

Departamento de Ingeniería Energética
Escuela Superior de Ingenieros
Universidad de Sevilla



PROYECTO FIN DE CARRERA

**Mejora de la eficiencia energética en la instalación de
climatización de un Centro Comercial**



Autor: Ignacio Reina Lebrón
Tutor: José Julio Guerra Macho
Sevilla, Diciembre de 2013

Índice:	Página
<u>Capítulo 1:</u> Introducción.	5
1.1. Objetivo y alcance	6
1.2. Eficiencia energética	7
1.3. Organización y contenido	10
 <u>Capítulo 2:</u> Fundamentos teóricos.	11
2.1. Introducción	12
2.2. Definición de COP y EER	12
2.3. Equipos de frío	12
2.3.1. Equipos de compresión	12
2.3.2. Equipos de absorción	17
2.4. Torre de recuperación	24
2.4.1. Equipos de tiro natural	25
2.4.2. Equipos de ventilación mecánica	26
2.5. Motor de cogeneración	26
2.5.1. Ventajas	32
2.5.2. Sistemas de cogeneración	32
2.6. Climatizadoras	44
 <u>Capítulo 3:</u> Situación actual.	49
3.1. Introducción	50
3.2. Descripción del edificio	50
3.3. Descripción de la instalación fase I	53
3.3.1. Esquema de principio	53
3.3.2. Grupos motobomba	55
3.3.3. Planta de absorción	56
3.3.4. Unidades terminales	58
3.3.5. Instalación de distribución de agua	58
3.3.6. Cálculo del EER y COP	61
3.4. Descripción de la instalación fase II	62
3.4.1. Esquema de principio	62
3.4.2. Grupos motobomba	64
3.4.3. Planta de absorción	66
3.4.4. Unidades terminales	68
3.4.5. Instalación de distribución de agua	69
3.4.6. Cálculo del EER y COP	71

3.5.	Elementos comunes a ambas fases	71
3.5.1.	Torre de recuperación	71
3.5.2.	Distribución y difusión de aire	72
3.5.3.	Instalación eléctrica y de control	73
3.6.	EER y COP del sistema completo	74

Capítulo 4: Estudio de alternativas de mejora y solución

	adoptada.	75
4.1.	Introducción	76
4.2.	Demandas frigorífica y calorífica del centro	76
4.2.1.	Demanda frigorífica	77
4.2.2.	Demanda calorífica	80
4.3.	Sistema convencional	85
4.3.1.	Producción frigorífica	85
4.3.2.	Producción calorífica	104
4.3.3.	Análisis económico previo	105
4.4.	Sistema de cogeneración	106
4.4.1.	Legislación aplicable	106
4.4.2.	Esquema de principio	115
4.4.3.	Motor de cogeneración	116
4.4.4.	Producción de frigorífica	119
4.4.5.	Producción de calorífica	123
4.4.6.	Características del combustible	126
4.4.7.	Otros equipos a instalar	129
4.4.8.	Coste de la instalación	134
4.4.9.	Análisis de consumos y costes	134
4.5.	EER, COP y solución adoptada	139

Capítulo 5: Resumen y conclusiones.

	Bibliografía	149
--	--------------	-----



Capítulo 1: Introducción

1.1. Objetivo y alcance

El objetivo del proyecto fin de carrera es analizar diferentes opciones de eficiencia energética en la central de generación térmica para la instalación de HVAC del Centro Comercial Sevilla Factory Dos Hermanas. El estudio incluirá el análisis de los equipos asociados y de las instalaciones auxiliares necesarias.



Figura 1.1. Centro comercial Factory “Dos hermanas”.

El sistema actual del Centro Comercial está constituido por una máquina de absorción de una etapa que consume gas natural. En el proyecto se estudiará la sustitución por un sistema de producción de frío mediante plantas enfriadoras de compresión mecánica y una caldera de gas natural para el suministro de calefacción. Se consideran dos opciones diferentes; planta enfriadora refrigerada por agua y por aire. También se estudiara la instalación de un motor de cogeneración para aumentar el rendimiento de la instalación y así conseguir mayores beneficios con la venta de la

energía eléctrica que produce el motor al quemar el gas de alimentación. El aprovechamiento de los vapores de la combustión y de los circuitos de refrigeración obtenidos del motor se usarán para proveer al centro de frío o calor dependiendo de la demanda exigida por éste.

1.2. Eficiencia energética

La eficiencia energética es una práctica empleada durante el consumo de energía que tiene como objeto procurar bajar el uso de energía. Los individuos y las organizaciones que son consumidores directos de la energía pueden desear ahorrar energía para reducir costes energéticos y promover sostenibilidad económica, política y ambiental. Los usuarios industriales y comerciales pueden desear aumentar eficacia y maximizar así su beneficio. Entre las preocupaciones actuales está el ahorro de energía y el efecto medioambiental de la generación de energía eléctrica.

La tecnología moderna consume grandes cantidades de energía eléctrica. Ésta es normalmente generada en una planta de energía que convierte otras clases de energía en energía eléctrica. Cada sistema tiene ventajas e inconvenientes, pero muchos de ellos plantean preocupaciones medioambientales.

La eficiencia de algunos de estos sistemas puede mejorarse mediante métodos de cogeneración. La cogeneración es el procedimiento mediante el cual se obtiene simultáneamente energía eléctrica y energía térmica útil (vapor, agua caliente sanitaria). Si además se produce frío (hielo, agua fría, aire frío, por ejemplo) se llama trigeneración. El vapor para un proceso puede extraerse de turbinas de vapor. El calor sobrante producido por las centrales térmicas puede utilizarse para la calefacción de edificios cercanos. Al combinar la producción eléctrica y el calor se consume menos combustible, con lo que se reducen los efectos ambientales comparado con los sistemas separados de calor y energía.

La ventaja de la cogeneración es su mayor eficiencia energética ya que se aprovecha tanto el calor como la energía mecánica o eléctrica de un único proceso, en vez de

utilizar una central eléctrica convencional y para las necesidades de calor una caldera convencional.

Otra ventaja, y no pequeña, es que al producir la electricidad cerca del punto de consumo, se evitan cambios de tensión y transporte a larga distancia, que representan una pérdida notable de energía por efecto Joule (se calcula que en las grandes redes esta pérdida está entre un 25 y un 30%).

En la Unión Europea existe una normativa aplicable, la Directiva de Eficiencia Energética en Edificios, similar a la etiqueta energética de los electrodomésticos. La idea es construir edificios bioclimáticos encargados de aprovechar la energía del entorno y obliga a expedir un certificado de eficiencia energética para los edificios o unidades de estos, que se construyan, vendan o alquilen.

La Directiva de Eficiencia Energética en Edificios se ha transpuesto en España mediante el Plan integral de vivienda y suelo. Según esta normativa, desde el 1 de junio de 2013, es obligatorio que todos los inmuebles que se vendan o alquilen durante un periodo superior a cuatro meses, cuenten con un certificado obtenida a través de un estudio técnico.

La etiqueta energética de los edificios mostrará una calificación en una letra que variará de la A a la G. La valoración se hará en función del CO₂ emitido por el consumo de energía de las instalaciones de calefacción, refrigeración, agua caliente sanitaria e iluminación del edificio en unas condiciones de uso determinadas.

El documento tendrá una validez de 10 años. Además de la información objetiva sobre sus características energéticas, el certificado deberá incluir recomendaciones para la mejora de la eficiencia energética del inmueble.

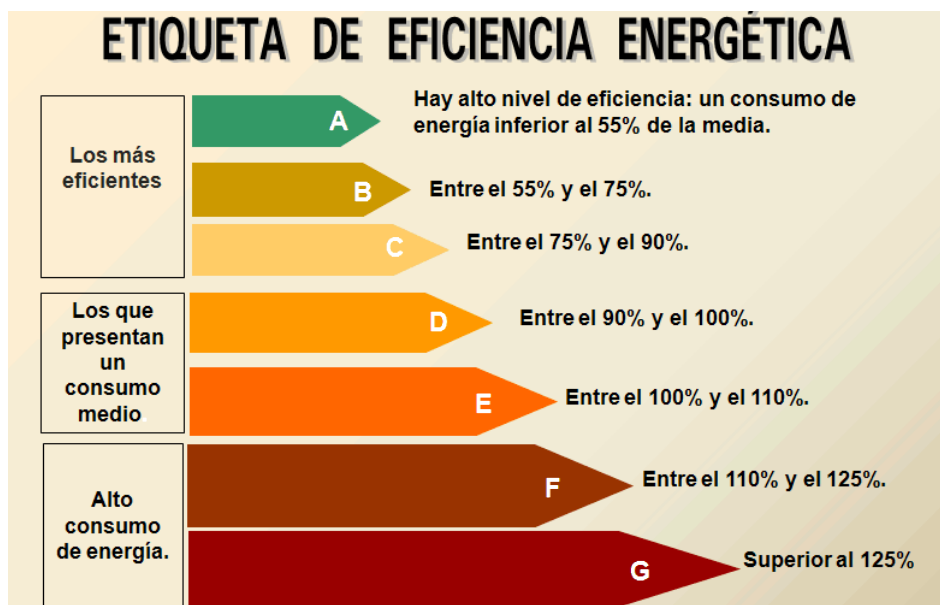


Figura 1.2. Etiqueta de eficiencia energética.

En España a finales del 2002 se contaba con unos 5.600 MW de potencia instalada de cogeneración y se esperaba que en los siguientes años la cogeneración siguiera incrementando su participación en la generación eléctrica. El desarrollo de las redes de transporte se estimó hasta 2011 en 7.100 MW instalados con una producción de 38.000 GWh incluyendo el autoconsumo.

La Comisión Europea presentó el 29 de julio del 2002 una propuesta de directiva sobre el fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía. El 21.02.2004 se publicó el texto en el Diario Oficial de la Unión Europea como "Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de Febrero de 2004".

Dicha directiva tiene como objetivo la creación de un marco para el fomento y desarrollo de la cogeneración de alta eficiencia de calor y electricidad basado en la demanda de calor útil y en el ahorro de la energía primaria.

Como puntos más importante se destacan: la garantía de origen de la electricidad, los métodos de cálculo para la electricidad cogenerada y la metodología para determinar la eficiencia.

A finales de 2005, en Andalucía se encontraban en funcionamiento 85 plantas de cogeneración, con una potencia global de 924 MWe. La potencia media es del orden de 11 MW, lo que significa que la cogeneración de baja y media potencia está muy poco representada en la región.

La mayoría del parque de cogeneración pertenece al sector industrial, donde se encuentra más del 93% de las plantas y más del 99% de la potencia instalada.

1.3. Organización y contenido

En los capítulos sucesivos de este proyecto se van a desarrollar los siguientes contenidos. En el capítulo 2 los fundamentos teóricos de los equipos de frío, torres de recuperación, motores de cogeneración y climatizadoras ya que posteriormente se utilizarán estos equipos para conformar el centro de producción del centro comercial.

En el capítulo 3 se describe la situación de partida del centro comercial, detallando el centro de producción existente en la situación actual y se profundiza en los equipos que lo componen y sus características.

En el capítulo 4 se estudiarán diferentes alternativas de mejora energética para el centro de producción del centro comercial. Por un lado, un sistema convencional de producción basado en varias enfriadoras para alimentar de frío al centro y caldera para proveerlo de calor, por otro lado, un sistema donde se introduce un motor de cogeneración para que además de mejorar el rendimiento energético del centro de producción, genere beneficios económicos. Así pues, en este capítulo se hará un análisis energético y otro económico.

Por último, en el capítulo 5 se concluye el proyecto resumiendo los resultados de los capítulos anteriores.



Capítulo 2: Fundamentos teóricos

2.1. Introducción

En este capítulo se resumen los fundamentos teóricos de los equipos y sistemas objeto del proyecto. Se desarrollan de forma teórica el concepto de COP y EER, equipos frigoríficos, torre de recuperación, motor de cogeneración y climatizadoras.

2.2. Definición de COP y EER

El Coeficiente de Rendimiento es la relación (ratio) entre la energía útil (calor suministrado por la bomba de calor) y la energía consumida (la energía para hacer funcionar el compresor). El COP global de la bomba de calor tiene en cuenta las energías auxiliares e integra el consumo de energía para el deshielo.

El Coeficiente de Eficacia Frigorífica (EER) representa el rendimiento energético de la bomba de calor cuando está produciendo frío. El EER o Energy Efficiency Ratio es el coeficiente de eficacia frigorífica. Mide la eficiencia energética de la producción del frío, bien en aparatos de aire acondicionado, bomba de calor, etc. Representa el rendimiento energético de la bomba de calor cuando funciona en modo frío.

2.3. Equipos de frío

2.3.1. Equipos de compresión

La refrigeración a gas natural por compresión consiste en el ciclo de frío por compresión mecánica convencional. La única diferencia conceptual de este ciclo con respecto al sistema eléctrico es que el compresor, en vez de ser movido por un motor eléctrico, es accionado por un motor de combustión interna alimentado con gas natural.

La producción de frío se consigue aprovechando el hecho de que los fluidos absorben calor cuando hierven y lo devuelven cuando condensan, efecto que se aprovecha de los fluidos refrigerantes. En refrigeración interesa quitar calor del recinto frío; y para

conseguirlo, el refrigerante debe hervir a una temperatura menor que la temperatura interior de dicho recinto frío.

Un enfriador de agua es un caso especial de máquina frigorífica cuyo cometido es enfriar un medio líquido, generalmente agua. En modo bomba de calor también puede servir para calentar ese líquido. El evaporador tiene un tamaño menor que el de los enfriadores de aire, y la circulación del agua se hace desde el exterior mediante bombeo mecánico.

Son sistemas muy utilizados para acondicionar grandes instalaciones, edificios de oficinas y sobre todo aquellas que necesitan simultáneamente climatización y agua caliente sanitaria (ACS), por ejemplo hoteles y hospitales.

