización de estos equipos es muy rápida, en torno a 3 años.

- Su instalación es muy fácil y apenas necesita mantenimiento.

- Es muy fácil detectar fugas de gas por toda la instalación.

Capítulo 8

Introducción y objetivo

En este capítulo se va a proceder a la realización de una aplicación para este tipo de tecnología, describiendo todos los pasos necesarios para llevar a cabo tanto la venta del producto como la instalación del mismo. El objetivo es dar al lector una visión más real de la tecnología desarrollada a lo largo de este Proyecto Fin de Carrera.

8.1 Introducción del caso

El ejemplo que se ha tomado para la realización de este caso práctico, es el Hotel Ibis Burget de Viladecans (Barcelona). En dicho hotel, lo que se pretende es sustituir el sistema actual que emplean para el calentamiento del agua caliente sanitaria (resistencia eléctrica), por un equipo de los descritos anteriormente, que utilice la tecnología termodinámica explicada a lo largo de este documento.

Con esta sustitución, se pretende ahorrar el importe destinado al calentamiento del ACS de una forma considerable. Además, también se disminuirán las emisiones de CO_2 emitidas a la atmósfera como consecuencia de dicho calentamiento.

El hotel elegido está situado en las proximidades del aeropuerto de El Prat y tiene dos estrellas. Además, cuenta con un total de 99 habitaciones, todas ellas dobles.

8.2 Perfil del usuario

El equipo empleado pertenece a la gama *GTC HT*, ya que son los utilizados para el calentamiento de ACS de hoteles, debido a la normativa que exige mantener 60ºC de temperatura en el acumulador.

El perfil de usuario de este equipo son hoteles cuyo sistema de calentamiento del ACS esté basado en combustibles fósiles. Además, cuanto más antigua sea la instalación, más competitiva será esta tecnología, pues los rendimientos del sistema instalado en la actualidad bajarán sustancialmente. Sin embargo, si emplea un sistema basado en la energía solar térmica apoyado por caldera de gas, esta tecnología no es económica.

A pesar de emplear solamente combustibles fósiles (gasoil, gas, etc.) o electricidad, para que la inversión sea rentable deben de tener un consumo de ACS relativamente elevado, donde el ahorro que supondrá la instalación de estos equipos será considerable.

8.3 Aspectos técnicos

En este apartado, se va a calcular el equipo necesario para satisfacer las necesidades relacionadas con el ACS. En primer lugar hay que conocer el consumo diario de ACS que se tiene. Para ello, sería necesarío un estudio de un año de duración midiendo el caudal de agua caliente y así poder calcular las necesidades térmicas de una manera precisa. Sin embargo, ante la inviabilidad de realizar estas mediciones, se calcula el consumo aplicando el Código Técnico de la Edificación (CTE).

En la tabla 7 se muestran los consumos estimados diarios por persona dependiendo del tipo de edificio que sea. Este consumo que estima el CTE es a una temperatura de 60ºC. Para la realización de este proyecto, al tratarse de un hotel de dos estrellas, el consumo estimado según el CTE por cama y día es de 40 litros. De este modo, se puede calcular la demanda (D) aproximada de ACS del hotel mediante la siguiente ecuación:

$$D = nº\ habitaciones \cdot \frac{nº\ camas}{habitación} \cdot \frac{litros}{cama \cdot día} \quad (53)$$

$$D\ (\frac{L}{día}) = 99 \cdot 2 \cdot 40 = 7920 \quad (54)$$

Por lo tanto, la demanda aproximada diaria y que se empleará para la realización de la propuesta económica es de 7.920 litros. Como ya se ha comentado anteriormente, esta demanda no es exacta, aunque el error que se comete realizándose de esta forma es leve.

Edificio	*Consumo*	*Unidades*
Viviendas Unifamiliares	30	L/persona/día
Viviendas Multifamiliares	22	L/persona/día
Hospitales y Clínicas	55	L/cama/día
Hoteles (4-5 estrellas)	70	L/cama/día
Hoteles (3 estrellas)	55	L/cama/día
Hoteles/hostales (2 estrellas)	40	L/cama/día
Camping	40	L/emplazamiento/día
Hostales/pensiones (1 estrella)	35	L/cama/día
Residencias (ancianos, estudiantes, etc.)	55	L/cama/día
Vestuarios/duchas colectivas	15	L/uso ducha/día
Escuelas	3	L/alumno/día
Cuarteles	20	L/persona/día
Fábricas y Talleres	15	L/persona/día
Oficinas	3	L/persona/día
Gimnasios	20-25	L/usuario/día
Lavanderías	3-5	L/kilo ropa/día
Restaurantes	5-10	L/comida/día
Cafeterías	1	L/almuerzo/día

Tabla 7: Consumos estimados por el CTE. (Fuente: Código Técnico de la Edificación)

El hotel dispone de dos acumuladores de 4.000L conexionados en serie, es decir, uno de los acumuladores suministra el agua caliente al otro depósito que siempre mantiene la temperatura deseada. Esta conexión reduce la zona de mezcla, aprovechando mejor la estratificación, sin embargo, las conexiones son más complejas. Ademas, en caso de avería de alguno de los depósitos hay que prever conexiones que permitan dejarlos fuera de servicio sin afectar al otro depósito.

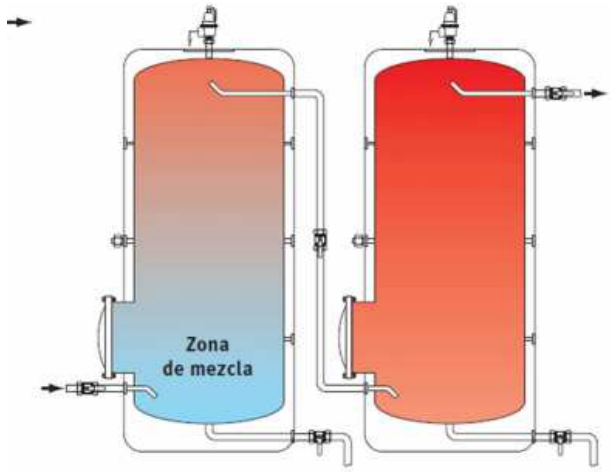

Figura 63: Conexionado en serie de los dos acumuladores. (Fuente: Apuntes calor y frío industrial)

En los hoteles, la temperatura del ACS en los acumuladores ha de ser de 60ºC, pues ésta no puede ser superior a esos 60ºC en el lugar más próximo a los acumuladores ni inferior a los 55ºC en el punto más lejano de los mismos.

En este caso, al ser la temperatura deseada por el cliente la misma que la establecida por el CTE, la demanda de ACS es la calculada en la ecuación 54. Sin embargo, si la temperatura deseada fuese otra, habría que recalcular la demanda basándose en la obtenida según el CTE a 60ºC. Para ello, se emplearía la siguiente ecuación:

$$D(T) = \text{D(60ºC)} \cdot \frac{(60 - T_{red})}{(T - T_{red})} \qquad (55)$$

donde T es la temperatura deseada, T_{red} es la temperatura del agua de red de la ciudad y D(60ºC) es la demanda de ACS a 60ºC obtenida de acuerdo a los consumos estimados por el CTE:

La temperatura del agua de red, tal y como estable el CTE según la norma UNE 94002 para la ciudad de Barcelona es la mostrada en la siguiente tabla:

Ciudad	Barcelona
Enero	9
Febrero	10
Marzo	11
Abril	12
Mayo	14
Junio	17
Julio	19
Agosto	19
Septiembre	17
Octubre	15
Noviembre	12
Diciembre	10

Tabla 8: Temperatura del agua de red de Barcelona. (Fuente: CTE)

A continuación, se procede a calcular la energía (E) necesaria para calentar la demanda de ACS desde la temperatura de red hasta la temperatura deseada por el cliente. Para ello, se emplea la siguiente ecuación:

$$E(kWht) = D\left(\frac{L}{día}\right) \cdot \frac{1{,}16}{1000} \cdot (T - T_{red}) \qquad (56)$$

El compresor que tienen estos equipos, tiene un rendimiento de 0,9, de modo que la energía necesaria que debe producir el equipo teniendo en cuenta dicho rendimiento es:

$$E_{total}(kWht) = \frac{E(kWht)}{0{,}9} \qquad (57)$$

Empleando las ecuaciones 56 y 57, se obtiene que la energía necesaria cada día del mes, expresada en $kWh_{térmicos}$, para calentar el agua:

Mes	Energía (kWh_t/día)
Enero	520,61
Febrero	510,47
Marzo	500,15
Abril	489,99
Mayo	469,56
Junio	438,93
Julio	418,51
Agosto	418,58
Septiembre	438,94
Octubre	459,31
Noviembre	489,93
Diciembre	510,42

Tabla 9: Energía necesaria diaria en kWht.

Multiplicando por los días correspondientes de cada mes:

Mes	Energía (kWh_t)
Enero	16138,82
Febrero	14291,28
Marzo	15505,93
Abril	14699,56
Mayo	14556,64
Junio	13168,32
Julio	12974,37
Agosto	12974,31
Septiembre	13168,30
Octubre	14240,13
Noviembre	15189,57
Diciembre	15822,43

Tabla 10: Energía calorífica mensual necesaria.

Estos equipos, al no necesitar de ningún otro sistema de apoyo (caldera de gasoil, gas, etc.) deben satisfacer completamente las necesidades térmicas requeridas. Por ello, se elige el día que más energía demande, en este caso, un día del mes de enero y se calcula el equipo necesario para satisfacer dicha demanda.

Para calcular la potencia térmica necesaria que ha de dar el equipo, se elige el día más desfavorable y se divide por el número de horas que se quiere que trabaje, es decir,

el tiempo que de manera aproximada se quiere que el equipo esté trabajando. Este tiempo puede ser variable, pero el fabricante recomienda que no esté por encima de las 12 horas para evitar sobrecargar al compresor, y así prolongar su vida de funcionamiento. En este caso, se estimará que el compresor trabaje 12 horas. Entonces, la potencia que necesita tener el equipo puede calcularse como:

$$Potencia\ (kW) = \frac{520{,}608}{12} = 43{,}38 \qquad (58)$$

Al tratarse de un hotel, cuya temperatura es superior a los 55ºC, se empleara un equipo de la gama GTC HT, cuyas características se describieron en el capítulo anterior. De este modo, observando la ficha técnica del producto, se elige el modelo que se capaz de satisfacer dicha potencia. En este caso, un solo equipo no es capaz de dar tal potencia, de modo que se eligen *dos GTC HT 16*, cuya suma de potencias caloríficas es de 45,8 kW.

8.4 Aspectos económicos

Una vez previsto el equipo a instalar, se va a calcular el ahorro que supone emplear la nueva instalación frente a la existente actualmente. Llegado este punto, es donde cobra especialmente importancia el concepto de COP.

La energía térmica mensual ya calculada, se convierte en energía eléctrica dividiendo simplemente por el COP que presente el equipo.

Para los equipos GTC HT, el COP medio estimado es de 3,23, tal y como se explicó en el capítulo anterior. Este valor es una media anual, pues será mayor en verano y menor en invierno. Por lo tanto, una vez estimado el COP para este equipo, se puede calcular la energía eléctrica necesaria mensual para conseguir tener el ACS a la temperatura deseada.

$$Energía\ (kWh_{eléctricos}) = \frac{Energía\ (kWh_{térmicos})}{COP} \qquad (59)$$

De acuerdo con la ecuación 59, la energía eléctrica mensual necesaria es:

Mes	Energía (kWh_e)
Enero	4996,54
Febrero	4424,52
Marzo	4800,60
Abril	4550,93
Mayo	4506,68
Junio	4076,87
Julio	4016,83
Agosto	4016,83
Septiembre	4076,87
Octubre	4408,71
Noviembre	4702,63
Diciembre	4898,57

Tabla 11: Energía eléctrica mensual necesaria.

Una vez obtenidos los datos de energía eléctrica necesaria, se puede calcular el consumo aproximado que tendrán los equipos, multiplicando dicha energía por el precio de la electricidad.

Este precio, al tratarse de un hotel con un elevado consumo de la misma, es de 0,11476€/kWh. Por lo tanto, el consumo mensual asociado al funcionamiento de los equipos es de:

Mes	Consumo (€)
Enero	573,40
Febrero	507,75
Marzo	550,91
Abril	522,26
Mayo	517,18
Junio	467,86
Julio	460,97
Agosto	460,97
Septiembre	467,86
Octubre	505,94
Noviembre	539,67
Diciembre	562,16

Tabla 12: Consumo mensual del equipo.

Sumando el consumo mensual, se obtiene un consumo anual de *5.882,42€*, el primer año. Para calcular el consumo de años posteriores, únicamente se aplica la subida de precios asociada al IPC, el cual está entorno al 4%.

A continuación, se va a calcular el coste que tiene el hotel en la actualidad para calentar el ACS. Para ello, se divide las necesidades térmicas entre el rendimiento eléctrico de la instalación actual, que debido a su antigüedad se estima en un 85%. De este modo, la ecuación que lo calcula se expresa como sigue:

$$Consumo\ (€) = \frac{Energía(kWht)}{rendimiento} \cdot precio\ (\frac{€}{kWhe}) \qquad (60)$$

Mes	Consumo eléctrico (€)
Enero	2178,93
Febrero	1929,48
Marzo	2093,48
Abril	1984,60
Mayo	1965,31
Junio	1777,87
Julio	1751,69
Agosto	1751,69
Septiembre	1777,87
Octubre	1922,58
Noviembre	2050,76
Diciembre	2136,21

Tabla 13: Consumo eléctrico actual del hotel.

De este modo, el coste que tiene el hotel en la actualidad para calentar su ACS anualmente es de *23.320,5 €*. Para calcular su coste para años posteriores, al igual que se realizó anteriormente, hay que multiplicar este valor por la subida asociada al IPC.

Una vez calculados los costes de ambos sistemas para calentar el ACS, se pueden calcular las emisiones de CO_2. Para ello, únicamente hay que multiplicar la energía eléctrica necesaria para calentar el ACS por la emisión de CO_2 de la electricidad.