El agua enfriada, se puede usar también para:

- Refrigerar maquinaria industrial.
- Plantas de procesos químicos y de alimentos.
- Centros de cómputo.
- Procesos de acondicionamiento de aire en grandes instalaciones. El agua, generalmente fría, es conducida por tuberías hacia una unidad manejadora de aire y/o hacia unidades terminales denominadas Fancoils o ventiloconvectores.
- Producir agua para duchas y calentar piscinas.

La máquina enfriadora de agua necesita de elementos adicionales que le permitan funcionar:

- Redes de tubería y colectores. Distribuyen el agua enfriada hacia donde se necesita.
- Bombas de circulación. Generalmente dos en paralelo para asegurar que al menos una funciona, así como facilitar operaciones de mantenimiento de la otra.
- Vaso de expansión. Compensan la dilatación del líquido de la red de tuberías.

- Elementos de control, presostatos y sondas de temperatura.
- Depósito de inercia.
- Válvula de llenado y válvula de vaciado.
- Decantadores.
- Torre de enfriamiento o intercambiador exterior, en los que se disipa en el ambiente el calor extraído.
- Ablandador de agua se trabaja con agua blanda para evitar la corrosión en las tuberías de condensación.

Destacando los dos los grupos siguientes:

- Enfriadoras de agua condensadas por agua: Se benefician del calor específico del agua y su calor latente de vaporización. Requieren una red de suministro de agua.
- Enfriadoras de agua condensadas por aire: El aire está disponible a coste cero. Sin embargo, su bajo calor específico obliga a mover grandes cantidades del mismo para un buen intercambio térmico y se hace necesario el uso de ventiladores.

Según la UNE-EN 14511-1 (Mayo 2004), una enfriadora de líquido es un “Aparato montado en fábrica concebido para la refrigeración de líquido utilizando un evaporador, un compresor de refrigerante, un condensador integrado o externo y los controles adecuados. Puede además tener dispositivos para calentar que pueden ser por inversión de ciclo de refrigerante como en la bomba de calor”.

Las enfriadoras de agua se basan en el ciclo frigorífico de compresión mecánica para la obtención del efecto frigorífico, fundamentado en el ciclo inverso de Carnot (máquina frigorífica ideal) cuyos componentes básicos son un compresor, un evaporador, un condensador y un sistema de expansión. El corazón del sistema de refrigeración por compresión mecánica es el compresor.

El principio básico que rige el funcionamiento de las enfriadoras de agua es la absorción de calor por parte de un líquido para realizar el cambio de estado a vapor, enfriando un medio externo.

El refrigerante vaporizado, está dentro de un circuito cerrado y es recuperado para que se produzca cíclicamente el cambio de estado para una producción de frío continua.

La evaporación del refrigerante se produce a baja presión en el evaporador. Para poder ser de nuevo evaporado, debe pasar antes por estado líquido.

Mediante un aporte externo de energía, se eleva la temperatura del gas a su paso por el compresor mediante una compresión isentrópica desde vapor saturado a la presión de evaporación hasta la presión de condensación.

En el condensador se pasa de nuevo al estado líquido mediante la cesión de calor a presión constante un medio externo (enfriamiento sensible + condensación).

Por último una válvula de expansión baja la presión del refrigerante mediante una expansión adiabática e irreversible (isentálpica) desde líquido saturado y lo lleva a las condiciones de entrada del evaporador para un nuevo cambio de estado.

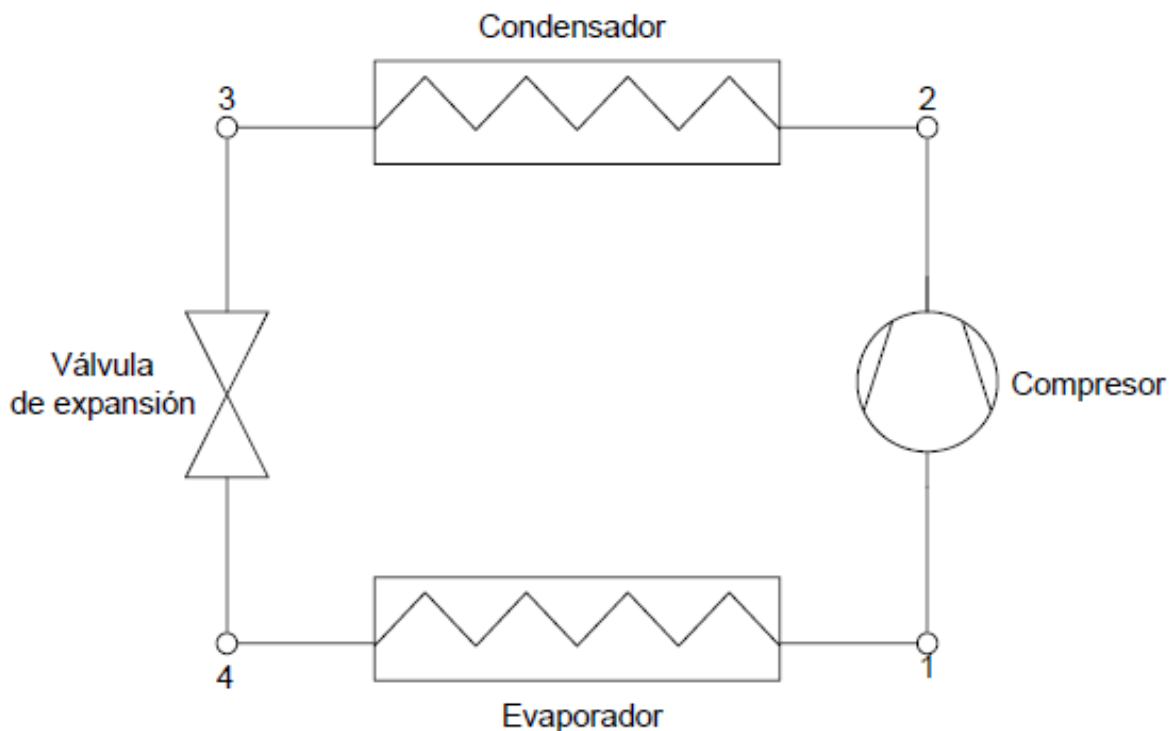


Figura 2.1. Ciclo del compresor.

En realidad los procesos no ocurren como los descritos anteriormente, ya que las máquinas térmicas poseen distintas limitaciones, como pueden ser las pérdidas de carga a lo largo del circuito, la irreversibilidad de la expansión, la imposibilidad de realizar la compresión de manera isentrópica o las diferencias de temperaturas en los intercambios. A parte de estos, existen otros fenómenos como el recalentamiento del vapor a la salida del evaporador y el subenfriamiento del líquido a la salida del condensador, que hacen que el ciclo adopte un comportamiento más real.

COP teórico según el ciclo de Carnot

Partiendo de la base de que el objetivo de la instalación frigorífica es absorber una cantidad determinada de calor del foco frío Q_1 , mediante la aplicación de una cierta cantidad de trabajo, de tal forma que se desprenda en el foco caliente una cantidad de calor $Q_2 > Q_1$ y que el ciclo es reversible pudiendo, por tanto, ser recorrido en ambos sentidos, entendiendo que el camino se recorre en camino inverso.

$$COP = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1}$$

Existen dos tipos fundamentales de equipos de climatización:

- Unidades de expansión directa o equipos autónomos: Son aquellas en las que la transferencia térmica se lleva a cabo entre un fluido refrigerante a baja temperatura y el aire a enfriar. El evaporador o el condensador del sistema de refrigeración está en contacto directo con el medio a enfriar o calentar.
- Unidades de expansión indirecta o equipos centralizados: El evaporador o el condensador del sistema de refrigeración enfría o calienta un fluido secundario que se hace circular para enfriar o calentar al medio. En general, el equipo productor de frío estará situado en un local distinto al de utilización.

2.3.2. Equipos de absorción

Los equipos de absorción pueden ser considerados como la alternativa actual más ecológica para el aire acondicionado y otras utilidades donde se precise refrigeración puesto que no utilizan CFC's y además pueden utilizar gas natural como energía primaria de alimentación.

En los últimos años, el uso de tecnologías de producción de frío a gas natural se ha visto potenciado por el creciente interés general en incrementar la eficiencia energética y maximizar la utilización de los recursos naturales.

La flexibilidad de alimentación (agua caliente, vapor o llama de gas directa) hace que se adapten a distintos tipos de utilización o puedan potenciar otras tecnologías de ahorro energético como la cogeneración.

Los equipos de absorción con llama directa para la producción de frío están ganando mercado en el sector servicios (donde se incluyen hoteles, edificios de oficinas y pequeños comercios), hospitales, campus universitarios y complejos industriales.

La absorción es una técnica tan antigua como la compresión. En 1860 Ferdinand Carré construyó la primera máquina de absorción. Desde entonces la absorción se ha venido empleando con éxito diverso y distinto grado de utilización según las tendencias de cada país.

Los críticos equilibrios termodinámicos que precisa la absorción para su funcionamiento así como los bajos rendimientos obtenidos, habían hecho problemática su utilización práctica. Sin embargo, la tecnología, tanto en diseño como en los materiales y elementos de control, ha evolucionado de tal forma que en la actualidad se dispone de una gran gama de equipos con una gran fiabilidad y unos rendimientos energéticos superiores a sus antecesores.

En nuestro país, la absorción ha sido utilizada principalmente en procesos industriales, en los cuales existían calores residuales al mismo tiempo que se necesitaba como refrigeración. Otro campo de aplicación era el de los frigoríficos domésticos con gas butano para aquellos lugares en donde no había disponibilidad de corriente eléctrica.

Sin embargo, desde hace algunos años, los fabricantes han lanzado al mercado equipos de doble etapa (también llamados de doble efecto) de llama directa adaptados para ofrecer agua fría a temperatura estándar con los sistemas tradicionales de climatización (7-12°C). Con ello se abre un gran campo de aplicación para todas aquellas instalaciones donde se necesite la producción de agua fría para climatización. Los equipos de llama directa disponen de un ciclo de calefacción, que proporciona agua caliente en invierno.

En países tales como Japón y EEUU en los que se han producido la mayoría de diseños de las máquinas de absorción existen ya miles de unidades instaladas para usos de climatización en aplicaciones tanto domésticas como en grandes edificios de oficinas, comerciales, hoteles, hospitales, etc.

Bajo la definición de enfriar, se entiende la evacuación de calor. Según la 2ª ley general de la termodinámica, el calor nunca pasa de un cuerpo de temperatura más baja a otro de temperatura más elevada. Por esa razón, a un cuerpo con una temperatura por debajo de la del ambiente que le rodea, sólo puede extraérsele calor intercalando un proceso cíclico de frío.

El enfriamiento se interpreta como un proceso de transporte en el que se bombea calor de un nivel de temperatura más bajo a otro más alto. Este proceso precisa, evidentemente, una aportación de energía. La producción de frío puede realizarse mediante dos técnicas: absorción o compresión.

En este caso la producción de frío también se obtiene mediante la evaporación de un fluido. No obstante, mientras que en el proceso de frío por compresión se realizaba una compresión mecánica del vapor del refrigerante aspirado del evaporador, en el de absorción se produce una compresión térmica, en el que primero se absorbe y disuelve mediante un líquido apropiado como medio de absorción.

Este sistema se basa en la afinidad fisicoquímica entre parejas de compuestos como el agua y el amoníaco, o el bromuro de litio y el agua. Se puede clasificar en función de diferentes parámetros:

➤ Según prestaciones

Estos equipos pueden ser clasificados según sus prestaciones:

- Unidades enfriadoras.
- Unidades mixtas enfriadoras-calentadoras.

➤ Según ciclo de absorción

Los equipos pueden ser:

- De simple efecto: Con una sola etapa de generación o de separación de refrigerante y sustancia absorbente.
- De doble efecto: Con dos etapas de generación, tiene una eficiencia superior al de simple efecto.

En la primera etapa, o de alta temperatura, la solución recibe calor directamente del quemador. En la segunda, o de baja temperatura la solución recibe una aportación de calor procedente del vapor del refrigerante antes de pasar al condensador mediante un intercambiador.

➤ Según la sustancia que componga la solución

Los más habituales son los siguientes:

- Bromuro de Litio - agua:

Equipos que utilizan una solución compuesta de bromuro de litio, como sustancia absorbente, y agua como refrigerante. Estos equipos se caracterizan porque el enfriamiento en absorbedor y condensador es por agua.

- Amoníaco - agua:

Equipos que utilizan una solución compuesta de amoníaco y agua. Se utilizan para refrigeración de alimentos y como equipos de climatización de hasta 20 kW de potencia. En estos equipos, el solvente (agua) se evapora también con el refrigerante

(amoníaco) y el enfriamiento en el absorbedor y en el condensador es, generalmente, por aire.

- Otras:

Otros equipos utilizan otras soluciones menos habituales, por ejemplo: metilamina como refrigerante y agua como solvente, R-22 como refrigerante y dimetiléter de tetraetileno como solvente, metanol como refrigerante y Bromuro de Litio como absorbente, etc.

➤ Ciclo de refrigeración

Como ya se ha mencionado, desde el punto de vista termodinámico, el ciclo de absorción no difiere sustancialmente del de compresión. En la absorción se realiza una compresión térmica del fluido refrigerante.

El principio de funcionamiento de los sistemas de absorción se basa en la afinidad que, entre ellas, tienen ciertas sustancias, por lo que se favorece el proceso de absorción química. Una de las sustancias (la más volátil) actúa como refrigerante y la otra como absorbente.

En un recipiente cerrado donde se ha insertado un intercambiador de calor (evaporador), se disminuye la presión hasta alcanzar los 6,5 mmHg y se deja caer gotas de agua sobre los tubos del mismo.

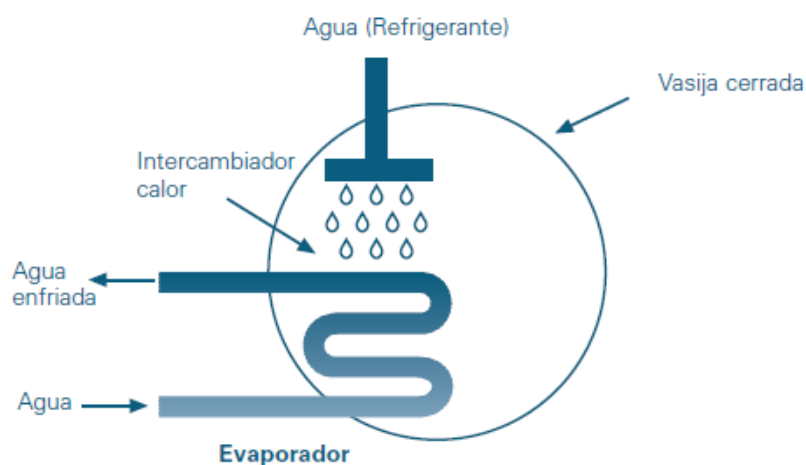


Figura 2.2. Diagrama del evaporador.

A esa presión, el agua se evapora a 5°C, tomando el calor necesario del agua que circula por el intercambiador que, por ello, se enfría. Este agua, enfriada, se utiliza para la refrigeración del local que se quiera climatizar. Introduciendo en el recipiente gotas de solución concentrada (absorbedor), de bromuro de litio, se absorbe el vapor de agua.

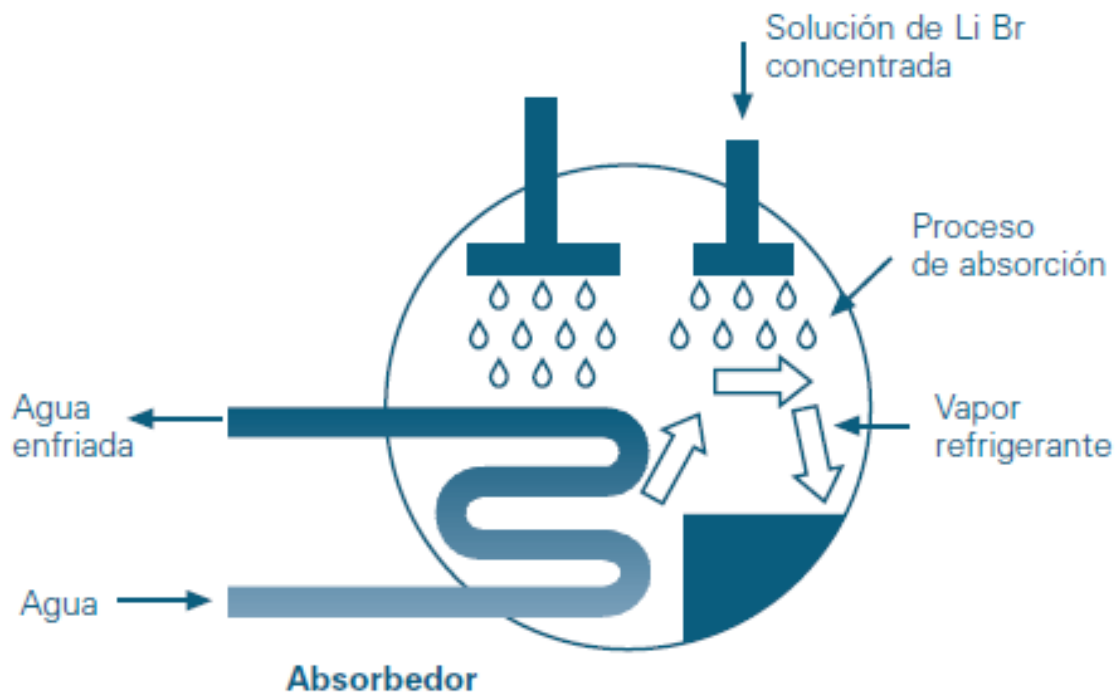


Figura 2.3. Diagrama del evaporador junto al absorbedor.

Cuando la solución de bromuro de litio absorbe el vapor de agua refrigerante, se diluye y pierde su capacidad de absorber. Ello significa que se debería aportar continuamente al recipiente solución concentrada de bromuro de litio. No obstante, la solución diluida es calentada por un quemador de gas (generador).

El calor aportado por el gas hace hervir la solución generando vapor de agua, concentrando, al mismo tiempo, la solución, que será usada nuevamente como absorbente.

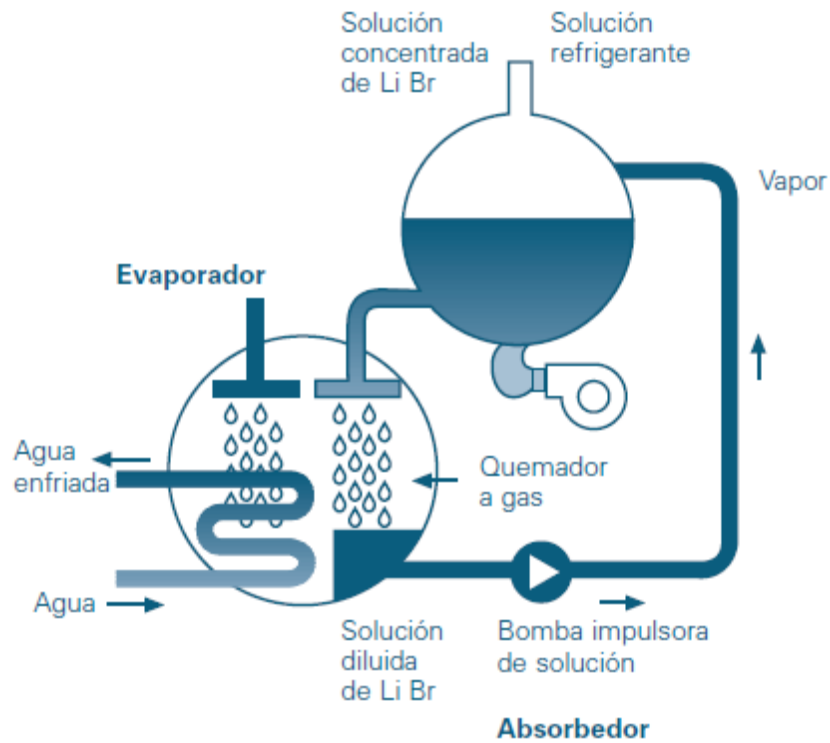


Figura 2.4. Diagrama del evaporador, absorbedor y generador.

El vapor refrigerante, separado de la solución diluida, es enfriado en un compartimento separado (condensador) hasta pasar a fase líquida; a continuación se introduce en forma de gotas en el recipiente, donde existe prácticamente un vacío, repitiéndose el ciclo.

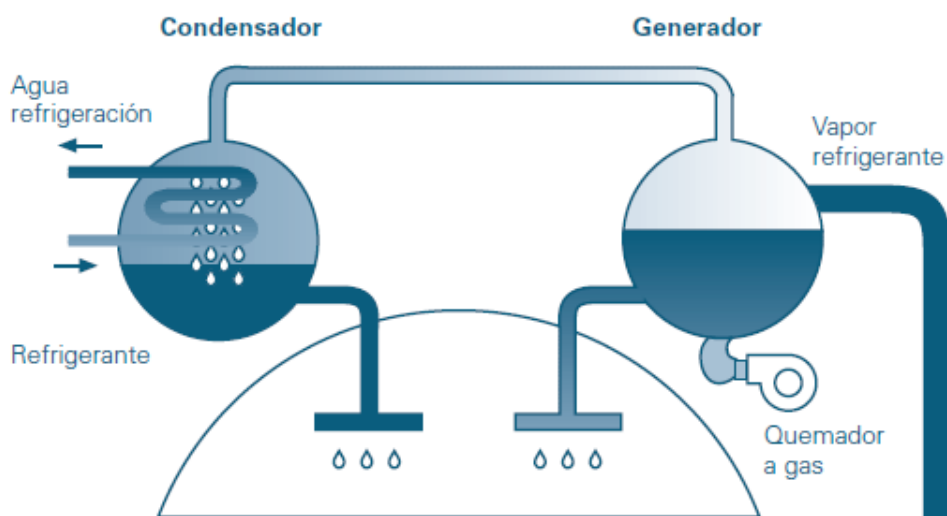


Figura 2.5. Diagrama del condensador y generador.

De esta manera, el agua de refrigeración, en el condensador, enfría el vapor refrigerante hasta convertirlo en agua, mientras que, en el absorbedor, recoge el calor cedido por el vapor refrigerante al ser absorbido por la solución de bromuro de litio.

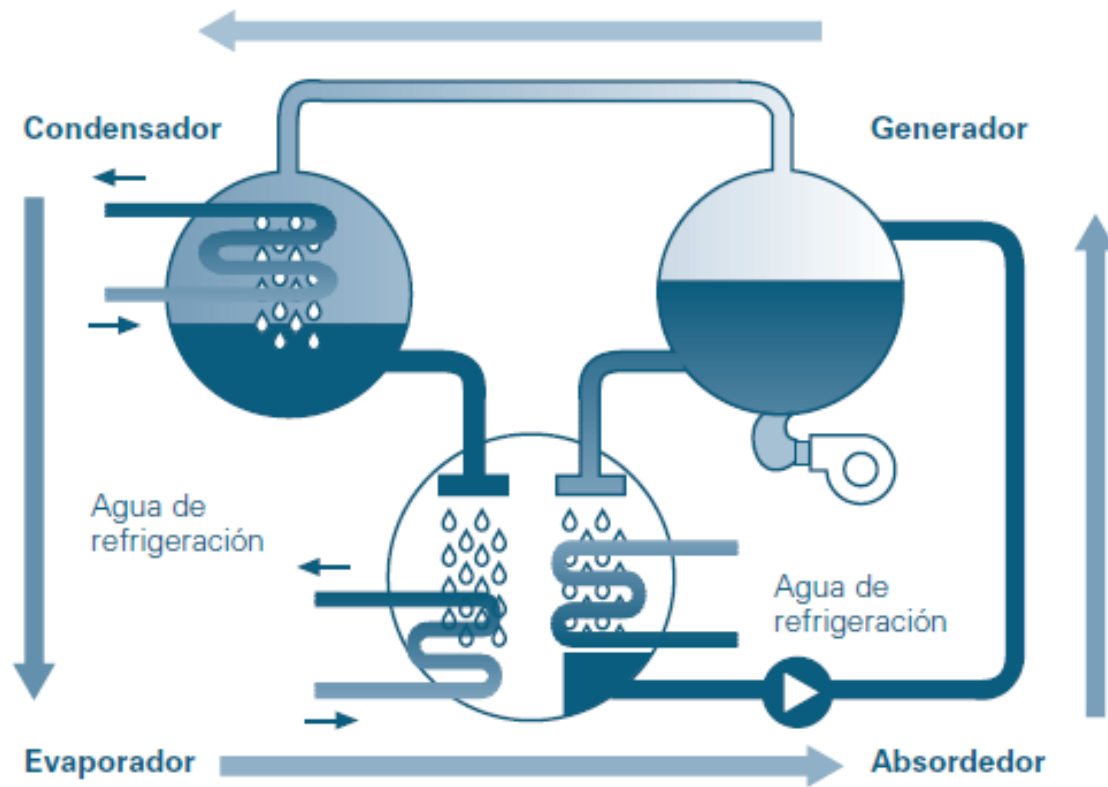


Figura 2.6. Diagrama del ciclo completo de absorción.

El ciclo de doble efecto surge a partir de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento. Esto es posible en las máquinas que operan con el par $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, ya que trabajan con niveles de presión muy bajos, mientras que no es posible en el caso de trabajar con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, ya que introducir una nueva etapa incrementaría la temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto conlleva es demasiado.

En los ciclos de doble efecto, la temperatura del generador suele estar entre 140 y 180 °C, mientras que en los de simple efecto está entre 70 y 90 °C. Este incremento notable de temperatura tiene su reflejo en el COP, que pasa del 0,65-0,75 para los ciclos de simple efecto a 1,2-1,35 para los ciclos de doble efecto.

En las de triple efecto se trataría de añadir un tercer efecto al ciclo. Para ello habría que añadir un tercer generador y condensador que trabajaran a una temperatura superior al generador de alta temperatura. Como se dijo antes, la temperatura del generador de alta en un ciclo de doble efecto suele estar entorno a 140-180 °C, por lo que sería necesaria una fuente de energía térmica de muy alta temperatura. La máxima mejora del rendimiento se conseguiría colocando los tres efectos en serie, colocando el tercero en paralelo la mejora del rendimiento del equipo sería menor, aunque mejoraría la operación del equipo. Hay toda una casuística asociada a las posibles combinaciones de las configuraciones de los efectos en este caso. Todavía se encuentra en fase de investigación y no hay equipos comerciales que trabajen con ciclos de triple efecto.

2.4. Torre de recuperación

Las torres de refrigeración son sistemas mecánicos destinados a enfriar masas de agua en procesos que requieren una disipación de calor. El principio de enfriamiento de estos equipos se basa en la evaporación, el equipo produce una nube de gotas de agua bien por pulverización, bien por caída libre que se pone en contacto con una corriente de aire. La evaporación superficial de una pequeña parte del agua inducida por el contacto con el aire, de lugar al enfriamiento del resto del agua que cae en la balsa a una temperatura inferior a la de pulverización.