Según el IDAE, las emisiones de CO_2 en función del tipo de combustible empleado son las expresadas en la siguiente tabla:

Producción CO_2		
IDAE	**TnCO_2/MWh**	**TnCO_2/kWh**
GAS		0,000201204
ELECTRICIDAD	0,34	0,00034
PROPANO		0,00022962
GASOIL		0,00026581

Tabla 14: Equivalencia de emisiones según el combustible empleado. (Fuente: IDAE)

La ecuación que permite este cálculo es la siguiente:

$$Emisión(Tn) = Energía\ anual\ (kWh) \cdot factor\ emisión\ \left(\frac{Tn_{CO2}}{kWh}\right) \qquad (61)$$

En la siguiente página (tabla 15) se muestra la comparativa del consumo económico entre ambos sistemas a lo largo de 10 años, aplicando el IPC comentado anteriormente para calcular el precio de los años posteriores al de instalación. Además, se muestran las emisiones de CO_2 asociadas a cada una de las maneras de calentar el ACS.

En ella, se puede apreciar como los ahorros tanto económicos como de emisión de CO_2 son muy significativos.

CONSUMO	AÑOS	CONSUMO ACTUAL (€)	CONSUMO EQUIPO TERMODINÁMICO (€)	AHORRO ENERGETICO (€)	EMISIONES ACTUALES CO_2 (Tn)	EMISIONES CO_2 PROPUESTA (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO_2 (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO_2 (%)
	1	23.320,52	6.136,98	**17.183,54**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	2	24.253,34	6.382,46	**17.870,89**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	3	25.223,48	6.637,76	**18.585,72**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	4	26.232,42	6.903,27	**19.329,15**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	5	27.281,71	7.179,40	**20.102,32**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	6	28.372,98	7.466,57	**20.906,41**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	7	29.507,90	7.765,24	**21.742,66**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	8	30.688,22	8.075,85	**22.612,37**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	9	31.915,75	8.398,88	**23.516,87**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	10	33.192,38	8.734,84	**24.457,54**	69,09	18,182	**50,91**	73,68
	IPC	4%	4%					
	TOTAL	**279.989**	**73.681**	**206.307,47**	**690,92**	**181,82**	**509,10**	**73,68**

Tabla 15: Comparativa a 10 años entre el consumo de ambos sistemas, tanto económico como de emisiones de CO_2

8.5 Propuesta económica

Una vez realizados los cálculos pertinentes para hallar el equipo necesario, así como el ahorro asociado a este cambio de tecnología, se procede a hacer una propuesta económica al cliente. En ella, hay dos aspectos esenciales que se deben incluir:

1) El ahorro económico aproximado anual que supondrá la instalación de estos equipos en comparación con el sistema que tiene actualmente, así como con otros sistemas de calentamiento (caldera de gasoil, gas…). Además, incluirá el ahorro de las emisiones de CO_2 a la atmósfera.

2) Los años necesarios para amortizar la inversión de capital a realizar.

La propuesta económica realizada es la siguiente:

DESCRIPCIÓN	***IMPORTE***	***ROI (años)***
Precio unidad GTC HT 16	19.000€	
PRECIO TOTAL DE 2 GTC HT 16	38.000 €	
Mano de obra (1.5 semanas de instalación de tres trabajadores cualificados)	2.550	
Realización de proyecto	750€	
Material	1.500€	2,67
Total instalación de un equipo	4.800 €	
INSTALACIÓN DE 2 GTC HT 16	9.600€	
TOTAL INSTALACIÓN SIN IVA	47.600 €	
IVA (21€%)	9.996 €	
TOTAL PROYECTO	57.596 €	

Aparte de esta propuesta, se le ofrece al cliente la posibilidad de contratar el mantenimiento anual y un seguro para los 10 próximos años, que cubra todos los posibles problemas que puedan surgir a lo largo de ese periodo de tiempo. El precio de ambos servicios es de 1.000€ anuales.

Explicando en detalle el significado de cada uno de los términos incluidos en la propuesta:

- *PVP:* Precio de suministro de ambos equipos.

- *Instalación:* Coste que supone la puesta en marcha de los dos equipos.

- *ROI (Return On Investment):* Tiempo que se tarda en recuperar el capital invertido en la instalación de los dos equipos. Se calcula a partir del ahorro que supone la instalación de los equipos termodinámicos.

Una vez realizada la propuesta al cliente, también parece razonable ofrecerle una breve comparativa sobre la inversión que tendría que realizar a lo largo de los 10 próximos años, en función del sistema empleado para calentar el ACS.

COSTE MATERIAL + INSTALACION		COSTE ENERGETICO A 10 AÑOS		OPERACIÓN A 10 AÑOS INSTALACION + ENERGIA		EMISIONES DE CO2	
termodinámica	47.600 €	termodinámica	73.681 €	termodinámica	121.281 €	termodinámica	18,182
eléctrico	- €	eléctrico	279.989 €	eléctrico	279.989 €	eléctrico	69,09

Tabla 16: Comparación de la inversión a 10 años entre ambos sistemas de calentamiento del ACS.

Como consecuencia de la rápida recuperación de capital, y de la menor inversión a realizar, se supondrá que el cliente acepta la propuesta económica realizada, siendo el siguiente paso la instalación y puesta en marcha de los equipos.

8.6 Instalación de los equipos

En este apartado, se van a explicar todos los pasos a seguir para instalar correctamente el equipo. El orden de montaje adecuado es el siguiente:

1. Paneles solares termodinámicos.
2. Grupo termodinámico.
3. Instalación frigorífica
4. Soldadura.
5. Test de presión con nitrógeno.
6. Vacío de la instalación.
7. Conexiones hidráulicas.
8. Conexiones eléctricas.
9. Llenado del circuito hidráulico.
10. Carga de gas.
11. Encendido del sistema.

Antes de comenzar con la instalación de los paneles, hay que ver dónde se van a colocar. Este lugar debe ser preferiblemente externo, para aprovechar tanto la radiación solar como el efecto del viento, y con una superficie lo suficientemente elevada como para albergar la colocación de todos los paneles. Una vez elegido éste, conviene hacer una inspección del mismo para realizar un planteamiento sobre la distribución que van a tener los paneles termodinámicos.

Este ejemplo, al no haberse realizado en la realidad, no tiene un estudio del lugar donde se instalarían los paneles ni de la colocación de los mismos. Sin embargo, en el anexo 4 se adjuntan fotografías de otra instalación para tener una imagen visual de los diferentes elementos que conforman una instalación.

Como se ha comentado en el orden de montaje, el primer paso a realizar es la instalación de los paneles termodinámicos. Su colocación ha de cumplir una serie de características para mejorar el rendimiento del equipo en su totalidad:

- Los paneles han de estar orientados preferiblemente al sur, sureste o suroeste. La inclinación idónea que han de tener respecto de la horizontal, es igual a la latitud del lugar; sin embargo éstos pueden posicionarse en un rango que va desde los 10º hasta los 90º (posición vertical para espacios limitados).

- Entre el grupo termodinámico y los paneles no debe existir una distancia superior a los 8m en vertical ni a los 15m en total, pudiendo aumentarse ésta última hasta los 25m a medida que va creciendo el número de placas a instalar. Es aconsejable disminuir esta distancia todo lo posible con el objetivo de aumentar el rendimiento.

- La distancia entre los paneles ha de ser siempre superior a 500mm en horizontal y a 700mm en vertical. Esta distancia depende de la climatología del lugar, de forma que no se obstaculice ni la evaporación ni la condensación de la placa.

- El panel puede colocarse en dos posiciones diferentes: en horizontal, con los tubos de entrada del refrigerante colocados en la parte superior, o en vertical, con los tubos de entrada y salida situados en la parte inferior. En la siguiente imagen se indica la posición correcta a la hora de instalarse.

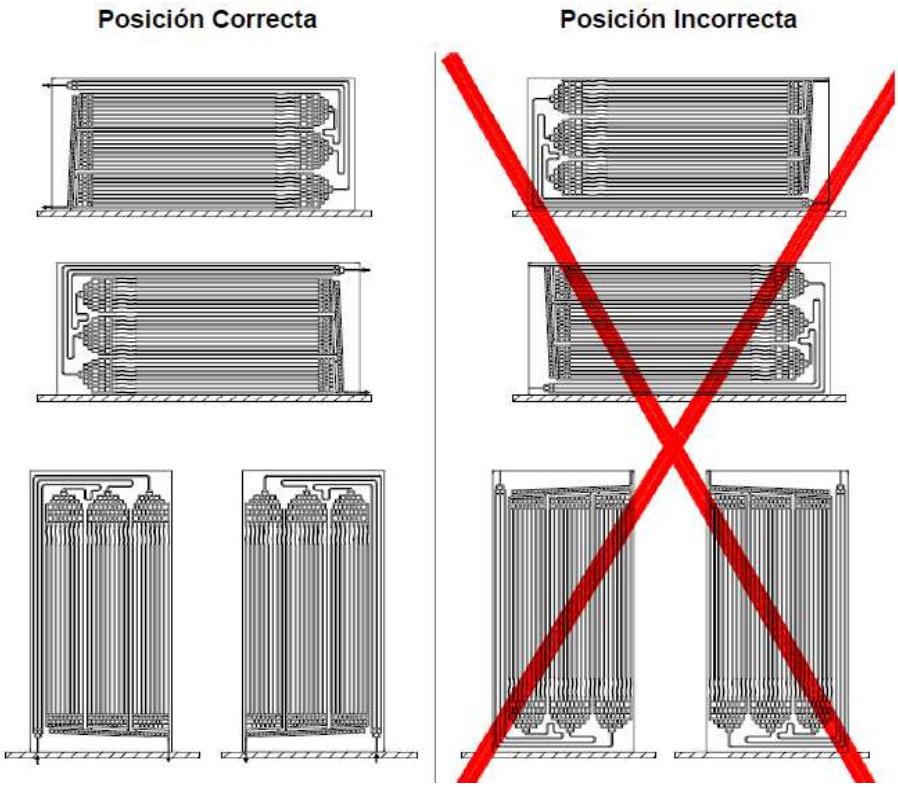

Figura 64: Colocación de los paneles termodinámicos. (Fuente: Energy Panel)

A continuación, se procede a colocar el grupo termodinámico. El lugar elegido para su ubicación debe cumplir una serie de requisitos, entre los que destacan:

- Lugar accesible con suelos limpios y sin grasas. Sitios como garajes, casetas exteriores, etc. serían los preferibles.

- Minimizar la distancia entre grupo termodinámico y paneles.

- Al situar la unidad hay que dejar suficiente espacio libre alrededor para realizar el mantenimiento.

Cada grupo termodinámico presenta las siguientes conexiones:

- Dos conexiones de gas:

    - Conexión a la línea de líquido (alimentación de los paneles).

    - Conexión a colector de aspiración (retorno de los paneles).

- Dos conexiones de agua:

    - Conexión de ida (agua caliente).

    - Conexión de retorno (agua fría).

Posteriormente, se realiza la instalación frigorífica. Para ello, hay que tener en cuenta una serie de recomendaciones:

- Las tuberías que se emplean para la conexión de las placas termodinámicas han de ser de cobre calidad frigorífica (cobre deshidratado).

- Las tuberías han de ser trazadas con la menor cantidad de curvas posibles, para así minimizar la pérdida de carga.

- Los distribuidores de líquido se utilizan para garantizar que el fluido se reparte de forma homogénea por los distintos paneles. Únicamente se colocan en la línea de entrada del refrigerante a los paneles. Éstos siempre se colocan en posición vertical y de cabeza para abajo. En la siguiente imagen, se puede observar su colocación.

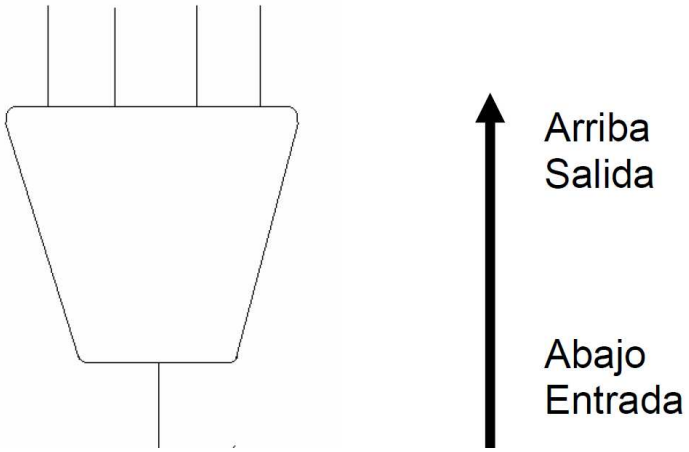

Figura 65: Colocación de los distribuidores de líquido. (Fuente: Energy Panel)

A la hora de realizar la conexión tanto entre las placas termodinámicas como entre éstas y el equipo termodinámico, lo más importante es lograr el *equilibrado de la instalación*. Este equilibrado es fundamental para lograr el correcto funcionamiento del equipo, pues sin él algunas placas tendrían más pérdida de carga que otras por lo que el refrigerante no pasaría por todas ellas. La consecuencia de ello sería que el equipo no estaría evaporando todo el refrigerante posible, de modo que el rendimiento del equipo no sería el máximo.

Para lograr dicho equilibrado, todas las tuberías deben tener la misma longitud. Sin embargo, los distribuidores de líquido suelen colocarse en el centro de todas las placas a las que se va a repartir el fluido, por lo que los paneles más cercanos a dichos distribuidores necesitarán menos longitud de tubería para llegar a él que los que se encuentren más alejados. De modo que, para mantener el equilibrado, las tuberías han de enrollarse.

Para este equipo, el esquema de conexionado de la instalación frigorífica es el mostrado en la figura 66, donde se indican también las secciones de las tuberías tanto de impulsión como de retorno para los distintos tramos en los que se divide la instalación.

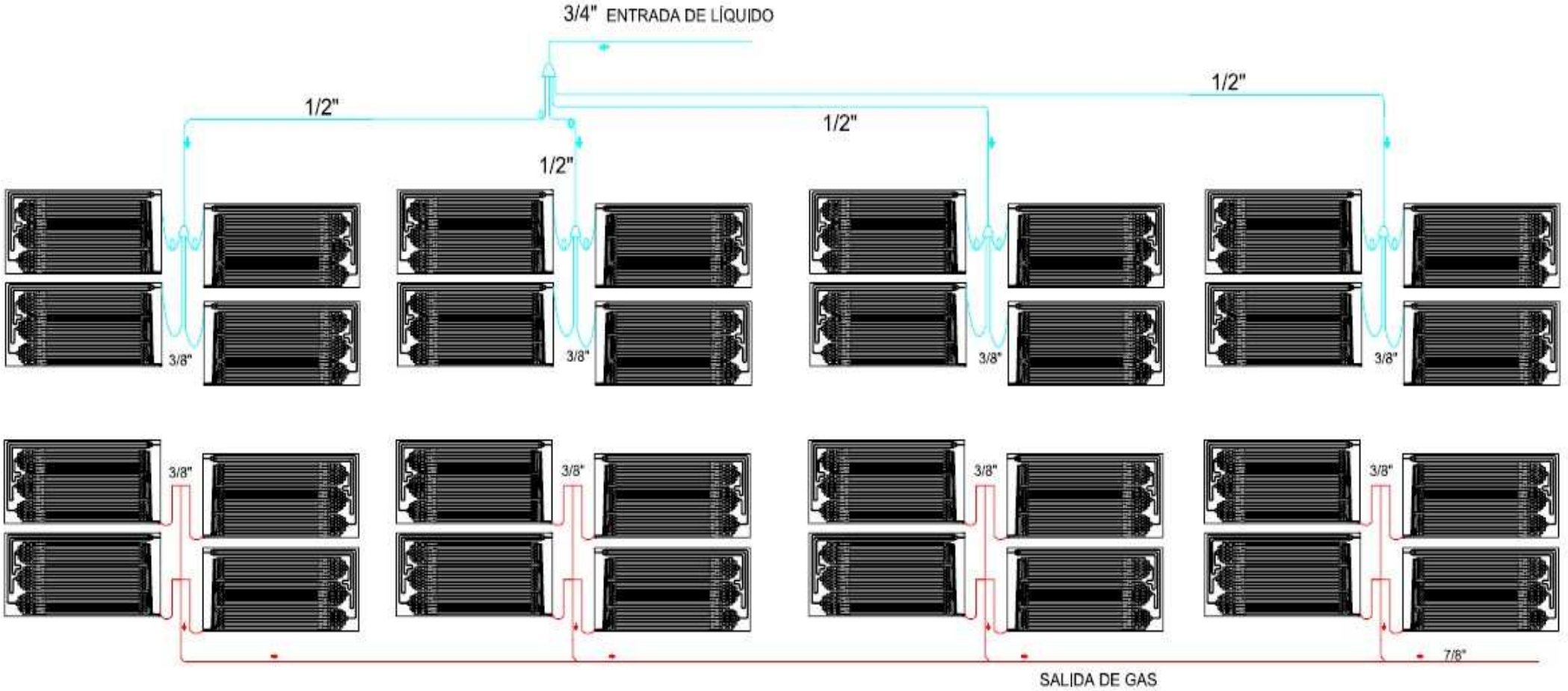

Figura 66: Esquema de conexionado de la instalación frigorífica de un GTC HT 16. (Fuente: Energy Panel)

Este esquema puede variar en función de la superficie donde se vayan a instalar los paneles termodinámicos. En lugar de ser 8 filas de 2 paneles por cada fila, se podría colocar 4 filas de 4 paneles por fila, de forma que se reduciría el espacio en horizontal pero se aumentaría en vertical. Se puede concluir por tanto, que existen varias formas de colocar los paneles y que ésta dependerá de la superficie donde se vayan a colocar, tal y como se comentó al inicio de este apartado. Sin embargo, independientemente de la colocación de las placas, lo que no puede variar son las secciones de las tuberías, así como los distribuidores de líquido.

Tras realizar la conexión frigorífica, se procede a realizar la parte más compleja de toda la instalación: la soldadura. No es la parte más compleja desde el punto de vista ingenieril, pero sí lo es desde el punto de vista del instalador. Se debe a que hay que ser minucioso a la hora de realizar todas las soldaduras, pues éstas son muchas y la mala realización de únicamente una de ellas provoca la aparición de fugas del refrigerante. La consecuencia que tiene la aparición de fugas es la pérdida de refrigerante y, en consecuencia, la parada del equipo.

Para comprobar que no hay ninguna fuga a lo largo de la instalación frigorífica, se realiza un test de presión con Nitrógeno. Para ello, se carga el equipo hasta alcanzar una presión que esté sobre los 10 bares. Transcurridos unos 2-3 días, se comprueba con los manómetros que no se ha producido ninguna caída de presión. Si hubiese alguna fuga, se repararía y se realizaría nuevamente la misma operación hasta encontrarse la instalación en perfecto estado. Tras verificarse la estanqueidad del equipo, se extrae el nitrógeno.

Tras la extracción de nitrógeno, se realiza un vacío por separado de la máquina y de los paneles mediante una bomba de vacío, limpiando así la instalación de posibles impurezas, aire y humedad. El vacío se realiza a través de los obuses de carga, tanto de la línea de aspiración como por la de líquido. El tiempo mínimo que hay que estar realizando el vacío para este tipo de equipos es de dos horas y media.

El siguiente paso a realizar es la conexión hidráulica. En éste, se realiza el montaje de las tuberías, por las que circulará el agua, que conectan el acumulador de ACS con el intercambiador de placas, donde tiene lugar el calentamiento del agua. Para ello, hay que tener en cuenta una serie de recomendaciones:

- Ha de asegurarse por todos los medios que en ningún momento se quede la instalación sin agua.

- Se deben instalar llaves de corte en cada uno de los elementos hidráulicos de la instalación del equipo, de tal forma que permitan aislar a cada uno de ellos en caso de necesidad (limpieza de filtros, reparaciones, etc.) sin obligar al vaciado del circuito.

Para la realización de la conexión hidráulica, se aprovecha el sistema de tuberías existente. Para ello, se realiza un By-Pass en las tuberías actuales por donde circula el agua de forma que se aspire dicho agua para hacerla circular por el intercambiador de placas. Esta instalación hidráulica incluye la colocación de una bomba de agua que aspire el agua del circuito primario.

Una vez hechas todas las conexiones hidráulicas, se hacen las conexiones eléctricas del grupo termodinámico, es decir, se conecta éste a la red eléctrica. Las características de la misma son:

- La alimentación de este equipo se realiza a 380V, trifásica y a una frecuencia de 50Hz.

- Se debe colocar un interruptor automático de protección cerca de la máquina que corresponda a la capacidad de la máquina.

- El cuadro eléctrico del equipo se encuentra en una caja independiente. Los bornes de conexión entre el bloque y el cuadro eléctrico se encuentran en la parte trasera del equipo termodinámico.

- El cable eléctrico de la alimentación eléctrica al equipo ha de ser de 400V con una sección de cable de $4mm^2$. Además, ha de colocarse un magnetotérmico protector de la instalación de 4 polos y con una intensidad máxima permitida de 20A.

Realizada ya la conexión eléctrica del equipo, se procede al llenado del circuito frigorífico con el gas refrigerante (para este equipo se emplea gas R134a). La carga de gas se realiza a través del obús situado en la línea de descarga del equipo, es decir, antes de entrar al compresor. Este gas se introduce en forma líquida, el cual al pasar al equipo termodinámico se convierte en vapor de manera instantánea. Esta carga de gas se debe de ir haciendo lentamente, ya que si se realiza de forma muy rápida el refrigerante podría no evaporarse completamente, entrando al compresor en estado líquido, lo cual produciría daños en el mismo.

La carga correcta de refrigerante se alcanza en función de la temperatura exterior. Según esta temperatura, hay que alcanzar una presión de aspiración (lado de baja) determinada, es decir, que una vez conseguida será un indicador de que la carga de refrigerante es la adecuada. En la siguiente tabla, se muestra la relación entre la temperatura exterior y la presión a alcanzar:

Temperatura exterior(ºC)	Presión de aspiración* (bar)
0	0.7
5	1
10	1.4
15	2
20	2.5
25	3.2
30	3.9

Tabla 17: Relación entre T y P para conseguir la carga adecuada de refrigerante. (Fuente: Energy Panel).

Una vez realizados todos los pasos descritos para la instalación del equipo termodinámico, se puede proceder al encendido del mismo. Es decir, a partir de aquí el equipo comienza a funcionar si todos los pasos se han realizado adecuadamente.

Una vez encendido y puesto en marcha, se procede por último a la programación del mismo. Para el caso práctico estudiado en este apartado, la temperatura deseada es de 60ºC, por lo que pondremos una histéresis de 5ºC. Ésta se define como el rango de temperaturas en las que el equipo no trabaja, es decir, al ser de 5ºC, el equipo comenzará a trabajar cuando la temperatura en el acumulador descienda de 55ºC y se parará cuando éste alcance los 60ºC. Entonces, una vez conseguidos estos 60ºC dejará de funcionar hasta que la temperatura vuelva a disminuir por debajo de los 55ºC.

8.7 Posibles problemas de la instalación

A pesar de haberse realizado todos los pasos anteriormente descritos de forma adecuada, el equipo puede tener algún problema transcurrido un periodo de tiempo determinado. Cuando los parámetros de operación del equipo se salen del rango de funcionamiento normal, se genera una alarma que puede ser generada por las siguientes situaciones:

- Incorrecta presión del circuito de alta presión (desde el compresor hasta la válvula de expansión). Esto puede ser causado por:
    - Exceso de carga de gas refrigerante.
    - Exceso de agua en el circuito hidráulico.
    - Fallo en la recirculación del circuito hidráulico.
- Incorrecta presión del circuito de baja (desde la válvula de expansión hasta el compresor). Esto puede ser causado por:
    - Déficit de carga de refrigerante por la existencia de alguna fuga.
    - Carga incorrecta de gas refrigerante.
    - Temperatura externa muy baja.
    - Distribución irregular de los paneles.
- Protección del relé térmico del compresor activa, en caso de instalaciones trifásicas. En este caso, comprobar que no existe ninguna anomalía en la red eléctrica.

Capítulo 9

Introducción y objetivos

En este capítulo se va a realizar una comparativa entre la tecnología propuesta a lo largo de todo este documento con los sistemas más empleados actualmente para el calentamiento de ACS, con el objetivo de poder ofrecer al lector una comparación frente a otras energías.

9.1 Introducción

Las energías que se van a comparar van a ser las más empleadas en la actualidad, siendo éstas fundamentalmente el gasoil y el gas. Para realizar estas comparaciones, se va a suponer que el hotel emplea cada uno de los diferentes sistemas de calentamiento del ACS. Con ello, se pretende apreciar el ahorro que supondría la sustitución, en este y cualquier otro tipo de establecimientos, de estos sistemas por los equipos que emplean la tecnología desarrollada en este Proyecto.

9.2 ACS con caldera de gasoil

En este caso, se supone que el hotel satisface las necesidades térmicas calculadas en la tabla 10 con una caldera de gasoil.

Al ser una instalación ya antigua (aproximadamente 8 años), el rendimiento de la caldera estará en torno a 0,7.

De este modo, aplicando las mismas ecuaciones vistas en el capítulo anterior, se puede obtener una tabla que muestre los diferentes consumos para conseguir satisfacer las necesidades de ACS. Además, se obtienen las emisiones de CO_2 asociadas a cada uno de los sistemas empleados (gasoil y termodinámica).

CONSUMO	AÑOS	CONSUMO (€)	CONSUMO EQUIPO TERMODINÁMICO (€)	AHORRO ENERGETICO (€)	EMISIONES CO2 COMBUSTIBLE FOSIL (Tn)	EMISIONES CO2 PROPUESTA ENERFIZENTIA (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (%)
	1	25.415,92	6.136,98	**19.278,94**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	2	26.432,56	6.382,46	**20.050,10**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	3	27.489,86	6.637,76	**20.852,10**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	4	28.589,46	6.903,27	**21.686,19**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	5	29.733,03	7.179,40	**22.553,64**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	6	30.922,36	7.466,57	**23.455,78**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	7	32.159,25	7.765,24	**24.394,01**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	8	33.445,62	8.075,85	**25.369,77**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	9	34.783,44	8.398,88	**26.384,56**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	10	36.174,78	8.734,84	**27.439,95**	65,59	18,18	**47,41**	72,28
	IPC	4%	4%					
	TOTAL	**305.146 €**	**73.681 €**	**231.465,05**	**655,89**	**181,82**	**474,07**	72%

Tabla 18: Comparativa a 10 años del consumo y emisiones de CO_2 de caldera de gasoil y de termodinámica.

También es conveniente realizar una tabla en la que se muestre la inversión total a realizar por el cliente a lo largo de los 10 años que dure la operación, según la tecnología empleada para obtener el ACS.

COSTE MATERIAL + INSTALACION		COSTE ENERGETICO A 10 AÑOS		OPERACIÓN A 10 AÑOS INSTALACION + ENERGIA		EMISIONES DE CO2	
termodinámica	47.600 €	termodinámica	73.681 €	termodinámica	121.281 €	termodinámica	18,182
gasoil	- €	gasoil	305.146 €	gasoil	305.146 €	gasoil	65,59

Tabla 19: Inversión a realizar a lo largo de los 10 años.

La instalación de este nuevo sistema tendría un retorno de la inversión de 2,4 años. De este modo, a más largo plazo (10 años) se obtienen unos grandes ahorros con la termodinámica, además de una significativa reducción de las emisiones de CO_2.

9.3 ACS con caldera de gas natural

En este caso, se supone que el hotel satisface las necesidades térmicas calculadas en la tabla 10 con una caldera de gas natural.

El rendimiento de la caldera de gas estará en torno a 0,8 debido a la antigüedad de la instalación.

De este modo, aplicando las mismas ecuaciones vistas en el capítulo anterior, se puede obtener una tabla que muestre los diferentes consumos para conseguir satisfacer las necesidades de ACS. Además, se obtienen las emisiones de CO_2 asociadas a cada uno de los sistemas empleados (gas natural y termodinámica).