El uso más habitual de estos equipos está asociado a los sistemas de refrigeración, tanto en aire acondicionado como en producción de frío (hostelería, alimentación, laboratorios, etc.), sin embargo, en el ámbito industrial estos equipos se usan para el enfriamiento de cualquier parte de un proceso que genere calor y deba ser disipado (por ejemplo, procesos de molienda que generan calor por fricción, enfriamiento de reacciones exotérmicas, disipación de calor residual en centrales de producción de energía eléctrica, etc.).

Los sistemas de refrigeración por efecto de la evaporación de agua se han empleado con fines industriales y/o para el acondicionamiento del aire desde principios del siglo

pasado. Los principios y técnicas no ha variado sustancialmente ya que la base del sistema es muy sencilla, sin embargo especialmente en los últimos años ha habido una evolución sustancial en cuanto a la calidad de los materiales y la accesibilidad de las instalaciones.

Actualmente los conocimientos técnicos han llevado a la eliminación del uso de rellenos de celulosa, madera o fibrocemento que anteriormente eran bastante comunes. La legislación vigente no permite la utilización de estos materiales porque favorecen el crecimiento microbiológico.

Hay equipos de múltiples tamaños y estructuras según la potencia a disipar, el fabricante, los materiales, etc., sin embargo podríamos clasificar las torres de refrigeración en dos grandes categorías:

2.4.1. Equipos de tiro natural

➤ Equipos basados en efecto chimenea

En los que el agua pulverizada genera un punto caliente en la parte baja de la torre e induce el movimiento ascendente del aire habitualmente en contracorriente. Estos equipos se emplean casi exclusivamente en grandes industrias y en centrales de producción de energía eléctrica (térmicas, nucleares, etc.), en general, sistemas que necesitan mover y refrigerar grandes cantidades de agua.

Estas instalaciones habitualmente no disponen de separadores de gotas, debido a la elevada pérdida de carga que provocan estos elementos que disminuyen excesivamente el flujo de aire. No obstante, dada su elevada altura y geometría, la emisión de aerosoles es muy limitada.

➤ Los equipos de tiro natural por efecto venturi

Son muy poco utilizados en España, pero sirven para disipación de cargas térmicas medias/bajas. En cualquier caso las instalaciones de tiro natural se emplean en un pequeño porcentaje de las aplicaciones de torres de refrigeración en nuestro país.

2.4.2. Equipos con ventilación mecánica

➤ Equipos de tiro forzado

Los equipos con ventilación mecánica denominados de tiro forzado, disponen de ventiladores (normalmente de tipo centrífugo salvo en las instalaciones industriales que ocasionalmente son axiales) ubicados en la parte baja de la torre que impulsan el aire al interior de la misma sobrepresurizando e impulsando por tanto su salida por la parte superior a través del relleno.

➤ Equipos de tiro inducido

Los equipos de tiro inducido a diferencia de los anteriores funcionan en depresión, es decir el ventilador, localizado en la parte superior de la torre, extrae aire del interior de la unidad que se renueva a través de aperturas localizadas en la parte baja de la misma.

2.5. Motor de cogeneración

Un sistema de cogeneración se proyecta fundamentalmente para ahorrar dinero, o incluso, para hacer dinero. Dado pues que básicamente son los ahorros o los beneficios los que justifican tal proyecto, el proceso previo a la toma de decisión tendrá como objetivo fundamental determinar si realmente la cogeneración es una opción que permite alcanzar esas metas.

La cogeneración es un sistema de alta eficiencia energética, que permite reducir de forma importante la factura energética de ciertas empresas, sin alterar su proceso productivo.

La eficiencia de los sistemas de cogeneración viene determinada por el uso de la energía térmica en los centros de consumo (industria, sector terciario y sector primario). De otra forma, esta energía térmica debería producirse con combustibles fósiles.

Sin embargo, la economía de la cogeneración se justifica por la producción eléctrica y no por la producción de calor, ya que el valor de éste es, como mucho, el del combustible sustituido que no permitiría recuperar las inversiones necesarias que vienen determinadas por las instalaciones productoras de electricidad.

Coste de la electricidad y combustibles. El factor más importante que define si la cogeneración es o no económicamente rentable es la diferencia entre el coste de la electricidad y el coste de combustible para la industria en cuestión. En principio, cuanto mayor sea ese diferencial, más favorecido se presenta el proyecto de cogeneración.

Desde un punto de vista estrictamente técnico, cualquier industria de tamaño mediano o grande que tenga simultáneamente demandas de energía eléctrica y térmica (vapor, agua caliente, agua fría, aire para secado, etc....) es un posible candidato para la cogeneración. Indudablemente, cuanto mayor sea el número de horas de funcionamiento, el posible interés de la cogeneración será mayor.

Además, con la posibilidad de estar interconectado a la red y por tanto verter la producción eléctrica, la cogeneración puede también ser interesante para empresas que tengan sólo importantes consumos de energía térmica.

La producción combinada de calor y electricidad se aplica en la industria y en edificios donde hay una demanda simultánea de electricidad y calor, y generalmente cuando las horas anuales de operación exceden de 4000.

Las pérdidas por transporte de electricidad prácticamente se anulan en algunos casos y en otros disminuyen notablemente, ya que la generación se realiza más cercana al punto de consumo.

Se puede decir que el consumo de combustible para la producción de 1 kWh eléctrico es el siguiente:

- Central Convencional: 600 – 700 kJ.
- Instalación de Cogeneración: 250 – 350 kJ.
- Ahorro de Energía Primaria: 250 – 500 kJ.

El ahorro de energía primaria que representa tiene un efecto directo en la reducción del impacto ambiental que ello conlleva.

Esta reducción es particularmente importante en lo que a CO₂ y SO₂ se refiere, ya que estos son directamente proporcionales a la cantidad y composición de combustible quemado.

Una reducción del 30% al 50% de ahorro de energía primaria representa una reducción similar en lo que a la emisión de estos componentes se refiere (particularmente CO₂).

Los sistemas de cogeneración son sistemas de producción conjunta de electricidad (o energía mecánica) y de energía térmica útil (calor) partiendo de un único combustible. El gas natural es la energía primaria más utilizada para el funcionamiento de las centrales de cogeneración de electricidad-calor, las cuales funcionan con turbinas o motores de gas. No obstante, también se pueden utilizar fuentes de energía renovables y residuos como biomasa o residuos que se incineran.

En un proceso de cogeneración, el calor se presenta en forma de vapor de agua a alta presión o en forma de agua caliente. Por ejemplo, se puede utilizar el vapor caliente que sale de una turbina de producción de energía eléctrica, para suministrar energía para otros usos. Hasta hace poco lo usual era dejar que el vapor se enfriara, pero con esta técnica, con el calor que le queda al vapor se calienta agua para distintos usos.

Con el aprovechamiento del calor residual, los sistemas de cogeneración presentan rendimientos globales del orden del 85%, lo que implica que el aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor favorezca la obtención de elevados índices de ahorro energético, así como una disminución importante de la factura energética, sin alterar el proceso productivo, ahorro energético que se incrementa notablemente si se utilizan energías residuales.



Figura 2.7. Entradas/salidas del sistema cogeneración.

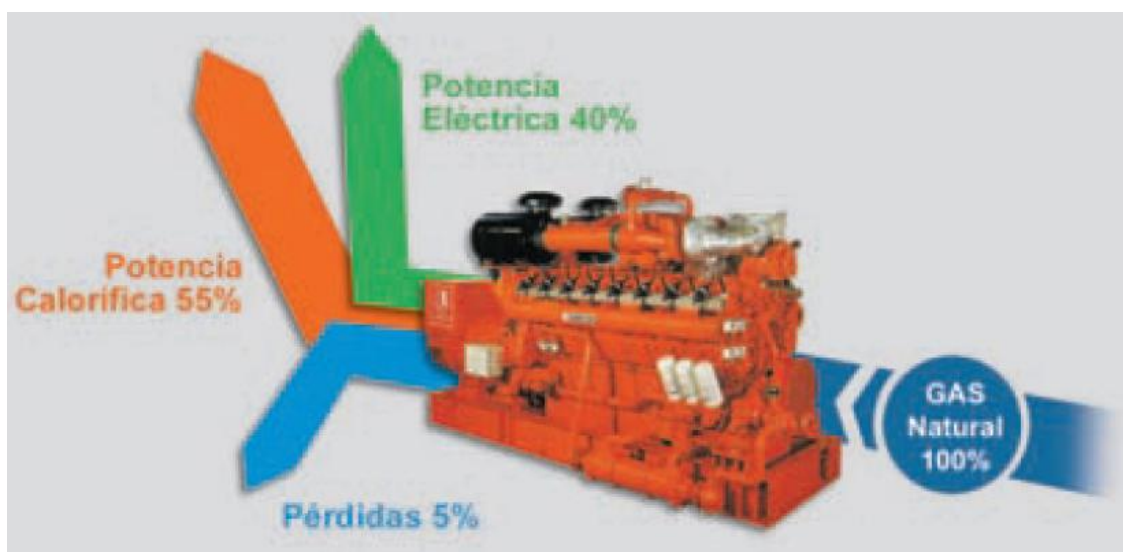


Figura 2.8. Potencias resultantes del motor de cogeneración.

En una central eléctrica tradicional los humos salen directamente por la chimenea, mientras que en una planta de cogeneración los gases de escape se enfrían transmitiendo su energía a un circuito de agua caliente/vapor. Una vez enfriados los gases de escape pasan a la chimenea.

Las centrales de cogeneración de electricidad-calor pueden alcanzar un rendimiento energético del orden del 90%. El procedimiento es más ecológico, ya que durante la combustión el gas natural libera menos dióxido de carbono (CO_2) y óxido de nitrógeno (NO_x) que el petróleo o el carbón. El desarrollo de la cogeneración podría evitar la emisión en la UE de 258 millones de toneladas de CO_2 en 2020, ayudando a cumplir los objetivos fijados en el Protocolo de Kioto.

La producción de electricidad por cogeneración representó en la UE en 1998 el 11% del total. Si se lograra aumentar hasta un 18%, el ahorro de energía podría llegar a ser del 3-4% del consumo bruto total de la UE. Además, son cada vez más numerosas las aplicaciones que se le está dando a esta técnica, tanto en usos industriales, como en hospitales, hoteles, etc.

Las principales partes mecánicas de los motores de ciclo Otto y los motores diesel son las mismas. Los dos utilizan una cámara de combustión cilíndrica con un pistón. El pistón está conectado al cigüeñal que transforma el movimiento lineal del pistón en movimiento de rotación. La mayoría de los motores tienen varios cilindros que trabajan sobre un solo cigüeñal. Los cuatro tiempos del motor de combustión interna son: la admisión de la mezcla, su compresión, combustión y expulsión de los gases.

La principal diferencia entre el ciclo Otto y el diesel es el método de la combustión del combustible. El ciclo Otto utiliza una bujía para la ignición de la mezcla aire-combustible premezclado antes de llegar al cilindro. El motor diesel comprime el aire introducido en el cilindro a una alta presión, aumentando su temperatura a la temperatura de ignición del combustible, el cual es inyectado a alta presión.

El motor dual-fuel es una variación del motor diesel. Se sustituye entre un 80-90% del diesel por gasolina o gas natural, para reducir sustancialmente las emisiones y mantener la potencia de salida. Un gran número de fabricantes ha concluido que los motores dual-fuel son la mejor opción para tener un rendimiento como los motores diesel pero con las emisiones y los costes de mantenimiento de un motor de encendido provocado.

La energía del combustible es liberada durante la combustión y es convertida en trabajo sobre el cigüeñal y en calor. El cigüeñal arrastra el alternador, y el calor es liberado por radiación, por los gases de escape y los fluidos de refrigeración. Entre el 60 y el 70% de la energía total de entrada es convertida en calor que podemos recuperar a partir de los gases de escape y de la refrigeración del motor. Podemos recuperar también una pequeña parte del calor del aceite y de la refrigeración del turbocompresor (en el caso que esté instalado en la máquina). Gracias a los intercambiadores de calor podemos producir vapor o agua caliente para utilizarlos en calefacción, agua caliente doméstica o en enfriamiento por absorción.

El calor en la refrigeración del interior del motor alcanza el 30% de la energía de entrada y es capaz de producir agua caliente a 93 °C. En algunos motores, como los que trabajan con sistemas de refrigeración por ebullición, se puede alcanzar los 130 °C. El calor en los gases de escape está entre el 10 y el 30% de la energía de entrada.

La temperatura de los gases de salida suele estar entre 455° y 650°C. Sólo una parte del calor del escape puede ser recuperado porque la temperatura de los gases se mantiene sobre el umbral de la condensación. La mayoría de las unidades de recuperación de calor están diseñadas para tener una temperatura de salida de gases, después de la recuperación de calor, de 120-175 °C para evitar los efectos de corrosión sobre las tuberías de escape a partir de la condensación. El calor de los gases de escape se utiliza normalmente para tener agua caliente alrededor de 110 °C o vapor de baja presión (15 psi manométricos).

El balance energético para un motor típico de encendido provocado podría ser el representado en la *figura 2.9*.