La inversión a realizar a lo largo de la duración de la operación, queda resumida en la siguiente tabla:

COSTE MATERIAL + INSTALACION		COSTE ENERGETICO A 10 AÑOS		OPERACIÓN A 10 AÑOS INSTALACION + ENERGIA		EMISIONES DE CO2	
termodinámica	47.600 €	termodinámica	73.681 €	termodinámica	121.281 €	termodinámica	18,182
gas natural	- €	gas natural	135.186 €	gas natural	135.186 €	gas natural	43,44

Tabla 20: Inversión a realizar en 10 años con gas natural y termodinámica.

CONSUMO	AÑOS	CONSUMO (€)	CONSUMO EQUIPO TERMODINÁMICO (€)	AHORRO ENERGETICO (€)	EMISIONES CO2 COMBUSTIBLE FOSIL (Tn)	EMISIONES CO2 PROPUESTA ENERFIZENTIA (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (%)
	1	11.259,81	6.136,98	**5.122,83**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	2	11.710,20	6.382,46	**5.327,74**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	3	12.178,61	6.637,76	**5.540,85**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	4	12.665,75	6.903,27	**5.762,49**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	5	13.172,38	7.179,40	**5.992,99**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	6	13.699,28	7.466,57	**6.232,70**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	7	14.247,25	7.765,24	**6.482,01**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	8	14.817,14	8.075,85	**6.741,29**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	9	15.409,83	8.398,88	**7.010,94**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	10	16.026,22	8.734,84	**7.291,38**	43,44	18,18	**25,26**	58,15
	IPC	4%	4%					
	TOTAL	**135.186 €**	**73.681 €**	**61.505,23**	**434,42**	**181,82**	**252,60**	58%

Tabla 21: Consumo a lo largo de 10 años del gas natural y de la termodinámica.

En este caso, comparando la termodinámica con el gas natural, se puede ver como no es tan rentable como en los casos anteriores. Esto es debido al bajo precio del kWh que tiene el gas natural en comparación con el gasoil o la electricidad.

El retorno de la inversión en este caso son 8 años, por lo que no sería rentable la sustitución de la caldera de gas por la termodinámica, a pesar de que a los 10 años se bajaría mínimamente el consumo.

Sin embargo, en cuanto a las emisiones de CO2, la reducción sí que sería bastante significativa, estando entorno al 60%.

Esta comparativa de la inversión es suponiendo que la caldera ya estuviese instalada. En el caso de no estarlo, la termodinámica sería más competitiva pues al consumo del gas natural habría que añadirle el coste de la caldera y de su instalación. De modo que, para saber cuan competitiva sería la termodinámica, habría que realizar un estudio de los costes de la caldera de gas natural.

9.4 ACS con caldera de propano

En esta situación el ACS del hotel es calentada con una caldera de propano cuyo rendimiento es aproximadamente del 80% debido a la antigüedad de la misma.

Para saber la rentabilidad de la sustitución de la caldera por la termodinámica se ha realizado un estudio similar al hecho en el capítulo anterior. Los resultados de dicho estudio son los siguientes:

COSTE MATERIAL + INSTALACION		COSTE ENERGETICO A 10 AÑOS		OPERACIÓN A 10 AÑOS INSTALACION + ENERGIA		EMISIONES DE CO2	
termodinámica	47.600 €	termodinámica	73.681 €	termodinámica	121.281 €	termodinámica	18,182
propano	- €	propano	336.994 €	propano	336.994 €	propano	49,58

Tabla 22: Inversión a 10 años a realizar por el cliente para calentar el ACS.

CONSUMO CON DATOS REALES	AÑOS	CONSUMO (€)	CONSUMO EQUIPO TERMODINÁMICO (€)	AHORRO ENERGETICO (€)	EMISIONES CO2 COMBUSTIBLE FOSIL (Tn)	EMISIONES CO2 PROPUESTA ENERFIZENTIA (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (%)
	1	28.068,55	6.136,98	**21.931,57**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	2	29.191,30	6.382,46	**22.808,84**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	3	30.358,95	6.637,76	**23.721,19**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	4	31.573,31	6.903,27	**24.670,04**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	5	32.836,24	7.179,40	**25.656,84**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	6	34.149,69	7.466,57	**26.683,11**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	7	35.515,68	7.765,24	**27.750,44**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	8	36.936,30	8.075,85	**28.860,46**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	9	38.413,76	8.398,88	**30.014,87**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	10	39.950,31	8.734,84	**31.215,47**	49,58	18,182	**31,40**	63,33
	IPC	4%	4%					
	TOTAL	**336.994 €**	**73.681 €**	**263.312,84**	**495,77**	**181,82**	**313,95**	63%

Tabla 23: Comparativa de consumos a lo largo de los 10 años de la operación entre el propano y la termodinámica.

Si se diese esta situación, la sustitución del propano por la termodinámica es muy rentable, con un periodo de retorno de la inversión de tan solo 2,1 años.

Con esta sustitución se produciría un ahorro económico a lo largo de los 10 años muy significativo. Además, desde el punto de vista de las emisiones, se produce una reducción del 63%.

9.5 ACS con solar térmica y caldera de apoyo

Este caso simula que el hotel tuviese paneles solares térmicos con una cobertura del 70% de toda la energía necesaria anual del ACS, es decir, el restante 30% sería cubierta mediante una caldera de apoyo de gas natural.

Realizando un estudio similar a los hechos hasta ahora, se puede obtener la rentabilidad de sustituir la combinación de solar térmica y caldera por la termodinámica.

Los resultados obtenidos pueden apreciarse en las siguientes tablas:

COSTE MATERIAL + INSTALACION		COSTE ENERGETICO A 10 AÑOS		OPERACIÓN A 10 AÑOS INSTALACION + ENERGIA		EMISIONES DE CO2	
termodinámica	47.600 €	termodinámica	73.681 €	termodinámica	121.281 €	termodinámica	18,182
solar+gas nat	- €	solar+gas nat	58.420 €	solar+gas nat	58.420 €	solar+gas nat	13,03

Tabla 24: Inversión a realizar por el cliente a lo largo de 10 años.

CONSUMO CON DATOS REALES	AÑOS	CONSUMO	CONSUMO EQUIPO TERMODINÁMICO	AHORRO ENERGETICO	EMISIONES CO2 COMBUSTIBLE FOSIL (Tn)	EMISIONES CO2 PROPUESTA ENERFIZENTIA (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (Tn)	AHORRO TOTAL EMISIONES CO2 (%)
	1	4.865,85 €	6.136,98 €	-1.271,13	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	2	5.060,48 €	6.382,46 €	-1.321,98	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	3	5.262,90 €	6.637,76 €	-1.374,86	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	4	5.473,41 €	6.903,27 €	-1.429,85	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	5	5.692,35 €	7.179,40 €	-1.487,05	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	6	5.920,05 €	7.466,57 €	-1.546,53	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	7	6.156,85 €	7.765,24 €	-1.608,39	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	8	6.403,12 €	8.075,85 €	-1.672,73	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	9	6.659,25 €	8.398,88 €	-1.739,64	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	10	6.925,62 €	8.734,84 €	-1.809,22	13,03	18,182	-5,15	-39,51%
	IPC	4%	4%					
	TOTAL	58.420 €	73.681 €	-15.261,38	130,33	181,82	-51,49	-40%

Tabla 25: Comparación de los consumos entre la combinación de solar más gas y termodinámica.

Este caso es sin duda el más desfavorable para la instalación de la termodinámica de los estudiados hasta ahora. El hotel ya tendría la solar térmica, energía que es "gratis" de modo que cualquier sustitución de ésta será más costosa. A pesar de consumir gas natural, la combinación de ambos es más barata que la termodinámica. Por lo tanto, la incorporación de la termodinámica no es rentable.

Una situación competitiva sería sustituir el gas natural por la termodinámica, manteniendo el empleo de la solar térmica, de modo que el consumo anual para el calentamiento de ACS sería muy bajo. Para ello, habría que realizar un estudio completo del consumo de gas natural frente al termodinámico y de la rentabilidad de la inversión.

Sin embargo, si la instalación no estuviese hecha, la termodinámica sí que sería bastante competitiva frente a la combinación de ambas, ya que el precio de instalación de la solar térmica es bastante elevado, por lo que compensaría su obtención de energía de forma gratuita con el alto precio de instalación. Así mismo, para asegurar la rentabilidad de la inversión sería necesario un estudio.

Parte comercial

Este tipo de tecnología termodinámica es desconocida para la gran parte de la población, por lo que es muy importante la labor comercial en este sector con el fin de dar a conocer esta energía eficiente.

Esta labor comercial se podría desempeñar desde diversos puntos, en función del equipo a promocionar:

- *GTP:* Este equipo va destinado a piscinas, por lo que una posible labor comercial del mismo es la realización de folletos para entregar en el buzón de urbanizaciones que cuenten con ella, así como para entregarlos a particulares que también cuenten con una propia.

- *GTC:* Están destinados principalmente a calefacción, por lo que al contar esta tecnología con el documento de idoneidad técnica que permite sustituir a la energía solar, la labor comercial iría encaminada a darse a conocer entre las constructoras, que implicaría realizar un elevado número de instalaciones. Además, estos equipos se podrían emplear para calentar grandes superficies, tales como aeropuertos o centros comerciales. Estas instalaciones, debido a su tamaño, garantizarían trabajo para un periodo largo de tiempo.

- *GTC HT:* Este equipo está destinado principalmente para hoteles, tal y como se ha comentado anteriormente. De este modo, una buena estrategia comercial sería contactar con aquellos hoteles que tienen previsto realizar reforma en su complejo, por lo que aprovechando la obra a realizar se implantaría la termodinámica, ocasionando una mínima perturbación a los consumidores. En esta misma línea de comercialización, sería una gran oportunidad para la empresa entrar en una gran cadena hotelera, pues su impacto publicitario sería muy importante para la energía termodinámica en general y para la empresa en particular

- *Thermboil:* Esta destinado a volúmenes pequeños de ACS. El principal volumen de negocio estaría en las viviendas unifamiliares. Además, también sería interesante entrar en gimnasios o edificios cuyo consumo de ACS sea relativamente elevado (hasta 1.000L aproximadamente), tales como Mcdonalds, Burguer King., etc. Otro gran negocio serían los lavaderos de coches, pues parte del agua empleada es caliente.

Conclusiones

Para la obtención de las conclusiones del presente documento, conviene apoyarse en los diferentes estudios realizados en el capítulo 9. Para ello, se han obtenido estas dos gráficas:

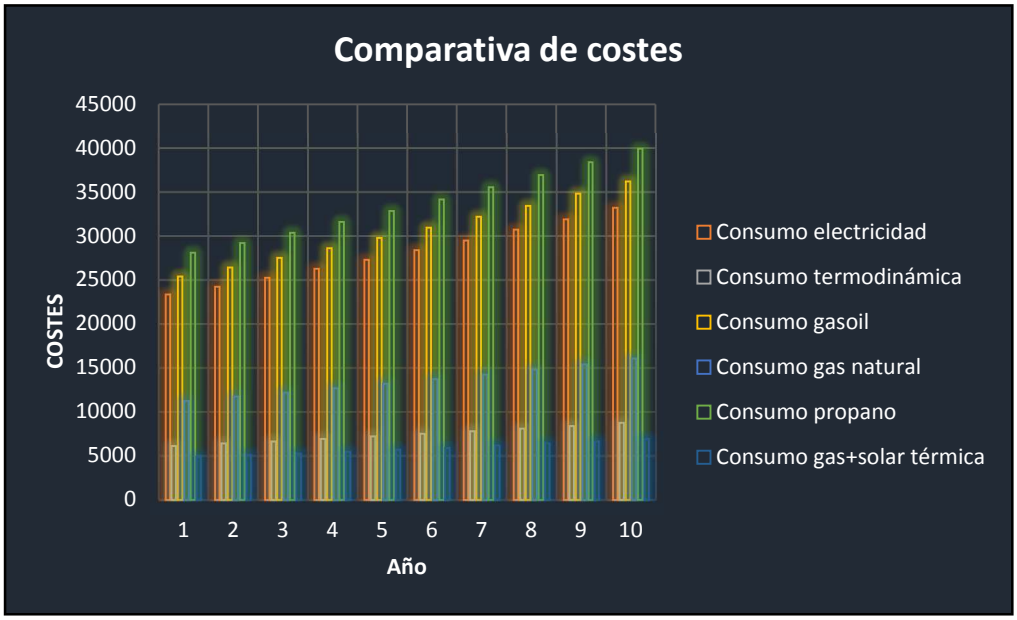

Figura 67: Comparativa de consumos de los diferentes sistemas empleados para la producción de ACS.

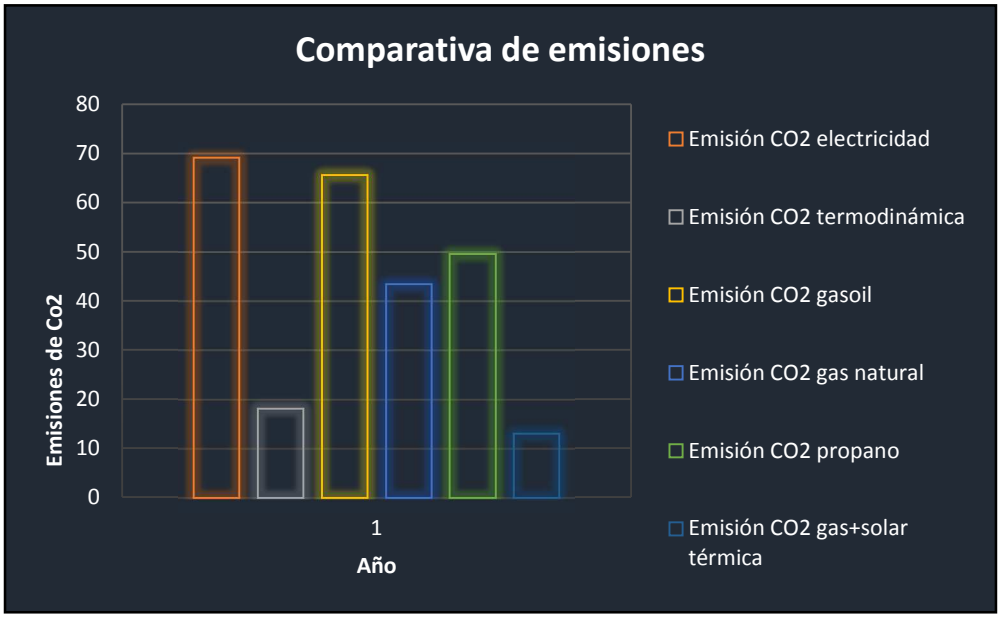

Figura 68: Comparativa de emisiones de CO2 según el sistema empleado para la producción de ACS.

Desde el punto de vista del ahorro, en la figura 67 puede apreciarse como la termodinámica es muy económica frente a cualquiera del resto de combustibles fósiles empleados para la producción del ACS. Aunque comparada con el gas natural, se puede ver como el ahorro que supone es sensiblemente inferior al que hay con respecto al gasoil, propano o la electricidad.

Sin embargo, cuando la instalación tiene energía solar térmica, la termodinámica deja de ser competitiva, pues esta energía solar produce el calentamiento del ACS de una forma "gratuita". La diferencia económica entre ambos sistemas depende de la cobertura que realice la energía solar térmica por sí misma. Cuanta mayor sea esa cobertura, menor será el consumo de la combinación energía solar térmica y combustible. La energía termodinámica únicamente puede competir con la solar térmica si ambas han de ser instaladas, pues la instalación de la solar térmica tiene un coste más elevado que el de la termodinámica. Además, hay que sumarle la instalación de una caldera de apoyo que cubra las necesidades térmicas en ausencia de sol. Ahí es donde tiene ventaja también la termodinámica, la cual es capaz de suministrar toda la energía necesaria sin necesidad de sistemas de apoyo.

Tratando a la energía termodinámica desde el punto de vista de la reducción de las emisiones, se puede apreciar en la figura 68 cómo ésta supone una bajada considerable de las emisiones de CO_2 a la atmósfera. Este apartado cobra especial importancia por la creciente preocupación existente por el medio ambiente, así como por las diferentes consecuencias económicas que pueda ocasionar (reducción de impuestos por contaminación, premios por ser bajo en emisiones de CO_2, etc.).

Pero, una vez más, cuando la instalación ya cuenta con energía solar térmica, y los combustibles fósiles únicamente prestan apoyo a la misma, las emisiones de CO_2 de esta combinación son inferiores a las que realizaría la termodinámica. Esta menor emisión se debe al nulo aporte que realiza la solar térmica que, a pesar de tener unas emisiones asociadas al combustible de apoyo, ya sea gas natural o gasoil, continua siendo menor que la termodinámica.

Líneas futuras

El desarrollo de este proyecto se ha centrado en todo momento en cumplir los objetivos inicialmente marcados. Aunque dichos objetivos se han logrado, una vez desarrollado el proyecto en su totalidad, ha quedado constancia del potencial que tiene esta tecnología, que es aún mayor del aquí comentado. La finalidad de este apartado es hacer una breve reflexión en este sentido, en las distintas mejoras que se podrían incorporar y en los nuevos usos que se le podrían dar, para hacer de la termodinámica una energía todavía más eficaz.

Algunas de las mejoras que podrían realizarse son:

- Reducción del tamaño del grupo termodinámico, con la finalidad de hacer más manejable el mismo y así poder instalarlo en lugares poco espaciosos. Para lograrlo, se podría hacer una redistribución de los elementos de su interior buscando una optimización del espacio.

- Los paneles termodinámicos aprovechan la temperatura del ambiente para realizar la transferencia de calor. Se podría realizar un estudio sobre la ganancia que produciría recubrirlos con un plástico transparente, con el fin de aprovechar el efecto invernadero y así lograr una mayor temperatura en sus alrededores. En su contra, que no aprovecharían los efectos del viento, el cual aumenta la transferencia de calor por convección forzada. Por lo tanto, convendría realizar el mencionado estudio sobre la ganancia que se produciría recubriéndolos frente al coste adicional que ellos supondría.

Además, se podrían buscar nuevas aplicaciones para este tipo de energía. Una de ellas sería:

- Introducción de la termodinámica en el transporte (automóvil, autobús, etc.), empleando este sistema para la producción de calefacción o aire acondicionado en los vehículos móviles, aprovechando tanto la radiación solar como la gran convección provocada por la velocidad de los mismos. Se podrían diseñar equipos mucho más pequeños y económicos para satisfacer estas necesidades de los automóviles. La placa termodinámica podría colocarse en el techo de los mismos, protegida por una fina capa de material con una elevada conductividad térmica y económica (Aluminio).

Anexos

Anexo 1

Tablas con los poderes caloríficos de los diferentes combustibles existentes:

COMBUSTIBLE	PODER C. MEDIO
Bagazo húmedo	10
Bagazo seco	19
Cáscara de cacahuete	17
Cascarilla de arroz	13
Celulosa	16
Corteza escurrida	5
Cosetas de caña	4
Madera seca	19
Madera verde (*)	14
Paja seca de trigo	12
Paja seca de cebada	13
Serrín húmedo	8
Viruta seca	13
	P. C. SUPERIOR
Cáscara de almendras	36
Cáscara de nueces	32
Cáscara de arroz	15
Cáscara de pipa de	17
Cáscara de trigo	15
Corteza de pino	20
Corcho	20
Orujillo de aceituna	17
Orujo de uva	19
Papel	17
Jara (8% humedad)	18900 (P.C.I.)

Tabla 26: Poder calorífico de maderas y residuos agrícolas.
(Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

(*) El poder calorífico de la madera verde disminuye según aumenta la humedad de la misma. En la tabla 3.1b se da el coeficiente por el que hay que multiplicar su poder calorífico para obtener el poder calorífico real.

MADERA	COEF.	MADERA	COEF.
Álamo Negro	0´55	Haya	0´62
Castaño	0´48	Olivo	0´88
Chopo	0´30	Pino Marítimo	0´58
Encina	0´68	Pino Silvestre	0´49
Enebro	0´50	Roble	0´68

Tabla 27: Coeficientes de la madera húmeda. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

Combustible	Densidad media g/m^3	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg	Combustible	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg
Turba	360	21300	22500	Aglomerados de carbón	31300	35600
Lignito	1050	28400	29600	Carbón de madera	31400	33700
Hulla	1350	30600	31400	Coque	29300	33700
Antracita	875	34300	34700	Coque de petróleo	34100	36500

Tabla 29: Poder calorífico del carbón y otros combustibles sólidos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

Combustible	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg	Combustible	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg
Aceite de esquistos	------	38830	Fuel-oíl nº1	40600	42695
Alcohol comercial	23860	26750	Fuel-oíl nº2	39765	41860
Alquitrán de hulla	------	37025	Gasóleo[1)]	42275	43115
Alquitrán de madera	36420	-----	Gasolina[2)]	43950	46885
Etanol puro[4)]	26790	29720	Petróleo bruto	40895	47970
Metanol[4)]	19250	-----	Queroseno[3)]	43400	46500

Tabla 28: Poder calorífico de combustibles líquidos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

1) Densidad a 15ºC, 850 kg/m^3
2) Densidad a 20ºC, 730 kg/m^3
3) Densidad a 15ºC, 780 kg/m^3
4) Densidad a 20ºC, 790 kg/m^3

Combustible	Densidad kg/m^3	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg	Combustible	Densidad kg/m^3	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg
Gas natural	(*)	39900	44000	Gas de agua	0´711	14000	16000
Gas de hulla	0´50		46900	Gas ciudad	0´650	26000	28000
Gas de coquería	0´56	31400	35250	Gas de agua carburado	0´776	26400	27200
Gas de aire	----	10000	12000	Propano	506 (l) 1´85 (g)	46350	50450
Hidrógeno	0’0899	120011	141853	Butano	580 (l) 2´4 (g)	45790	49675

Tabla 30: Poder calorífico de combustibles gaseosos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

(*) Varía según el país de procedencia

(l), (g) Densidad a 20^{0}C en estado líquido y gaseoso, respectivamente. P.C. Medio del biogás = 5554 kcal/m^3

CULTIVOS	RESIDUOS	CULTIVOS	RESIDUOS
Cereales en grano	(t/t)	**Cultivos frutales**	(t/Ha)
Trigo	1´20	Cítricos	2´00
Cebada	1´35	Frutales de pepita	3´50
Avena	1´35	Frutales de hueso	2´00
Maíz	2´00	Frutos secos	1´50
Arroz	1´50	Olivo	1´70
Sorgo	1´70	Vid	3´50
Cultivos industriales	(t/t)		
Caña de azúcar	2´00		
Girasol	2´00		
Algodón	1´50		

Tabla 31: Generación de residuos de diversos cultivos. (Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

		Observaciones
RESIDUO	**P.C.M. 10^7 kcal/t**	10^7 kcal ≈ 1 tep (tonelada equivalente de petróleo)
Cañote de maíz	0´365	El cañote y el zuro (corazón de la mazorca) después de desgranada se recogen juntos.
Zuro del maíz	0´388	
Cañote y cabezuela del maíz	0´29	
Ramón del olivar	0´43	Se produce a razón de unas 0´25 t/Ha, pero el 40% son hojas que pueden secarse. El resto, denominado vareta, es lo que se suele aprovechar.
Sarmiento de la vid	0´28	Se genera a razón de 0´7 t/Ha El PCS puede llegar a 0´456 tep/t
Residuos del tomate industrial	0´51	
Cañote del girasol	0´335	

Tabla 32: Poder calorífico medio de algunos residuos procedentes de cultivos.
(Fuente: http: onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

COMBUSTIBLE	**Densidad (kg/m^3)**	**PCI**	**PCS**
Aceite de colza	921 (15 ºC) 909 (35 ºC)	8811 kcal/kg	9389 kcal/kg
Aceite de cardo (cynara)	924	----	33000 kJ/kg
Aceite de girasol	925	----	37100 kJ/kg
Briqueta de polvo de lijado de tapón de corcho aglomerado	1037	----	29807 kJ/kg
Briqueta de polvo de corte de barras de corcho aglomerado	756	----	28761 kJ/kg

Tabla 33: Poder calorífico de combustibles procedentes de la transformación de residuos.
(Fuente: http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf)

Anexo 2

Los esquemas específicos de funcionamiento según la función que vaya a desempeñar el equipo son los siguientes:

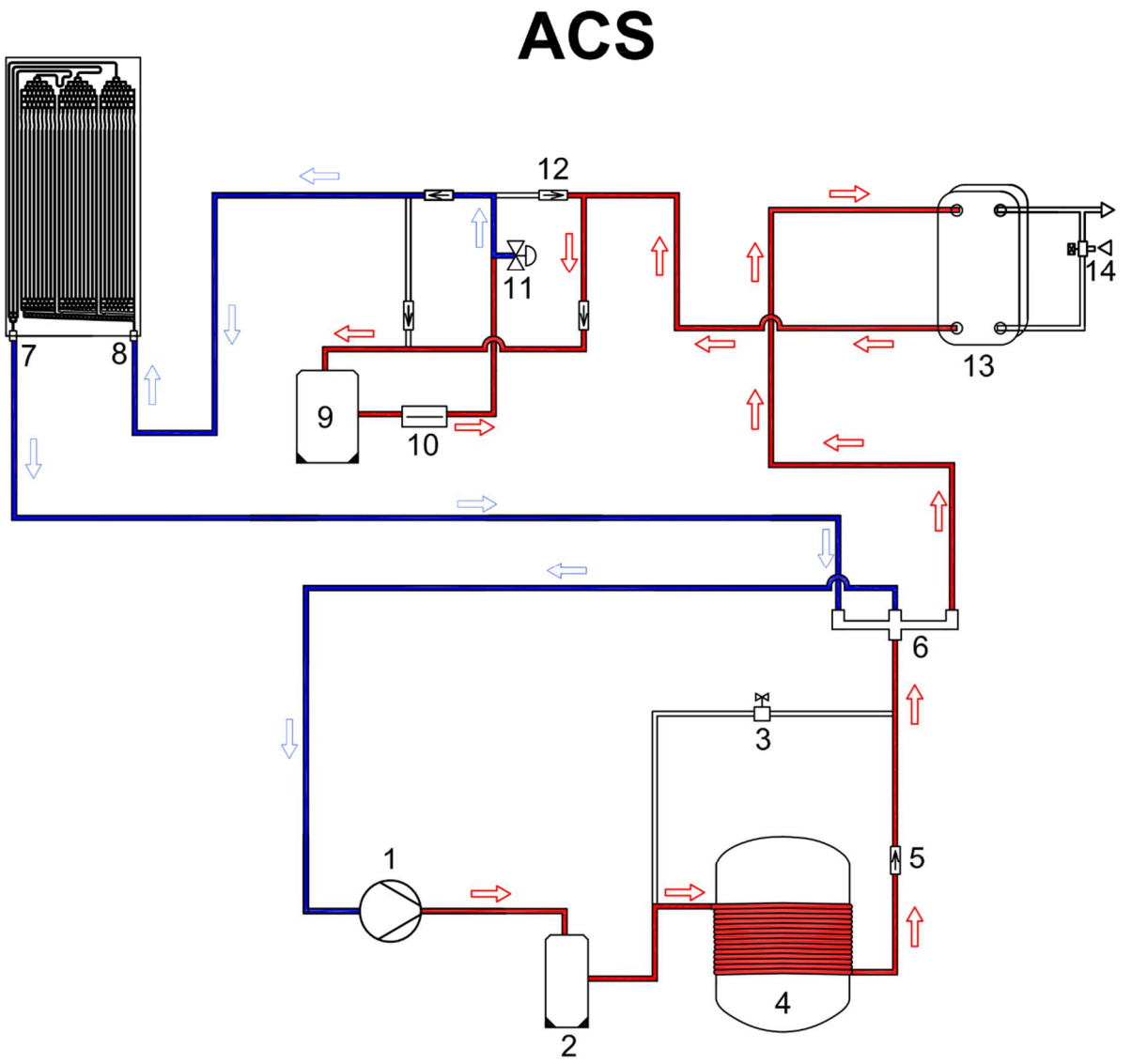

Figura 69: Esquema de funcionamiento específico para la producción de ACS. (Fuente: Energy Panel)