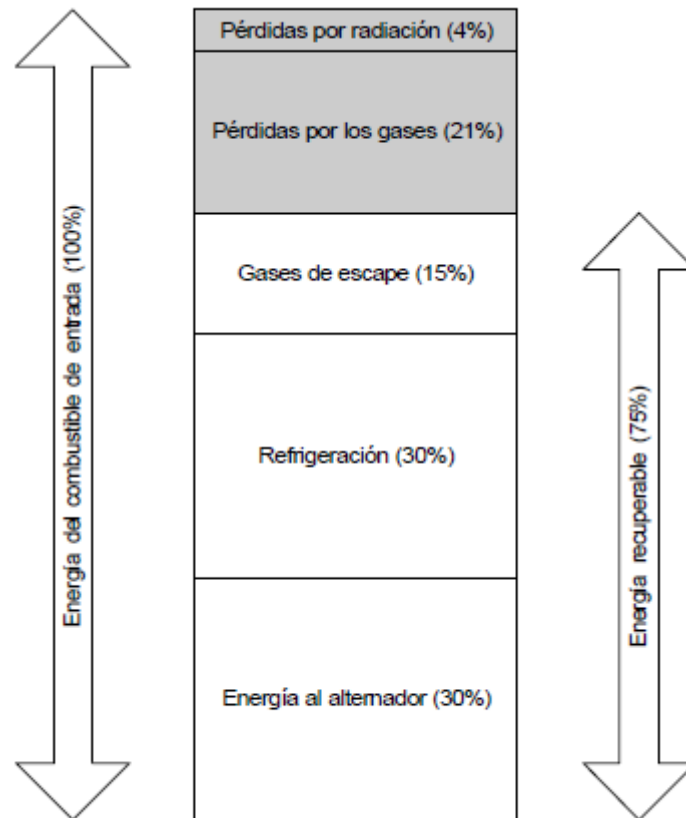


Figura 2.9. Balance energético del motor de cogeneración.

2.5.1. Ventajas

- Ahorra energía y mejora la seguridad del abastecimiento.
- Disminuye las pérdidas de la red eléctrica, especialmente porque las centrales de cogeneración se suelen situar próximas a los lugares de consumo.
- Aumenta la competencia entre los productores.
- Permite crear nuevas empresas.
- Se adapta bien a las zonas aisladas o ultraperiféricas.

2.5.2. Sistemas de cogeneración

Los sistemas de cogeneración se clasifican normalmente dependiendo de la máquina motriz responsable de la generación eléctrica. Las opciones posibles según este criterio son:

- Cogeneración con turbina de gas.
- Cogeneración con turbina de vapor.
- Cogeneración en ciclo combinado.
- Cogeneración con motor alternativo.

➤ Plantas con turbinas de gas

El esquema general de funcionamiento consiste en la combustión de un combustible en una cámara, introduciéndose en la turbina los gases resultantes, donde se extrae el máximo de su energía, transformándola en energía mecánica. La energía residual, en forma de un caudal de gases calientes a elevada temperatura (sobre los 500°C) puede ser aprovechada para satisfacer, total o parcialmente, las necesidades térmicas del proceso.

Los gases de escape pueden ser utilizados directamente o bien en calderas de recuperación para generación de vapor a procesos. En ambos casos para poder ajustar la energía térmica proporcionada por el sistema de cogeneración con la demanda de la instalación, existe la posibilidad de incrementar el contenido energético de los gases mediante quemadores de postcombustión.

La *figura 2.10.* muestra una instalación convencional de cogeneración con turbina de gas, para generación de vapor con caldera de recuperación.

La introducción de enfriadores evaporativos en el aire de entrada y la inyección directa de vapor en la cámara de combustión de la turbina permiten aumentar el rendimiento eléctrico y/o reducir la emisiones de NOx.

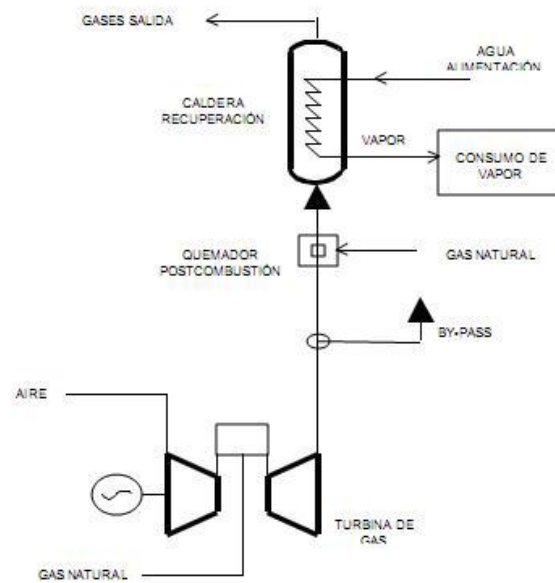


Figura 2.10. Esquema de cogeneración con turbina de gas.

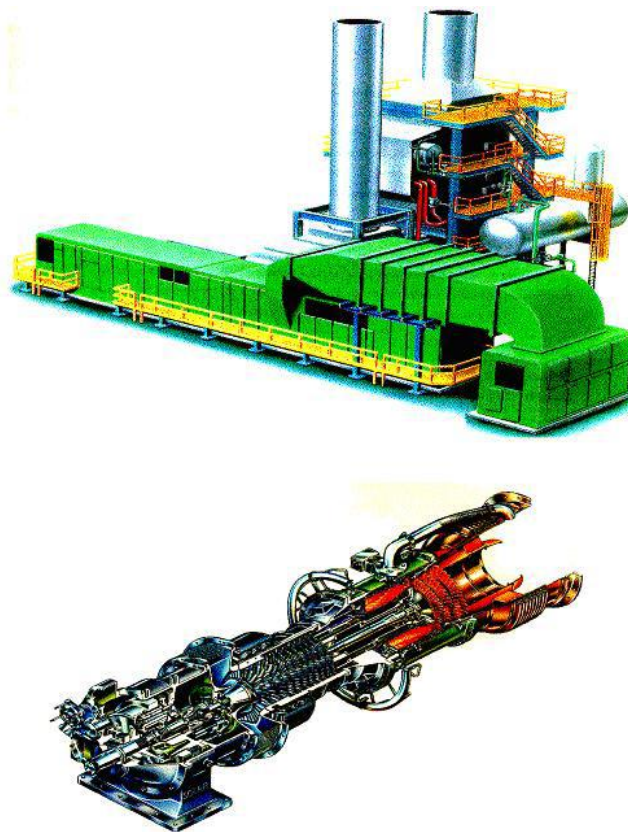


Figura 2.11. Cogeneración con turbina de gas.

Señalar por último que las turbinas de gas pueden utilizar como combustible, no solamente gas, sino también combustibles líquidos, principalmente derivados ligeros del petróleo.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
▪ Amplia gama de aplicaciones. ▪ Muy fiable. ▪ Elevada temperatura de la energía térmica. ▪ Rango desde 0,5 a 100 MW.	▪ Limitación en los combustibles. ▪ Tiempo de vida relativamente corto.

Tabla 2.1. Ventajas/inconvenientes cogeneración turbina de gas.

➤ Plantas con turbinas de vapor

En estas turbinas, la energía mecánica se produce por expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera. El sistema genera menos energía eléctrica (mecánica) por unidad de combustible que su equivalente con turbina de gas; sin embargo el rendimiento global de la instalación es superior.

Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas a contrapresión, en donde esta presión está por encima de la atmosférica, y las turbinas a condensación, en las cuales está por debajo de la atmosférica y han de estar provistas de un condensador. En ambos casos se puede disponer de salidas intermedias, extracciones, haciendo posible la utilización en proceso a diferentes niveles de presión.

Se puede utilizar cualquier tipo de combustible para la generación del vapor de partida.

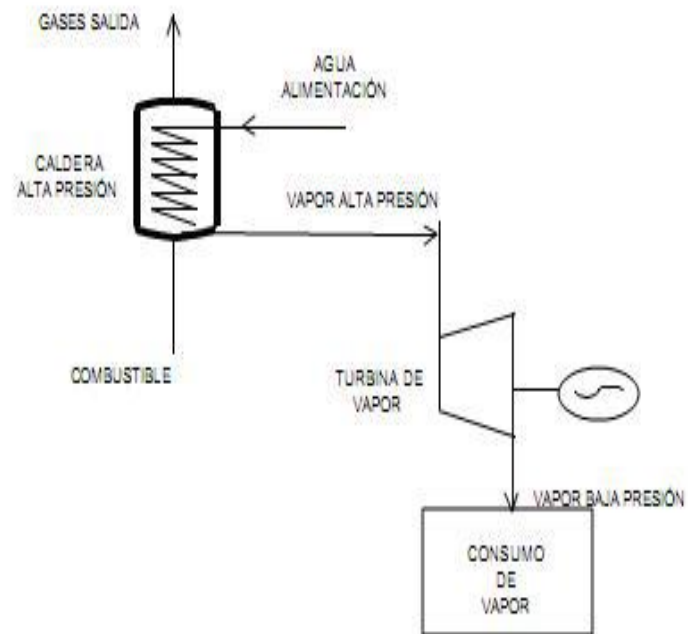


Figura 2.12. Esquema de cogeneración con turbina de vapor.

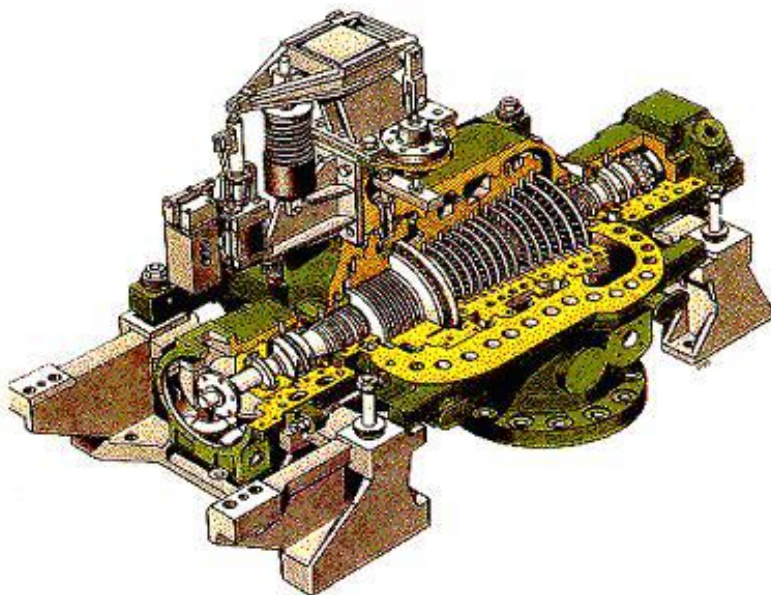


Figura 2.13. Cogeneración con turbina de vapor.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
▪ Rendimiento global muy alto. ▪ Extremadamente segura. ▪ Posibilidad de emplear todo tipo de combustibles. ▪ Larga vida de servicio. ▪ Amplia gama de potencias.	▪ Baja relación electricidad / calor. ▪ No es posible alcanzar altas potencias eléctricas. ▪ Puesta en marcha lenta. ▪ Coste elevado.

Tabla 2.2. Ventajas/inconvenientes cogeneración turbina de vapor.

➤ Cogeneración en ciclo combinado con turbina de gas y de vapor

Consiste en la aplicación conjunta de una turbina de gas y una de vapor, con todas sus posibles combinaciones en lo referente a tipos de combustibles utilizados, quemadores de postcombustión, salidas de vapor de turbina a contrapresión o condensación, etc. El rendimiento global en la producción de energía eléctrica es mayor que las soluciones anteriores.

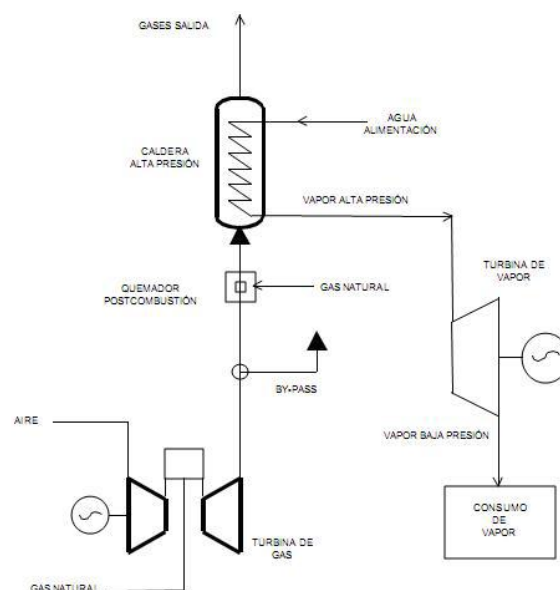


Figura 2.14. Esquema de cogeneración con ciclo combinado turbina de gas y vapor.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
▪ Reúne las ventajas de la cogeneración con turbina de gas y de vapor. ▪ Rendimiento más elevado de entre los sistemas propuestos.	▪ Rango de potencias aplicable elevado.

Tabla 2.3. Ventajas/inconvenientes con ciclo combinado turbina de gas y vapor.

➤ Plantas con motores alternativos

Aunque conceptualmente el sistema no difiere mucho del basado en turbinas de gas, existen sin embargo diferencias importantes. Con los motores alternativos se obtienen rendimientos eléctricos más elevados pero, por otra parte, con una mayor dificultad de aprovechamiento de la energía térmica, ya que posee un nivel térmico muy inferior, y además se encuentra más repartida (gases de escape y circuitos de refrigeración del motor).

Estos sistemas presentan una mayor flexibilidad de funcionamiento, lo que permite responder de manera casi inmediata a las variaciones de potencia, sin que ello conlleve un gran incremento en el consumo específico del motor.

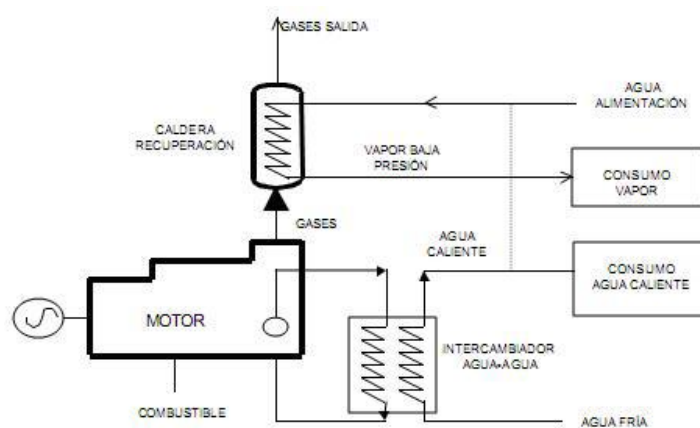


Figura 2.15. Esquema de cogeneración con motor alternativo.