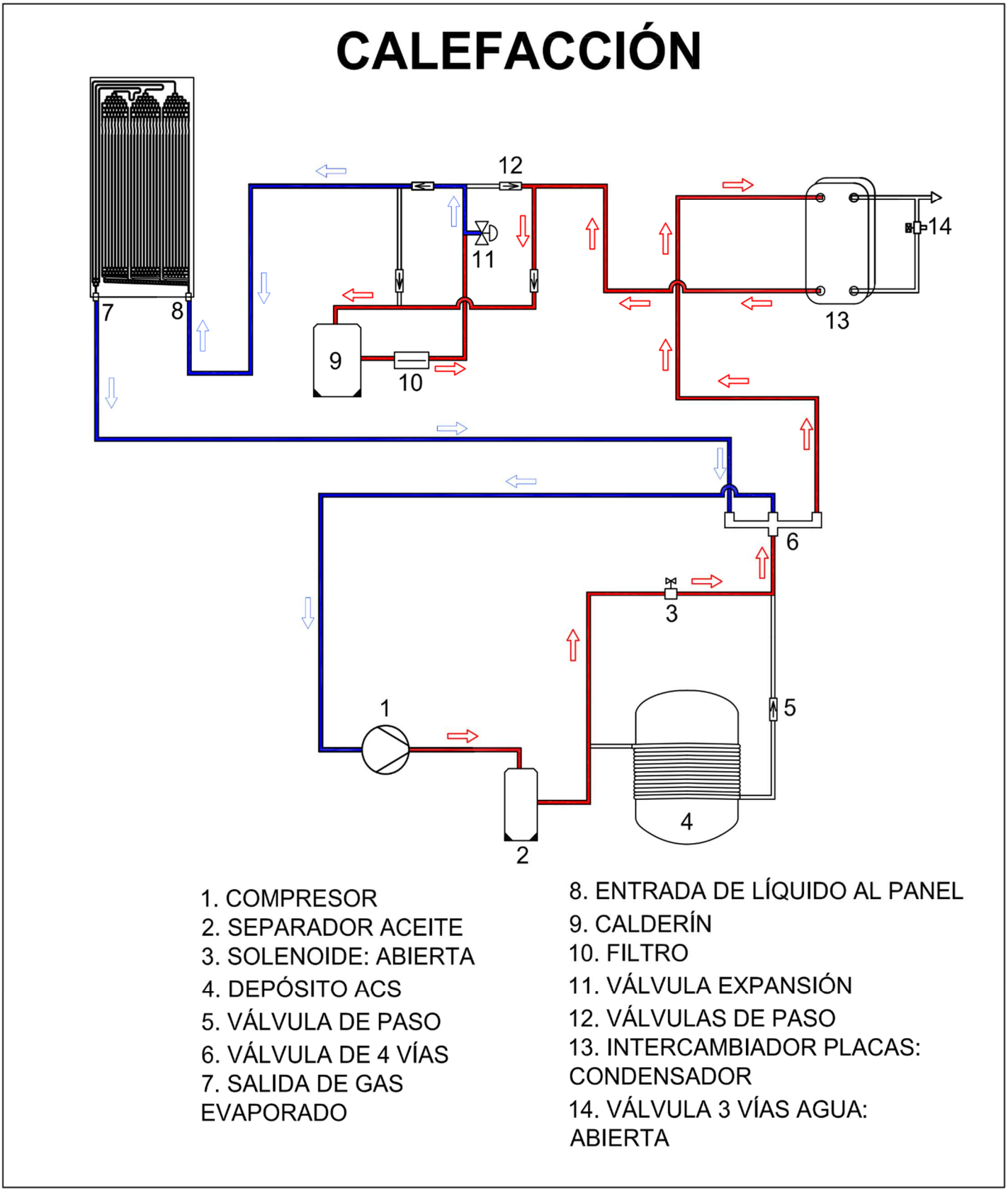

Figura 70: Esquema de funcionamiento básico para la producción de calefacción. (Fuente: Energy Panel)

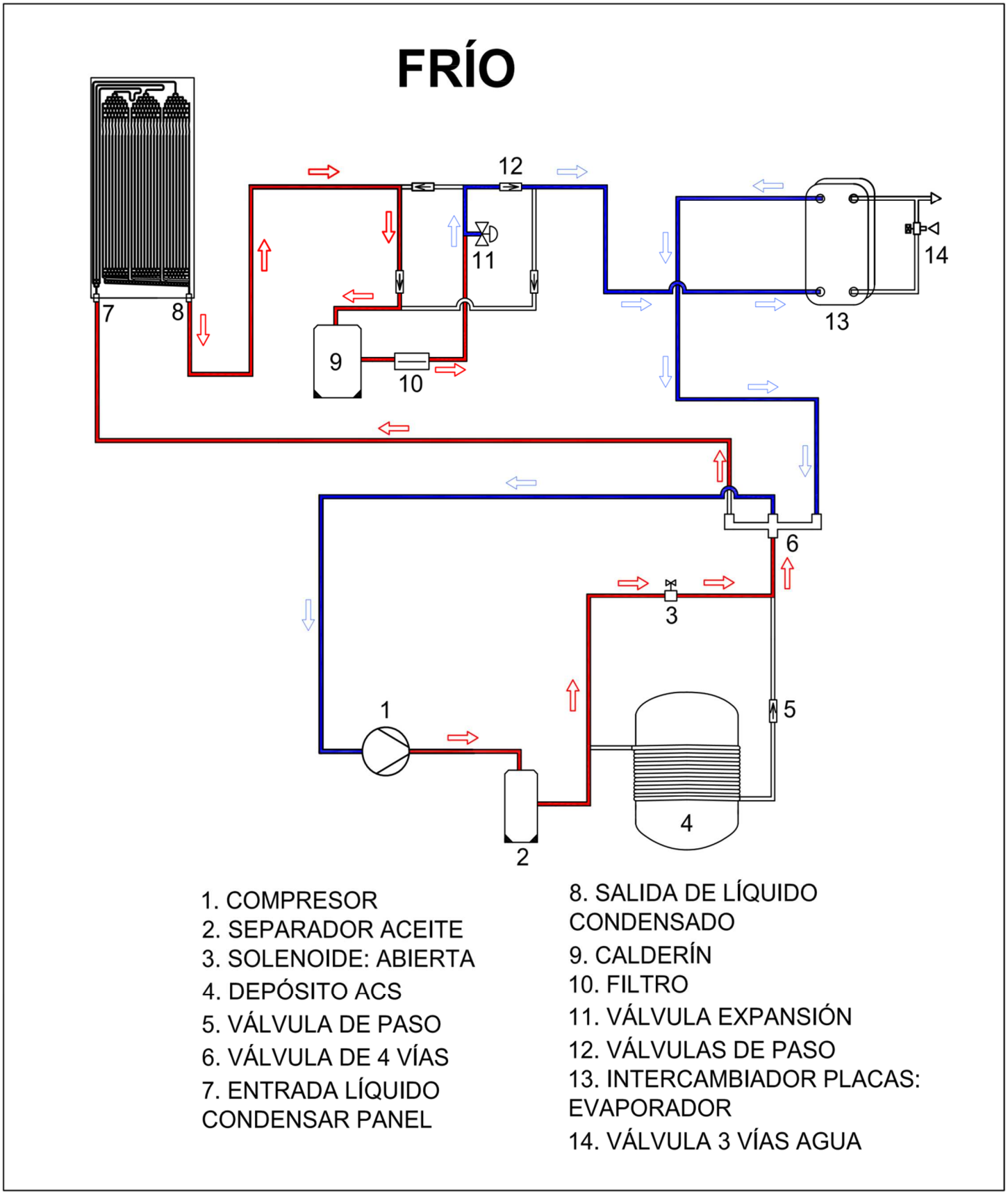

Figura 71: Esquema básico de funcionamiento para la producción de frío. (Fuente: Energy Panel)

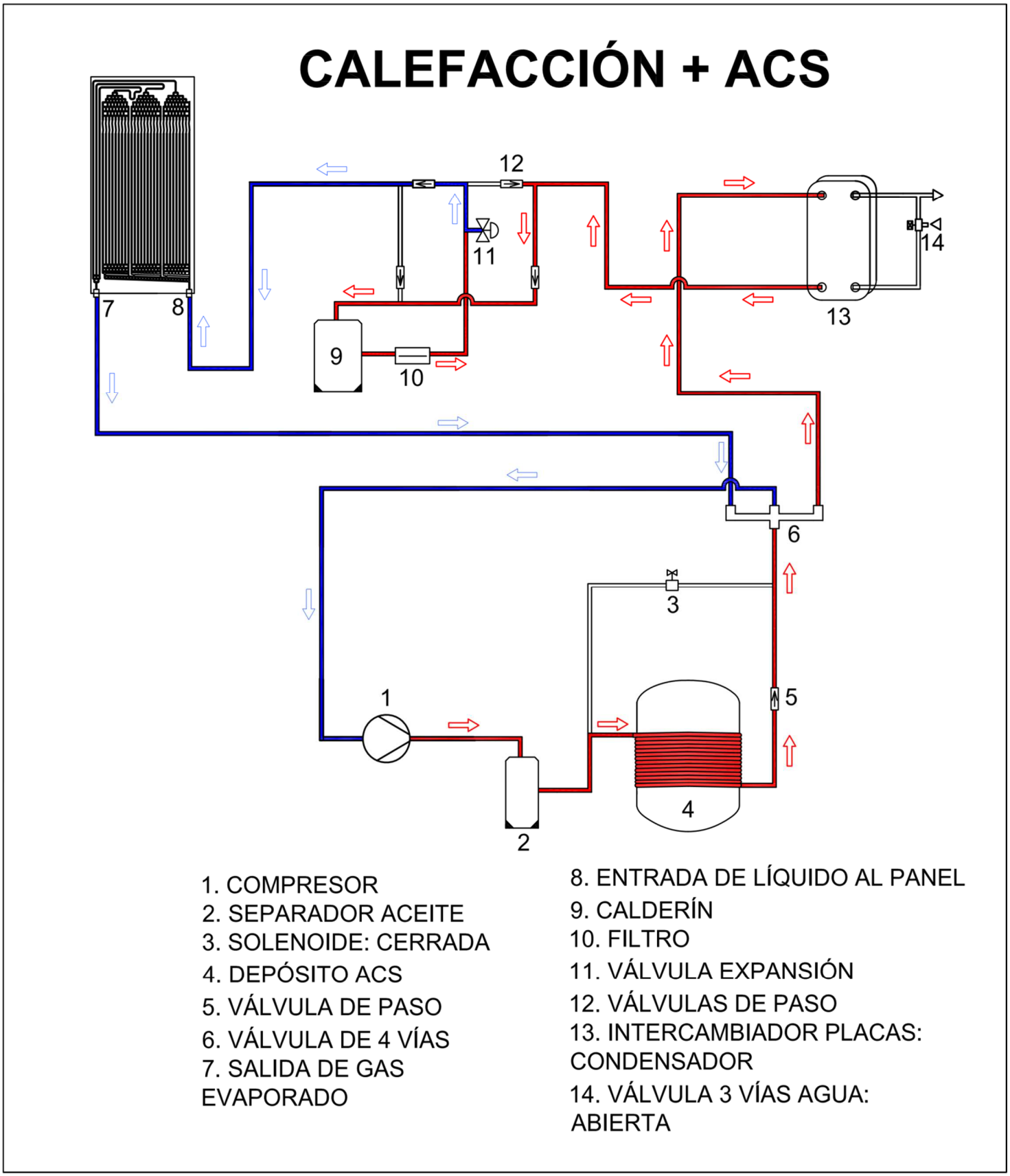

Figura 72: Esquema básico de funcionamiento para la producción simultánea de calefacción y ACS. (Fuente: Energy Panel)

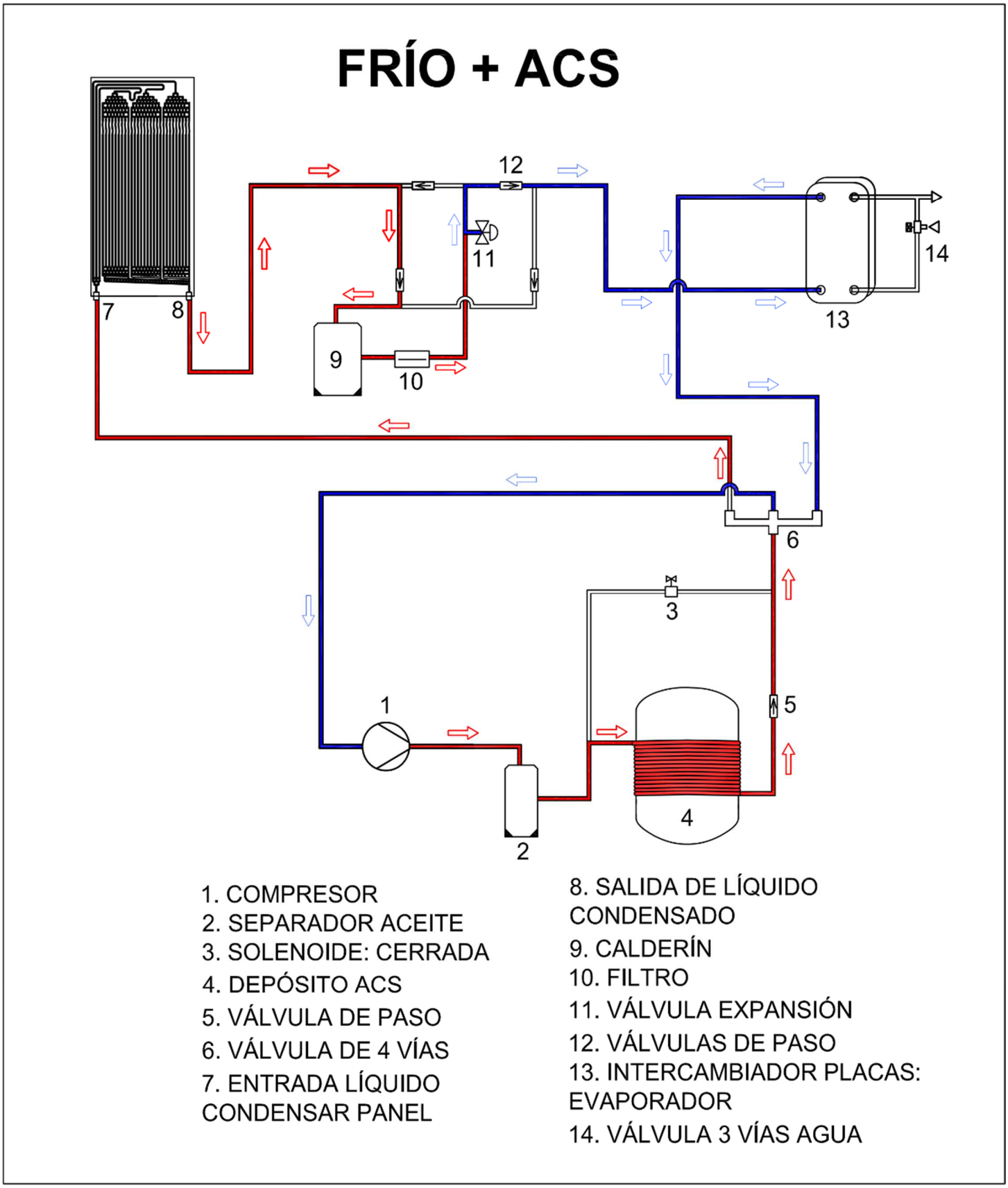

Figura 73: Esquema básico de funcionamiento para la producción simultánea de frío y ACS. (Fuente: Energy Panel)

Anexo 3

En este anexo, se adjuntas las fichas técnicas de los productos descritos en el capítulo 7.

Equipo Solar Compacto Termodinámico

Equipo compacto termodinámico para producción de A.C.S.

El THERMBOIL es un novedoso sistema de calentamiento de agua de alta eficiencia energética, basado en el sistema de bomba de calor con ganancia solar, que utiliza como evaporador un panel termodinámico y/o un intercambiador interior, capaces de absorber la energía solar y ambiental, logrando un aumento del rendimiento global del equipo. La energía captada se transmite al agua a través de un intercambiador de calor o condensador

ACS HASTA 55ºC TERMODINÁMICO

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS THERMBOIL TB serie E

Modelo	TB100E	TB200E	TB250E	TB300E
Capacidad térmica media (solo termodinámica)	2000 W			
Rango de potencia consumida media (termodinámica)	300-500 W			
Potencia consumida máxima (termodinámica + resistencia)	2000 W			
Tensión / frecuencia	230 V / I ph / 50 Hz			
Rango de temperatura ambiente	-5ºC-45ºC			
Rango COP	3-7			
Volumen del acumulador	100	200	250	300
Peso vacío (kg)	70	85	105	120
Rango de temperatura ACS con termodinámica	45-55ºC			
Presión máxima de trabajo	6 bar			
Fluido refrigerante	R134a			
Conexiones entrada / salida de agua fría / caliente	3/4''			
Conexiones Thermboil-panel termodinámico	1/4-3/8"			

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Calentador de agua por bomba de calor con panel termodinámico integrado en el equipo.
- Agua caliente hasta 55 ºC sólo con sistema termodinámico.
- Depósito acumulador en acero inoxidable.
- Unidad compacta, carcasa en acero lacado.
- Compresor de alta eficiencia.
- Refrigerante ecológico R134a.
- Condensador en aluminio.
- Aislamiento en poliuretano inyectado 40 kg/m^3.
- Sistemas de protección frente a altas presiones y temperaturas de operación.
- Válvula de expansión termostática.
- Sistema auxiliar eléctrico de emergencia y antilegionela.
- Todos los equipos son probados en fábrica antes de ser enviados.

Cumple con el HE4 "Contribución Solar Mínima" del CTE

CETIAT ensemble, innover et valider

CERTIFICACIÓN DEL SISTEMA DE GESTIÓN ISO 9001 + ISO 14001 DNV

CE

EnergyPanel® Eficiencia alternativa

Figura 74: Ficha técnica de la serie Thermboil exterior. (Fuente: Energy Panel)

aprovechamiento de energía ambiental, diseñados para generación de Agua Caliente Sanitaria.

Calentador de agua innovador, basado en el sistema de bomba de calor capaz de captar la **energía ambiental** para **calentar agua** de forma eficiente, con consumo muy reducido frente a los sistemas habituales. Ahorro de energía de hasta un 70 % con respecto a otros sistemas del mercado.

ACS HASTA 55ºC TERMODINÁMICO

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS THERMBOIL TB serie I				
Modelo	TB100I	TB200I	TB250I	TB300I
Capacidad térmica media (solo termodinámica)	2000 W			
Rango de potencia consumida media (termodinámica)	300-500 W			
Potencia consumida máxima (termodinámica + resistencia)	2000 W			
Tensión / frecuencia	230 V / I ph / 50 Hz			
Rango de temperatura ambiente	5ºC-45ºC			
Rango COP	3-7			
Volumen del acumulador	100	200	250	300
Peso vacío (kg)	70	85	105	120
Rango de temperatura ACS con termodinámica	45-55ºC			
Presión máxima de trabajo	6 bar			
Fluido refrigerante	R134a			
Potencia del ventilador doble	45W			

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Calentador de agua por bomba de calor con intercambiador interior
- Agua caliente hasta 55 ºC sólo con sistema termodinámico.
- Depósito acumulador en acero inoxidable.
- Unidad compacta, carcasa en acero lacado.
- Compresor de alta eficiencia.
- Refrigerante ecológico R134a.
- Condensador en aluminio.
- Aislamiento en poliuretano inyectado 40 kg/m .
- Sistemas de protección frente a altas presiones y temperaturas de operación.
- Válvula de expansión termostática.
- Sistema auxiliar eléctrico.
- Todos los equipos son probados en fábrica antes de ser enviados.

Figura 75: Ficha técnica serie Thermboil interior. (Fuente: Energy Panel)

Equipo Solar Compacto Termodinámico

THERMBOIL SERIE E+I

Equipo compacto termodinámico para producción de A.C.S.

El THERMBOIL es un novedoso sistema de calentamiento de agua de alta eficiencia energética, basado en el sistema de bomba de calor con ganancia solar, que utiliza como evaporador un panel termodinámico y/o un intercambiador interior, capaces de absorber la energía solar y ambiental, logrando un aumento del rendimiento global del equipo. La energía captada se transmite al agua a través de un intercambiador de calor o condensador.

Cuando las condiciones climáticas en el exterior no son favorables, entra en funcionamiento el evaporador forzado, para que el rendimiento del equipo no disminuya.

HASTA 55ºC TERMODINÁMICO

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS THERMBOIL TB serie E+I

Modelo	TB100E+I	TB200E+I	TB250E+I	TB300E+I
Capacidad térmica media (solo termodinámica)	2000 W			
Rango de potencia consumida media (termodinámica)	300-500 W			
Potencia consumida máxima (termodinámica + resistencia)	2000 W			
Tensión / frecuencia	230 V / 1 ph / 50 Hz			
Rango de temperatura ambiente	0C-45ºC			
Rango COP	3-7			
Volumen del acumulador	100	200	250	300
Peso vacío (kg)	70	85	105	120
Rango de temperatura ACS con termodinámica	45-55ºC			
Presión máxima de trabajo	6 bar			
Fluido refrigerante	R134a			
Conexiones entrada / salida de agua fría / caliente	3/4"			
Conexiones Thermboil-panel termodinámico	1/4-3/8"			
Potencia del doble ventilador	45W			

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Calentador de agua por bomba de calor con panel termodinámico integrado en el equipo.
- Agua caliente hasta 55 ºC sólo con sistema termodinámico.
- Depósito acumulador en acero inoxidable
- Unidad compacta, carcasa en acero lacado.
- Compresor de alta eficiencia.
- Refrigerante ecológico R134a.
- Condensador en aluminio.
- Aislamiento en poliuretano inyectado 40 kg/m^3.
- Sistemas de protección frente a altas presiones y temperaturas de operación.
- Válvula de expansión termostática.
- Sistema auxiliar eléctrico de emergencia y antilegionella.
- Todos los equipos son probados en fábrica antes de ser enviados.

Figura 76: Ficha técnica serie Thermboil E+I. (Fuente: Energy Panel)

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS GTC

Modelo	Unidades	GTC04	GTC06	GTC08	GTC12
Potencia calorífica nominal *	kW	7	8,5	13,1	15,8
Intensidad absorbida	A	7,8	9,1	16,1	19,4
Potencia eléctrica nominal	kW	1,7	2	3,4	4
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	230 / 1 / 50			
Nº paneles	Ud.	4	6	8	12
Cantidad de compresores	Ud.	1			
Tipo de compresor		Piston		Scroll	
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	0,32	0,40	0,63	0,75
Dimensiones panel (long/ alt/ prof)	mm	1700 / 800 / 25			
Peso panel	kg	6.2			
Dimensiones equipo (long/ alt/ prof)	mm	630 / 880 / 430			
Superficie de captación	m^2	10,9	16,3	21,8	32,6

Modelo	Unidades	GTC16	GTC24	GTC32	GTC40
Potencia calorífica nominal *	kW	23,4	32,3	46,2	54,3
Intensidad absorbida	A	9,93	13,2	18,9	23,86
Potencia eléctrica nominal	kW	5,8	7,8	11,3	13,8
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	380 / 3 / 50			
Nº paneles	Ud.	16	24	32	40
Cantidad de compresores	Ud.	1			
Tipo de compresor		Scroll			
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	1,18	1,54	2,2	2,6
Dimensiones panel (long/ alt/ prof)	mm	1700 / 800 / 25			
Peso panel	kg	6.2			
Dimensiones equipo (long/ alt/ prof)	mm	750 / 880 / 500			1000 / 1000 / 600
Superficie de captación	m^2	43,5	65,3	87	108,9

* Heating: Tcondensation= 54.4 ºC; Tevaporation = 7.2 ºC.

Figura 77: Ficha técnica serie GTC. (Fuente: Energy Panel)

Equipos Solares Termodinámicos

GTC PLUS

Equipos solares termodinámicos para instalaciones de calefacción, así como para grandes demandas de agua caliente sanita que incluye depósito de inercia

El **GTC PLUS** es un novedoso sistema de calentamiento de agua de alta eficiencia energética basado en el sistema de bomba de calor con ganancia solar, que utilizar como evaporador un panel termodinámico, capaz de absorber la energía solar y ambiental, logrando un aumento del rendimiento global del equipo. Se trata de un sistema compacto que incluye **depósito de inercia** en el mismo equipo y sistema auxiliar para aumentar la potencia cuando aumente la demanda.

HASTA 55ºC TERMODINÁMICO

Modelo	Unidades	GTC04	GTC06	GTC08	GTC12
Potencia calorífica nominal *	kW	7	8,5	13,1	15,8
Intensidad absorbida *	A	7,8	9,1	16,1	19,4
Potencia eléctrica nominal compresor*	kW	1,7	2	3,4	4
Potencia Resistencia eléctrica (2 Unidades)	kW	4.8			
Potencia absorbida bomba	kW	0.132			
Potencia máxima absorbida	kW	6.63	6.93	8.33	8.93
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	230 / 1 / 50			
Volumen depósito de inercia	L	150			
Nº paneles	Ud.	4	6	8	12
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	0,32	0,40	0,63	0,75
Dimensiones equipo (alt/ long/ prof)	mm	1830/ 595/ 595			
Superficie de captación	m^2	10,9	16,3	21,8	32,6

A partir de GTC16 el grupo termodinámico y el depósito se suministran en bloques separados por razones de peso y manejabilidad:

Modelo	Unidades	GTC16	GTC24	GTC32	GTC40
Potencia calorífica nominal *	kW	23,4	32,3	46,2	54,3
Intensidad absorbida*	A	9,93	13,2	18,9	23,86
Potencia eléctrica nominal compresor *	kW	5,8	7,8	11,3	13,8
Potencia Resistencia eléctrica (2 Unidades)	kW	10.8			
Potencia absorbida bomba	kW	0.4			
Potencia máxima absorbida	kW	17	19	22.5	25
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	380 / 3 / 50			
Volumen depósito de inercia	L	250			
Nº paneles	Ud.	16	24	32	40
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	1,18	1,54	2,2	2,6
Dimensiones grupo termod. (alt/ long/ prof)	mm	840x708x630			1000x1000x600
Dimensiones depósito(alt/ long/ prof)	mm	840x708x630			
Superficie de captación	m^2	43,5	65,3	87	109

*Calefacción: Tcondensación = 54.4 ºC; Tevaporación=7 ºC.

Figura 78: Ficha técnica serie GTC Plus. (Fuente: Energy Panel)

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS GTC HT

Modelo	Unidades	GTC04	GTC06	GTC08	GTC12
Potencia calorífica nominal *	kW	6.52	8.05	9.36	10.85
Intensidad absorbida	A	9.09	11.83	12.21	12.59
Potencia eléctrica nominal	kW	2.19	2.91	3.04	3.18
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	230 / 1 / 50			
Rango de temperature ambiental	ºC	-5-45			
Nº de paneles	Ud.	4	6	8	12
Cantidad de compresores	Ud.	1			
Tipo de compresor		Scroll			
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	0,31	0,38	0,45	0,52
Dimensiones panel (long/ alt/ prof)	mm	1700 / 800 / 25			
Peso panel	kg	8.0	8.0	8.0	8.0
Dimensiones equipo (long/ alt/ prof)	mm	847/595/ 595			
Superficie de captación	m^2	10,9	16,3	21,8	32,6

Model	Units	GTC16	GTC24	GTC32
Potencia calorífica nominal *	kW	22.9	28.9	35.1
Intensidad absorbida	A	13.99	16.01	20.08
Potencia eléctrica nominal	kW	7.16	8.95	10.8
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	380 / 3 / 50		
Rango de temperature ambiental	ºC	-5-45		
Nº de paneles	Ud.	16	24	32
Cantidad de compresores	Ud.	1		
Tipo de compresor		Scroll		
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1		
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	1,1	1,38	1,68
Dimensiones panel (long/ alt/ prof)	mm	1960 / 920 / 20		
Peso panel	kg	8.0		
Dimensiones equipo (long/ alt/ prof)	mm	847/708/630		
Superficie de captación	m^2	43,5	65,3	87,1

* Calefacción: Tcondensación = 65 ºC; Tevaporación = 7.2 ºC.