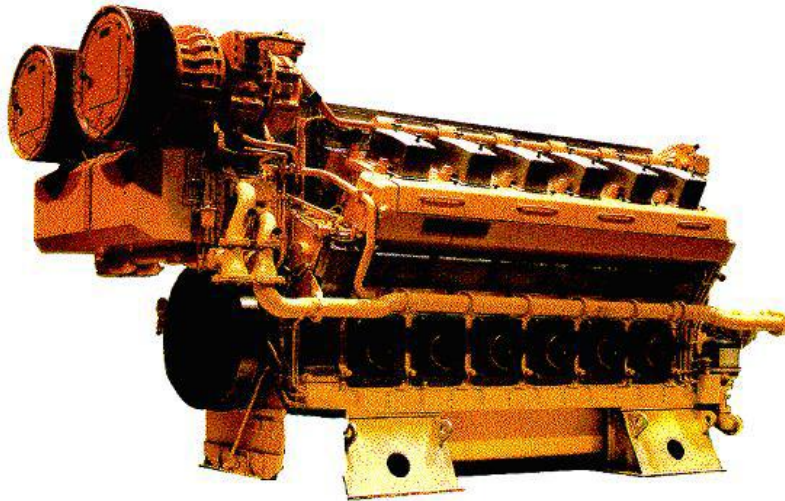


Figura 2.16. Cogeneración con motor alternativo.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
▪ Elevada relación electricidad / calor. ▪ Alto rendimiento eléctrico. ▪ Bajo coste. ▪ Tiempo de vida largo. ▪ Capacidad de adaptación a variaciones de la demanda.	▪ Alto coste de mantenimiento. ▪ Energía térmica muy distribuida y a baja temperatura.

Tabla 2.4. Ventajas/inconvenientes cogeneración con motor alternativo.

- Cogeneración en ciclo combinado con motores alternativos de gas natural y turbina de vapor

Consiste en un ciclo basado en motores alternativos de gas natural y turbina de vapor. Por un lado, los gases de escape de los motores son conducidos a una caldera de recuperación para la producción de vapor saturado seco. Vapor que será conducido a

una turbina de vapor. La cual, a través de una reductora podría accionar, un generador eléctrico, un compresor de aire de tornillo o un generador y un compresor de tornillo a la vez.

Por otro lado, la energía térmica del circuito de refrigeración del motor, será utilizada para generar agua caliente, que podría ser empleada directamente en el proceso o en una máquina de absorción, con el fin de satisfacer las demandas de frío de proceso.

Un esquema tipo, podría ser el de la *figura 2.17*.

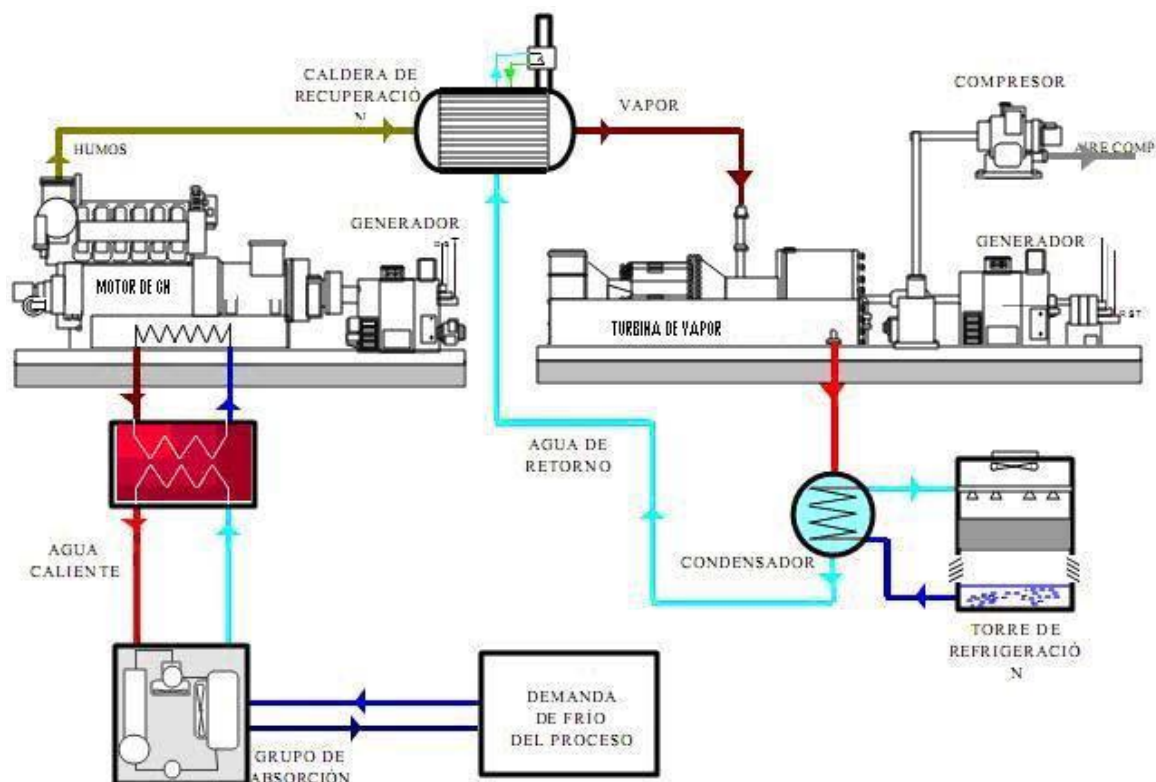


Figura 2.17. Esquema de cogeneración con motor alternativo de gas natural y turbina vapor.

La cogeneración no disminuye la demanda de energía directa de un proceso, sino la cantidad de energía primaria para satisfacerla, por su elevado rendimiento energético global.

La cogeneración modifica la estructura de costes energéticos del proceso productivo.

Al comparar la cogeneración con los sistemas convencionales de generación de energía térmica y eléctrica, es necesario tener presente la óptica desde la que se efectúa esa comparación.

PARA EL COGENERADOR

Ventajas:

- Elevado rendimiento energético global (70% - 90%).
- Reporta beneficios económicos por reducción de factura energética.
- Aporta ingresos adicionales, por venta de electricidad.
- Incrementa la competitividad. Menor coste específico por unidad de producto.
- Posibilidad de empleo de combustibles residuales o energías alternativas.
- Aporta beneficios financieros y fiscales. Altas rentabilidades

Desventajas:

- Inversión adicional. También el empresario se enfrenta con riesgos poco conocidos para él, como la evolución de los precios de la electricidad, etc.
- Aumento de la contaminación local, como consecuencia del mayor consumo de combustibles en la propia factoría.
- Nueva reglamentación medioambiental a aplicar, según la LEY GICA al existir una modificación sustancial derivada del aumento del consumo de energía propio de la instalación de cogeneración.

PARA EL PAÍS

Ventajas:

- Fomenta el ahorro de Energía Primaria. Este ahorro es consecuencia, en los ciclos de cabecera, de la menor cantidad de combustible atribuible a la electricidad y en ciclos de cola, debido al aprovechamiento de los calores residuales.
- Aporta beneficios económicos a nivel micro y macroeconómico. El ahorro económico es imputable al menor coste en la generación y distribución de electricidad, respecto al de los sistemas convencionales.
- Reduce el impacto medioambiental de forma substancial. La disminución de la contaminación es debido al menor consumo global de combustible, como consecuencia del mejor aprovechamiento de la energía en la generación de electricidad, al no disiparse directamente en el ambiente grandes cantidades de calor.
- Diversifica inversiones para el sector eléctrico.
- Introduce tecnologías más eficientes y competitivas.
- Incrementa la seguridad del abastecimiento.
- Disminuye las pérdidas en transporte y distribución eléctrica.
- Permite la industrialización de zonas alejadas de la red eléctrica.
- Contribuye a la gestión de la demanda eléctrica.
- Actúa como impulsor de riqueza vía ejecución de inversiones.

- Es fuente de creación de empleo.

Desventajas:

- Normativa. Es necesaria una reglamentación adecuada, para regular y resolver los numerosos posibles puntos conflictivos que pueden presentarse en las relaciones cogenerador-compañía eléctrica.
- Infraestructura. Se requiere una infraestructura adecuada para el correcto mantenimiento de las instalaciones.

➤ Trigeneración

Se basa en la producción conjunta de calor, electricidad y frío. Una planta de trigeneración es similar a una de cogeneración, a la que se le ha añadido un sistema de absorción para la producción de frío. No obstante existen una serie de diferencias.

La trigeneración, permite a la cogeneración, que inicialmente, no era posible en centros que no consumieran calor, acceder a centros que precisen frío que se produzca con electricidad. Facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. Asimismo, permite la utilización de cogeneración en el sector terciario (hoteles, hospitales, etc.) donde además de calor se requiere frío para climatización, y que debido a la estacionalidad de estos consumos (calor en invierno, frío en verano) impedía la normal operación de una planta de cogeneración clásica.

Esta modalidad de cogeneración tiene más aplicaciones:

- Aplicaciones de secado. Especialmente en industria cerámica que utilizada atomizadores. Son plantas muy simples y económicas, ya que los gases calientes generados por una turbina o un motor se utilizan directamente en el proceso de secado.
- Aplicaciones en la industria textil.
- Calefacción y refrigeración.

- Aplicaciones para industrias medioambientales, como plantas depuradoras de tipo biológico, o de concentración de residuos o de secado de fangos, etc, al demandar calor son potencialmente cogeneradoras. En estas aplicaciones puede ser un factor importante para la reducción del coste de tratamiento de los residuos.

2.6. Climatizadoras

El climatizador es capaz de velar por los tres parámetros elementales de la calidad del aire acondicionado que se resumen en: renovación y limpieza del aire (bajo contenido de partículas, polvo, en suspensión), control de la temperatura (tanto en verano como en invierno) y de la humedad relativa adecuadas. El objetivo de la UTA (unidad de tratamientos de aire) es suministrar un caudal de aire acondicionado para ser distribuido por una red de conductos a los espacios habitados.

Por sí mismos no producen calor ni frío, que les llega de fuentes externas (caldera o máquinas frigoríficas) por tuberías de agua o gas refrigerante. Puede, no obstante, haber un aporte propio de calor mediante resistencias eléctricas de apoyo incorporadas en algunos equipos.

Consta de una entrada de aire exterior, un filtro, un ventilador, uno o dos intercambiadores de frío/calor un humidificador (para invierno), y un separador de gotas.

Para dicho uso su constitución varía según fabricante y solicitud. Debe advertirse que, en función de uso, no todos los climatizadores tienen todas las partes que se relacionan a continuación:

➤ **Entrada de aire y mezcla**

El aire que ha de ser tratado en el climatizador puede ser:

- Aire exterior: Para que el sistema cumpla con uno de los cometidos de la climatización, que es la ventilación, el climatizador se encarga de introducir el aire de renovación y, tras su tratamiento, enviarlo a los locales.
- Aire mezclado: El caudal de aire necesario para transportar la energía térmica es mayor que el necesario para la ventilación y, por otro lado, el aire retornado de los locales es aire ya tratado, y contiene energía térmica que conviene aprovechar; por ello, en ciertos casos, además de tomar aire exterior, el climatizador toma aire de los conductos de retorno y lo mezcla con el aire de ventilación (aire primario), tratando conjuntamente la mezcla antes de introducirlo en los locales en las condiciones adecuadas.

Para mezclarlos hay una cámara o caja de mezcla en la que, por medio de compuertas motorizadas, se dejan pasar caudales adecuados de uno y otro conforme a las exigencias de caudal de aire de ventilación, a las condiciones del aire de retorno y a las necesidades de los locales. El climatizador también se encarga de expulsar al exterior el aire de retorno sobrante.

No siempre se utiliza la mezcla de aires, porque el aire recirculado puede no estar en adecuadas condiciones (olores, bacterias...) y entonces solamente se trata el aire exterior (aire primario) pero, para no tener que introducir caudales excesivos de aire exterior, debe llevarse la energía térmica que falta, por medio de conducciones de agua, a elementos terminales (ventiloconvectores, inductores).

➤ **Batería de filtros**

Los filtros de aire retienen las partículas en suspensión mejorando la calidad de aire a impulsar. El tipo de filtro varía conforme sean las exigencias de pureza. A modo de ejemplo, no es lo mismo el aire que puede circular por un edificio de oficinas que el de un hospital, y éste es distinto también al de un pabellón quirúrgico. De esta manera, y a mayor exigencia en la labor de filtrado del aire, no solo se debe limpiar el aire de partículas de distintos tamaños sino también eliminar microorganismos con la adición de filtros especiales como los filtros electrostáticos y los de carbón activo para la eliminación de olores.

➤ Baterías de frío y calor

Las baterías de frío y calor son serpentines por los cuales circula agua, fluido tratado por elementos o máquinas térmicas auxiliares a la unidad manejadora de aire. El agua fría se obtiene en una enfriadora de agua o "chiller" que, evaporando un refrigerante en un evaporador de placa o doble tubo, enfría el agua hasta una temperatura apta para el proceso. Este serpentín suele estar antes –en sentido del flujo de aire a través de la UMA- que el de calor, con la finalidad de condensar la humedad ambiente excedente sobre el serpentín. El agua caliente que circula por el serpentín de calor se suministra desde una caldera. En la actualidad se están utilizando combinaciones de caldera, bombas de calor y colectores solares en pos de la eficiencia energética.

Las tuberías de agua que conectan a los serpentines, tanto fría como caliente, deben tener válvulas motorizadas de manera que la temperatura (agua mezclada) o el caudal (válvula partidora de tres vías) de agua sea proporcional a lo requerido por los termostatos o entalpímetros, según sean los elementos de control.

Y en instalaciones menores, donde la implantación de unidades auxiliares como enfriadores de agua y calderas resulta muy costoso e injustificado, se utilizan a veces un sistema de refrigeración de expansión directa para la batería de frío y otro de resistencias eléctricas para calefacción por efecto Joule. No obstante lo anterior, los costos operativos asociados a este tipo de equipos son elevados.

➤ Control de la humedad

El control de la humedad en verano se hace en la batería de refrigeración, en cuyas aletas condensa el exceso de vapor de agua, pero en invierno es necesario un humificador, o humectador, que puede ser de varios tipos (placas, membrana...) y siempre, un separador de gotas, que impide que el agua condensada o del humificador, en forma de gotas, entre en el circuito de distribución.

Estos dispositivos requieren una bandeja de recogida de agua condensada y el humificador de un suministro de agua limpia.

➤ **Batería de poscalentamiento**

Sirve para recalentar el aire tras pasar por la sección de humectación. Efectivamente, si el aire se calentase desde el primer momento (batería de calentamiento) a la temperatura de impulsión, se correría el riesgo de que absorbiera más humedad de la debida y, como se impulsa a una temperatura unos 10 °C más alta que la requerida en el ambiente, al enfriarse podría dar un ambiente muy húmedo e incómodo e incluso llegar al punto de rocío.

➤ **Ventilador**

Es el elemento mecánico que debe generar el caudal y alcanzar la presión estática necesarios para hacer circular el aire acondicionado por la red de conductos a través de la instalación. Si bien es cierto que los ventiladores axiales son los que generan mayor caudal de aire, su configuración física y bajo par de fuerzas los deja por debajo de los ventiladores centrífugos (a veces llamados sirocós) cuya mayor presión estática los convierte en los ideales para este tipo de equipos, ya que el aire debe circular fluidamente a través de los filtros, baterías de frío y calor y redes de conductos hasta los distintos difusores del sistema.

➤ **Distribución de aire**

Una vez tratado el aire, se distribuye por los locales mediante una red de conductos y sus correspondientes rejillas, difusores, etc.

➤ **Eficiencia energética**

Una de las grandes aplicaciones de los variadores de frecuencia en instalaciones de climatización está ligada a motores en equipos climatizadores cuando la instalación requiere menor caudal de aire en circulación, esto debido a una menor carga térmica o menor ocupación de la instalación. Para esto, el variador de frecuencia hace que el motor gire a menor velocidad angular con el consecuente ahorro energético por baja carga, disminuyendo el caudal total de aire en régimen. Por su parte, es posible restringir parcial o totalmente determinados conductos de ventilación por medio de compuertas servoasistidas o dumpers con la finalidad de mantener la misma velocidad

y caudal de descarga requeridos en los espacios que se siguen climatizando a plena carga.



Capítulo 3: Situación actual



3.1. Introducción

En este capítulo se va a especificar detalladamente la instalación de la que vamos a proponer la mejora, sus fases, elementos de producción, transporte y distribución. Se describirá la situación del centro comercial. Obviamente como tratamos de proponer una mejora del rendimiento de la instalación nos ocuparemos en profundidad de analizar los centros de producción de las fases que componen el centro cuyos principales componentes que se desarrollarán son las torres de refrigeración, máquinas de absorción, climatizadoras y bombas existentes.

3.2. Descripción del edificio

El Centro Comercial Sevilla Factory es un edificio de una sola planta que dispone de mall (o zonas comunes) y locales comerciales. Dispone de 16.500 m² de tiendas con más de 200 marcas distintas. El centro está compuesto por un solo edificio, con una galería interior, y dispone de parking exterior. Se completa con establecimientos de restauración y un parque infantil. El centro objeto del presente proyecto, se encuentra en Sevilla, limitado al Noreste por la “Avenida del Ingeniero José Luis Prats” y con la autovía Sevilla-Cádiz al Suroeste.

El edificio se realizó en dos fases. Inicialmente solo existía la primera fase y en una ampliación posterior se realizó la segunda fase. A causa de esta ampliación se instaló el centro de producción en una plataforma para la segunda fase, la primera fase tenía el suyo propio. Estos se explicarán en este capítulo.



Figura 3.1. Situación geográfica del centro comercial.

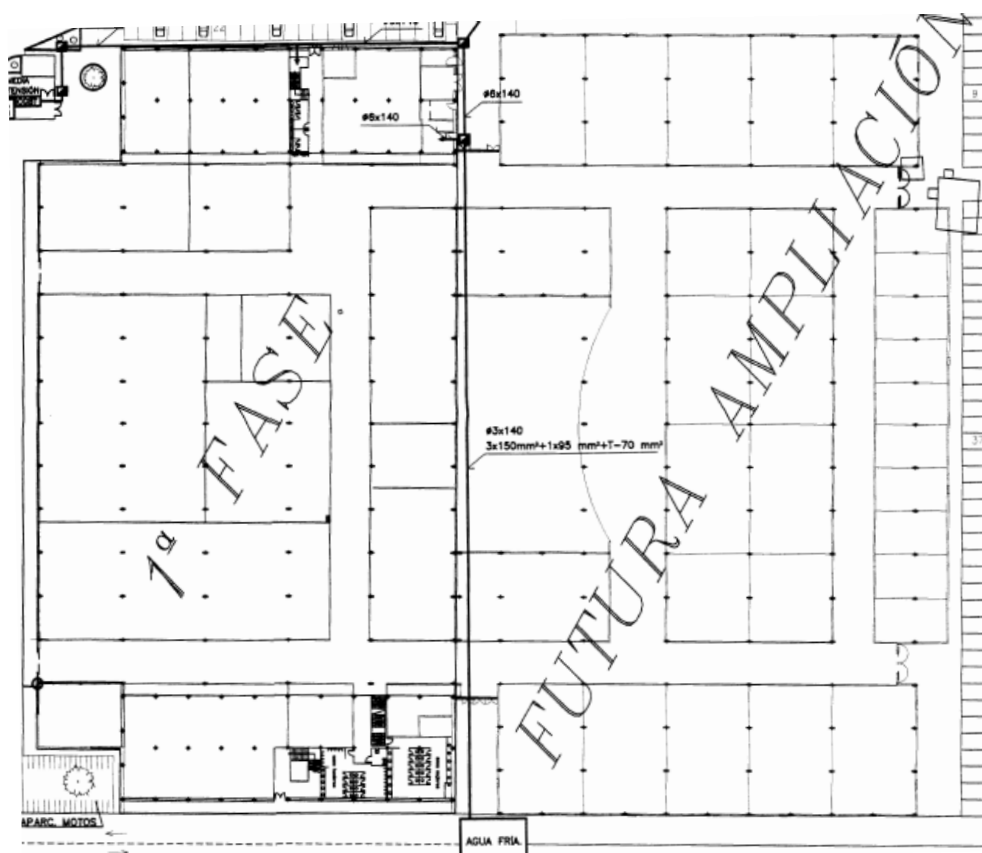


Figura 3.2. Descripción de fases antes de la ampliación.

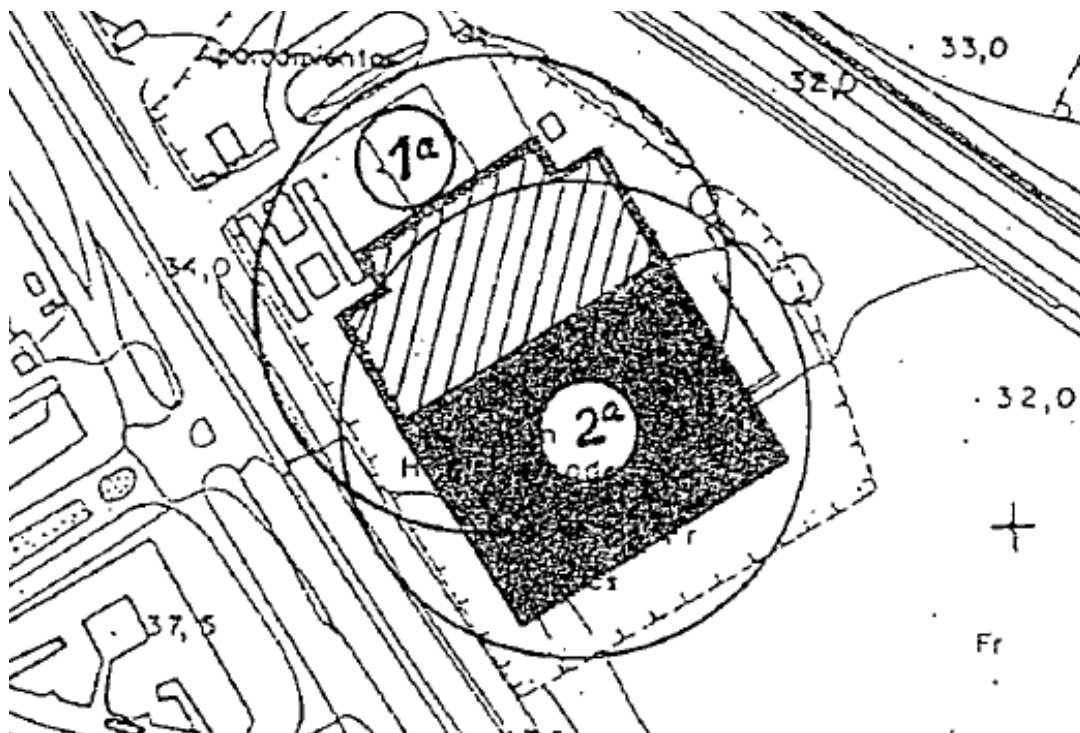


Figura 3.3. Descripción de fases.

El centro consta de una nave industrial con estructura de hormigón prefabricado y distancia entre los pórticos de 12 metros. En el interior se inscribe un pasillo con estructura metálica que dispone de un lucernario cenital de forma que proporciona una iluminación natural, para que los días luminosos proporcionen luz natural suficiente.

La cubierta se resuelve con chapa prelacada, aislamiento y lámina continua impermeable polimérica (cubierta invertida).

Los cerramientos hasta 4,80 metros se realizan en mortero de cal expandido o aireado y la coronación con sándwich de chapa grecada y prelacada de acero galvanizado. Toda la carpintería es metálica.

En la *figura 3.4.* podemos observar los diferentes locales que componen el centro comercial, así como la situación de las climatizadoras (indicadas con números del 1 al 6) y distribución de los difusores a lo largo en los diferentes pasillos.

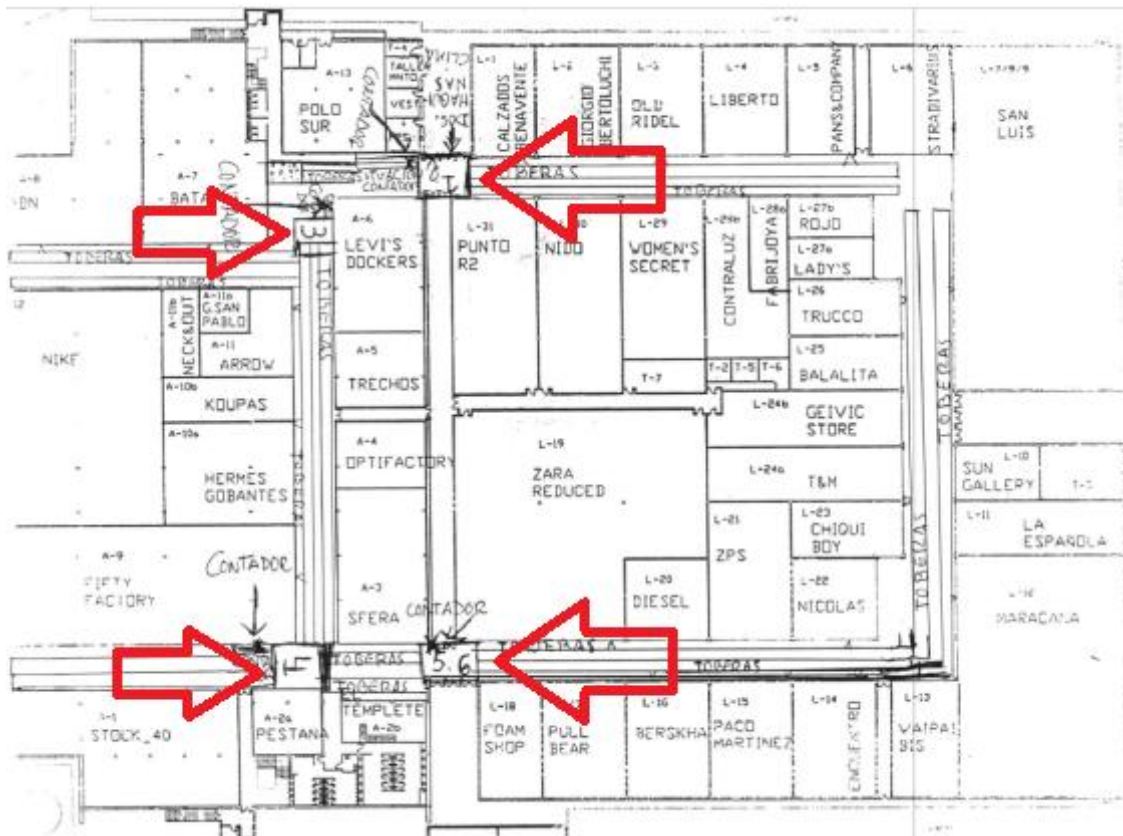


Figura 3.4. Locales del centro.

En adelante se detallarán las fases que componen el centro.

3.3. Descripción instalación fase I

3.3.1. Esquema de principio

El esquema de principio de la central de producción de la fase I se presenta en la figura 3.5.