Figura 79: Ficha técnica serie GTC HT. (Fuente: Energy Panel)

Equipos Solares Termodinámicos

GTC HT PLUS

Equipos solares termodinámicos para instalaciones de calefacción, así como para grandes demandas de agua caliente sanita a alta temperatura

El **GTC HT PLUS** es un novedoso sistema de calentamiento de agua de alta eficiencia energética basado en el sistema de bomba de calor con ganancia solar, que utilizar como evaporador un panel termodinámico, capaz de absorber la energía solar y ambiental, logrando un aumento del rendimiento global del equipo. Se trata de un sistema compacto que incluye **depósito de inercia** en el mismo equipo y sistema auxiliar para aumentar la potencia cuando aumente la demanda.

HASTA 65ºC TERMODINÁMICO

Modelo	Unidades	GTC04	GTC06	GTC08	GTC12
Potencia calorífica nominal *	kW	6.52	8.05	9.36	10.85
Intensidad absorbida *	A	9.09	11.83	12.21	12.59
Potencia eléctrica nominal compresor*	kW	2.19	2.91	3.04	3.18
Potencia Resistencia eléctrica (2 Unidades)	kW	4.8			
Potencia absorbida bomba	kW	0.132			
Potencia máxima absorbida	kW	7.12	7.84	8.0	8.11
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	230 / 1 / 50			
Volumen depósito de inercia	L	150			
Nº paneles	Ud.	4	6	8	12
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	0,31	0,38	0,45	0,52
Dimensiones equipo (alt/ long/ prof)	mm	1830/ 595/ 595			
Superficie de captación	m^2	10,9	16,3	21,8	32,6

A partir de GTC16 el grupo termodinámico y el depósito se suministran en bloques separados por razones de peso y manejabilidad:

Modelo	Unidades	GTC16	GTC24	GTC32
Potencia calorífica nominal *	kW	22.9	28.9	35.1
Intensidad absorbida*	A	13.99	16.01	20.08
Potencia eléctrica nominal compresor *	kW	7.16	8.95	10.8
Potencia Resistencia eléctrica (2 Unidades)	kW	10.8		
Potencia absorbida bomba	kW	0.4		
Potencia máxima absorbida	kW	18.36	20.15	22
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	380 / 3 / 50		
Volumen depósito de inercia	L	250		
Nº paneles	Ud.	16	24	32
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1		
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	1,1	1,38	1,68
Dimensiones grupo termod. (alt/ long/ prof)	mm	840x708x630		
Dimensiones depósito(alt/ long/ prof)	mm	840x708x630		
Superficie de captación	m^2	43,5	65,3	87

*Calefacción: Tcondensación = 65 ºC; Tambiente=15 ºC.

Figura 80: Ficha técnica serie GTC HT Plus. (Fuente: Energy Panel)

Equipos Solares Termodinámicos

GTP

Equipos solares termodinámicos diseñados para instalaciones de climatización de piscinas.

El **GTP** es un novedoso sistema de calentamiento de agua de alta eficiencia energética basado en el sistema de bomba de calor con ganancia solar, que utilizar como evaporador un panel termodinámico, capaz de absorber la energía solar y ambiental, logrando un aumento del rendimiento global del equipo. Se trata de un sistema compacto que incluye **intercambiador de titanio** especialmente indicado para su uso en el calentamiento de piscinas

Modelo	Unidades	GTC04	GTC06	GTC08	GTC12
Potencia calorífica nominal *	kW	8.6	10,8	14,4	17,3
Intensidad absorbida	A	5.5	7	11.8	13.9
Potencia eléctrica nominal	kW	1,2	1,5	2,4	2,7
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	230 / 1 / 50			
Nº paneles	Ud.	4	6	8	12
Cantidad de compresores	Ud.	1			
Tipo de compresor		Piston		Scroll	
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1			
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	0,92	1,11	1,44	1,72
Peso panel	kg	6.2			
Dimensiones equipo(alt/ long/ prof)	mm	880 / 495 / 750			
Superficie de captación	m^2	10,9	16,3	21,8	32,6

Modelo	Unidades	GTC24	GTC32
Potencia calorífica nominal *	kW	27,4	38,1
Intensidad absorbida	A	6.7	9.3
Potencia eléctrica nominal compresor	kW	3,7	5,2
Alimentación eléctrica	V/ph/Hz	380 / 3 / 50	
Nº paneles	Ud.	24	32
Cantidad de compresores	Ud.	1	
Tipo de compresor		Scroll	
Conexión del agua (entrada/salida)	Pulg.	1	
Caudal mínimo de agua en el condensador	l/s	2,72	3,84
Peso panel	kg	6.2	
Dimensiones equipo (alt/ long/ prof)	mm	1000 / 600 / 1000	
Superficie de captación	m^2	43,5	65,3

* Calefacción: Condensacion temp. =35 ºC /Evaporacion temp. = 7.2 ºC.

Figura 81: Ficha técnica serie GTP. (Fuente: Energy Panel)

Anexo 4

En este anexo, se adjuntan una serie de fotografías pertenecientes a la instalación de realizada en la Ciudad Escolar Provincial de la Comunidad de Madrid. Aquí, se instaló un GTP 40 para calentar el agua de la piscina situada en el polideportivo. Con estas imágenes, se pretende dar al lector una visión de cómo se realiza la instalación de un equipo de estas características.

Figura 82: Planteamiento de la colocación de los paneles en la cubierta.

Figura 83: Marcaje en el suelo para saber la colocación de las placas termodinámicas.

Figura 84: Triángulos de sujeción de las placas al suelo.

Figura 85: Soportes empleados para la sujeción superior de las placas.

Figura 86: Resina química empleada para evitar las filtraciones de agua a través del techo.

Figura 87: Soldadura realizada para unir la salida de la placa con la línea de aspiración de la instalación frigorífica.

Figura 88: Tubería enrollada para mantener el equilibrado de la instalación y un distribuidor de líquido.

Figura 89: Colocación completa de todos los paneles termodinámicos.

Figura 90: Sala de calderas donde se ubica el grupo termodinámico.

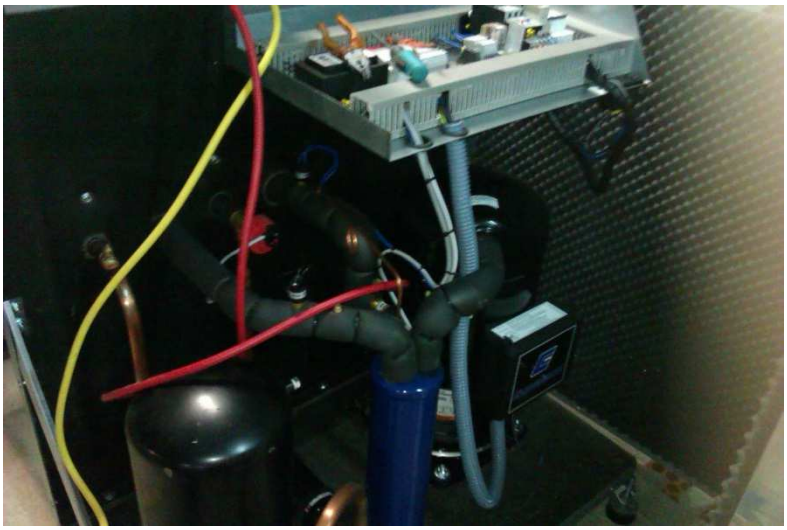

Figura 91: Interior del grupo termodinámico.

Figura 92: Interior del circuito electrónico del grupo termodinámico.

Figura 93: Intercambiador tubular de titanio.

Figura 94: Intercambiador de placas.

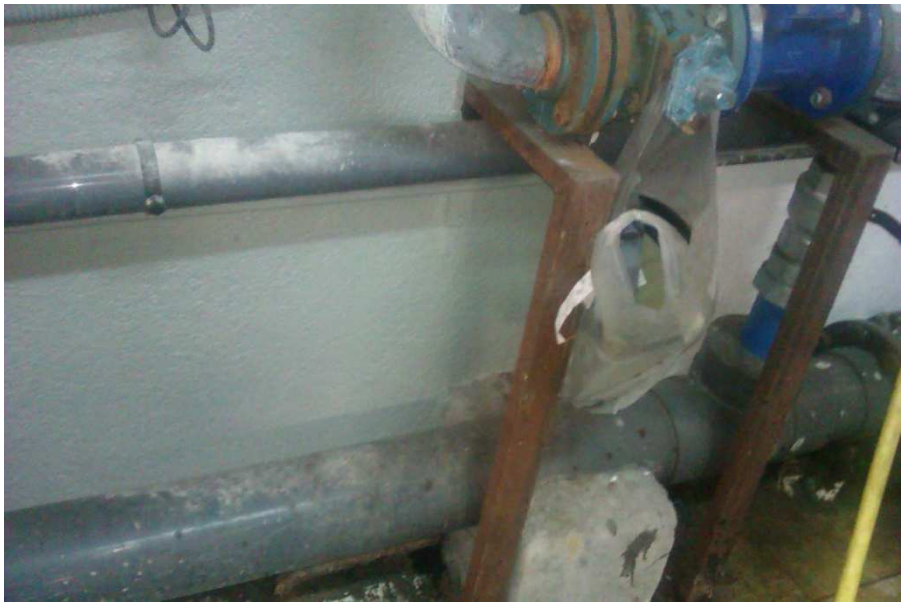

Figura 95: Tubería donde se realiza el by-pass para el agua vaya al intercambiador tubular.

Figura 96: By-pass por donde se vierte el agua ya caliente tras pasar por el intercambiador.

Figura 97: Cuadro eléctrico de la instalación, donde se conecta el equipo termodinámico y la bomba circuladora de agua.

Bibliografía

[1] B. D., Fisicoquímica, México: International Thomson, 2004.

[2] J. Palou y E. Carrión, Termoquímica I: Temas de química física para ingenieros, Valencia: Universidad de Valencia, 2010.

[3] J. Casas y F. Gea, Educación medioambiental, Alicante: Club Universitario, 2007.

[4] Y. Cengel y M. Boles, Termodinámica, Madrid: McGraw-Hill, 2012.

[5] B. Cohen, La energía nuclear. Una opción para el futuro, México: Siglo XXI, 2005.

[6] M. Moran y H. Saphiro, Fundamentos de Termodinámica técnica, México: Reverté, 2009.

[7] G. Douglas, Física. Principio con aplicaciones, México: Pearson Educacion, 2006.

[8] M. Potter y C. Somerton, Termodinámica para ingenieros, Madrid: McGraw, 2004.

[9] L. Russel y G. Adebiyi, Termodinámica clásica, USA: Addison-Wesley, 1997.

[10] U. Thoma, De lo insostenibla a lo sustentable. Propuestas básicas, indicadores y casos de éxito para tomar decisiones sustentables en México, México: IEXE, 2013.

[11] K. Wark y R. Donald, Termodinámica, México: McGraw Hill, 1993.

[12] J. Schallenber, G. Piernavieja y y otros, Energías renovables y eficiencia energética, Islas Canarias: Instituto Tecnológico de Canarias, 2008.

[13] BP, «Anuario Estadístico del consumo de energía mundial,» Reino Unido, 2013.

[14] G. d. España, «Código Técnico de la Edificación,» España, 2013.

[15] AEDENAT, CODA y CS, «Ante el cambio climático. menos CO2,» *Daphnia*, nº 10, p. 16, 1997.

[16] F. André, L. De Castro y E. Cerdá, «Las energías renovables en el ámbito internacional,» *Revista ICE*, nº 83, 2011.

[17] E. Hernández, «El efecto invernadero,» 2001.

[18] O. N. Unidas, «Convernción marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático,» 1997.

[19] IDAE, «Informe de Precios Energéticos,» España, 2013.

[20] I. E. General, «Válvula de Expansión Termostática,» *energianow*, 2013.

[21] S. Servei, «gas-servei,» [En línea]. Available: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf.

[22] G. Servei, «gas-servei,» [En línea]. Available: http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf.

[23] F. Incropera y D. De Witt, Fundamentos de transferencia de calor, México: Prentice Hall, 1991.

[24] C. Laorden, «El peso del petróleo cae a niveles de 1965,» *El Pais,* p. 1, 26 06 2013.

[25] A. Soria, *Apuntes Calor y Frío Industrial,* Madrid: Universidad Carlos III, 2013.

Enlaces web

http://energeticafutura.com/blog/infografias-sobre-el-consumo-energetico-mundial-y-datos-de-renovables/

http://www.construible.es/noticiasDetalle.aspx?c=16

http://energiasmundo.galeon.com/energianr.html

http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf

http://energia-nuclear.net/como_funciona_la_energia_nuclear.html

http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/CertificacionEnergetica/Paginas/certificacion.aspx

http://habitat.aq.upm.es/temas/a-eficiencia-energetica.html

http://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Kioto_sobre_el_cambio_clim%C3%A1tico#Estados_Unidos

http://es.wikipedia.org/wiki/Veh%C3%ADculo_el%C3%A9ctrico

http://www.enbuenasmanos.com/articulos/muestra.asp?art=2460

http://www.motorpasion.com/coches-hibridos-alternativos/como-funciona-un-coche-hibrido

http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/04/el-compresor-scroll-sinonimo-de-eficiencia-y-de-ahorro-energetico-en-sistemas-hvacr/

http://www.educ.ar/sitios/educar/recursos/ver?id=14470

http://www.monografias.com/trabajos14/hidro-termodinamica/hidro-termodinamica2.shtml

www.senacompresores.blogspot.com

www.kalipedia.com

http://www.serdigital.cl

www.fisicanet.com.ar/fisica/termoestatica/ap03_termoestatica.php

http://ocwus.us.es/arquitectura-e-ingenieria/operaciones-basicas/contenidos1/tema9/pagina_01.htm

http://acer.forestales.upm.es/basicas/udfisica/asignaturas/fisica/termo2p/maquinas.html