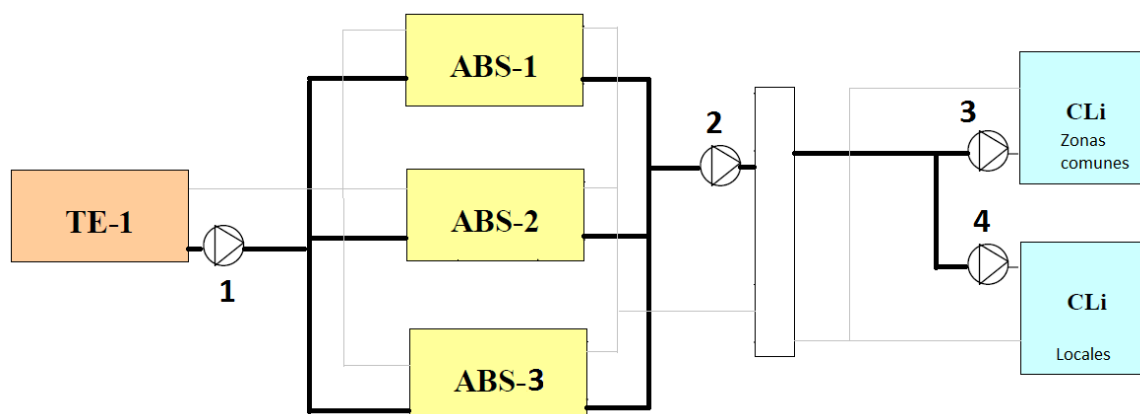


Figura 3.5. Esquema de principio fase I.

En la *tabla 3.1.* se explican de manera resumida que nomenclatura corresponde con que componente.

Clasificación esquema	Elemento	Modelo
1	Grupo motor-bomba de la torre de recuperación	Sedical SIP80/165-4 K
2	Grupo motobomba del primario de colector	Sedical SIP80/165-5.5 K
3	Grupo motobomba del secundario del colector (Circuito zonas comunes)	Sedical SIP125/215-18.5 K
4	Grupo motobomba del secundario del colector (Circuito locales)	Sedical SIP200/315-30 K
TE-1	Torre de recuperación	Baltimore Aircoil S-3754-PM
ABS-1	Planta de absorción 1	Yazaki CH-V100
ABS-2	Planta de absorción 2	Yazaki CH-V100
ABS-3	Planta de absorción 3	Yazaki CH-V100

Tabla 3.1. Componentes esquema de principio fase I.

El funcionamiento de la instalación es muy sencillo, las tres máquinas de absorción queman gas natural para dar frío o calor según se demande, como resultado del proceso tenemos a la salida de la maquina agua caliente o frío que mediante la bomba (Grupo motobomba del primario de colector) nº 2 en el esquema de principio, llega contra el colector que distribuye el agua a las climatizadoras de las zonas comunes o de los locales con la ayuda de las bombas nº 3 y 4. Además la bomba nº 1 hace llegar a la torre de enfriamiento el agua de las tres máquinas de absorción para su refrigeración.

Pasamos a describir las características de cada equipo.

3.3.2. Grupos motobomba

Los grupos motobomba Sedical SIP que forman parte de la instalación sonde rotor seco y trabajan a 2.900 rpm. Los modelos de la gama Sedical SIP se encuentran en los catálogos referenciados en la bibliografía. Los que resumimos en la *tabla 3.2*.

Modelo	Potencia (kW)	Ubicación
SIP80/165-4 K	4	Torre de recuperación
SIP80/165-5.5 K	5.5	Primario Colector
SIP125/215-18.5 K	18.5	Secundario Colector (Circuito zonas comunes)
SIP200/315-30 K	30	Secundario Colector (Circuito locales)

Tabla 3.2. Motobombas fase I.



Figura 3.6. Motobomba modelo Sedical SIP.

3.3.3. Planta de absorción

El modelo instalado es Yazaki CH-V100 las características técnicas de este equipo son las de la *figura 3.7*.

Especificaciones CH-V60 ~ CH-V100					
			Modelo		
Item			CH-V60	CH-V80	CH-V100
Capacidad de refrigeración		kW	211	281	352
Capacidad de calefacción		kW	175	233	292
Agua caliente-fría	Temperatura agua fría	entrada °C	12,5		
		salida °C	7,0		
	Temperatura agua caliente	entrada °C	48,4		
		salida °C	55,0		
	Caída de presión del evaporador kPa		44,1	78,4	88,2
	Presión máxima de funcionamiento		392,3		
	Caudal agua recomendado l/s		9,2	12,2	15,3
	Volumen de agua retenido l		190	240	306
Agua de enfriamiento	Calor de desecho kW		386	514	644
	Temperatura del agua de enfriamiento	entrada °C	29,5		
		salida °C	35,5		
	Caída presión absorb./condensador kPa		63,7	63,7	93,1
	Presión máxima de funcionamiento		392,3		
	Caudal agua recomendado l/s		15,2	20,3	25,4
	Retención de agua l		311	411	534
Combustible	Tipo de combustible		Gas ciudad, Gas natural y GLP		
	Consumo de combustible kW	Refrigeración	211	281	352
		Calefacción	211	281	352
Electricidad	Suministro de fuerza		400 Vca, 50 Hz, trifásico		
	Consumo W	Refrigeración	1.900	2.100	2.300
		Calefacción	1.900	2.100	2.300
Control	Refrigeración		On - Off		
	Calefacción		On - Off		
Combustión	Quemador		Tiro forzado		
	Ignición		Chispa intermitente		
	Detector de llama		Varilla de corrección		
Dimensiones	Anchura	mm	1.840	1.840	1.840
	Profundidad	mm	1.890	1.890	1.890
	Altura	mm	2.400 (2.830)	2.400 (2.830)	2.400 (2.830)
Tuberías	Agua caliente-fría	mm	80A	100A	100A
	Agua de enfriamiento	mm	100A	125A	125A
	Suministro de gas	mm	50A(GN)/40A(LP)	50A(GN)/50A(LP)	50A(GN)/50A(LPG)
Cuerpo	Peso en seco	Kg	2.930	3.400	3.900
	Color de la cubierta. Acabado final		Cubierta para intemperie apta para aplicaciones		

El consumo de fuerza no incluye las bombas externas ni el ventilador de la torre de enfriamiento. La entrada de combustible se basa en el poder calorífico superior del gas. Las especificaciones se basan en un factor de suciedad del circuito de agua de 0.086 M₂ hr °C/kW. Las dimensiones en () incluyen la cubierta y los tornillos de nivelación.

Figura 3.7. Características Yazaki CH-V100.

Cuando varios equipos de absorción trabajan en paralelo, existen varias combinaciones posibles entre los equipos de absorción y las torres de refrigeración. Pueden diseñarse de manera que cada unidad de absorción disipe su calor mediante una torre de uso exclusivo, o que dos (o más) unidades de absorción utilicen una torre común para la disipación del calor, aunque su funcionamiento sea independiente. En este caso, una sola bomba aspira el agua de enfriamiento de la torre y la hace circular a través de los equipos de absorción.

Las características de la combustión de este equipo son:

- Quemador Tiro forzado.
- Ignición Chispa intermitente.
- Detector de llama Varilla de corrección.

Para obtener el EER y el COP de la máquina utilizamos los datos de la *figura 3.7*.

$$EER = \frac{\text{Capacidad de refrigeración (kW)}}{\text{Consumo de combustible (kW)}} = \frac{352\text{kW}}{352\text{kW}} = 1$$

$$COP = \frac{\text{Capacidad de calefacción (kW)}}{\text{Consumo de combustible (kW)}} = \frac{292\text{kW}}{352\text{kW}} = 0.83$$

Como se puede observar en las características este equipo puede funcionar tanto en modo de frío como de calor por lo que abastece al centro para el periodo de verano y de invierno. Aunque en este tipo de “tiendas factory”, y en general en las “mall” de los centros comerciales no se da calefacción a los locales, cada usuario lo resuelve por sus propios medios. La razón es que la carga energética del local hace innecesaria calefacción, y solo se requiere en general refrigeración. Sin embargo, aprovechando que se utiliza un ciclo de absorción se puede disponer de agua caliente sin coste energético adicional.

3.3.4. Unidades terminales

Existen 2 unidades de tratamiento de aire CARRIER 39FD-570 de 25.000m³/h para filtrar y vehicular el volumen necesario para la fase I. Sus condiciones de ensayo no se indican en el catálogo pero suponemos que son las Eurovent. Cada U.T.A. atiende un lateral y ½ nave central, alimentada mediante un anillo de distribución de chapa galvanizada, que a su vez alimenta ramales de distribución realizados del mismo material. En la *figura 3.8.* podemos ver donde están situadas las dos unidades que se denotan con los números 3 y 4.

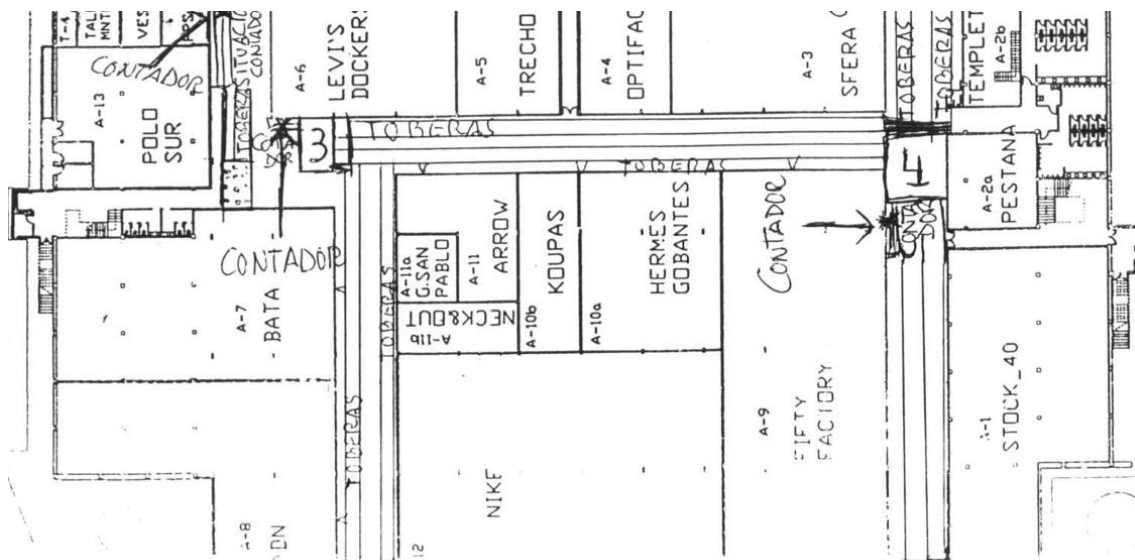


Figura 3.8. Unidades de tratamiento de aire fase I.

3.3.5. Instalación de distribución de agua

La instalación de agua consta de 4 anillos, 2 por fase. De cada una de las fases un circuito corresponde a los locales y otro a las zonas comunes.

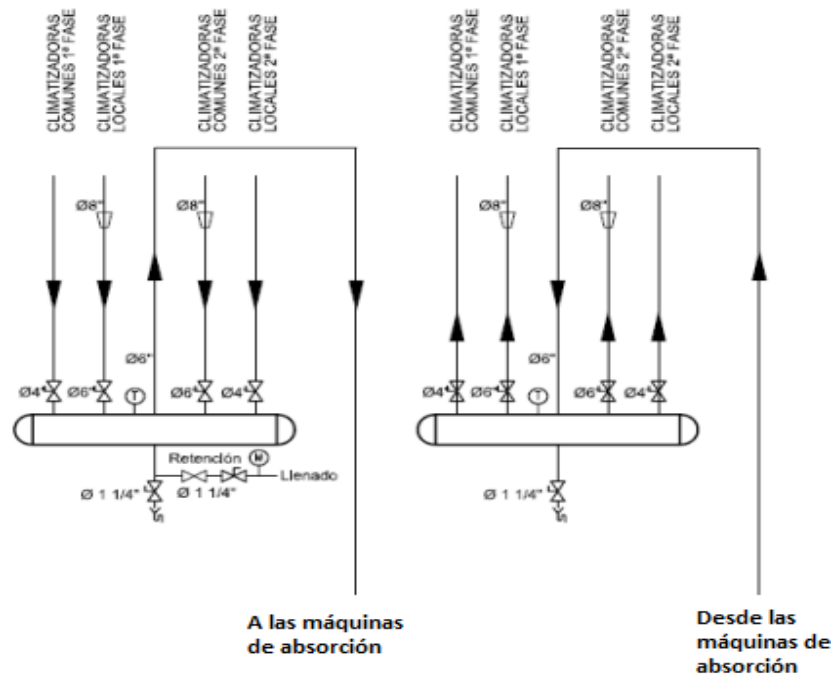


Figura 3.9. Colectores de distribución de agua por el centro.

El sistema de bombeo se compone de 2 bombas en paralelo, una de reserva y una de servicio que está equipada con variador de frecuencia para conseguir que:

- 1) La presión diferencial permanezca constante.
- 2) Ahorrar energía, ya que, presumiblemente la medida de los caudales no llegue al 70% y la caída de presión a la mitad, con lo que el consumo baja a la tercera parte del instalado. El variador es común mediante conmutación.

Los circuitos de agua que abastecen a los locales y a las zonas comunes se pueden distinguir en la *figura 3.10*. porque el sistema de línea discontinua es el de las zonas comunes y el de los locales está representado por línea continua.

Como podemos observar en la *figura 3.10*. el diámetro de las tuberías varía a lo largo del circuito, siendo el que abastece a los locales de 8" el de ida y de retorno al salir del colector y después en la distribución a lo largo de los locales 6". Las de las zonas comunes son de 5" a la salida del colector y 3" en las distribuciones hacia las climatizadoras.

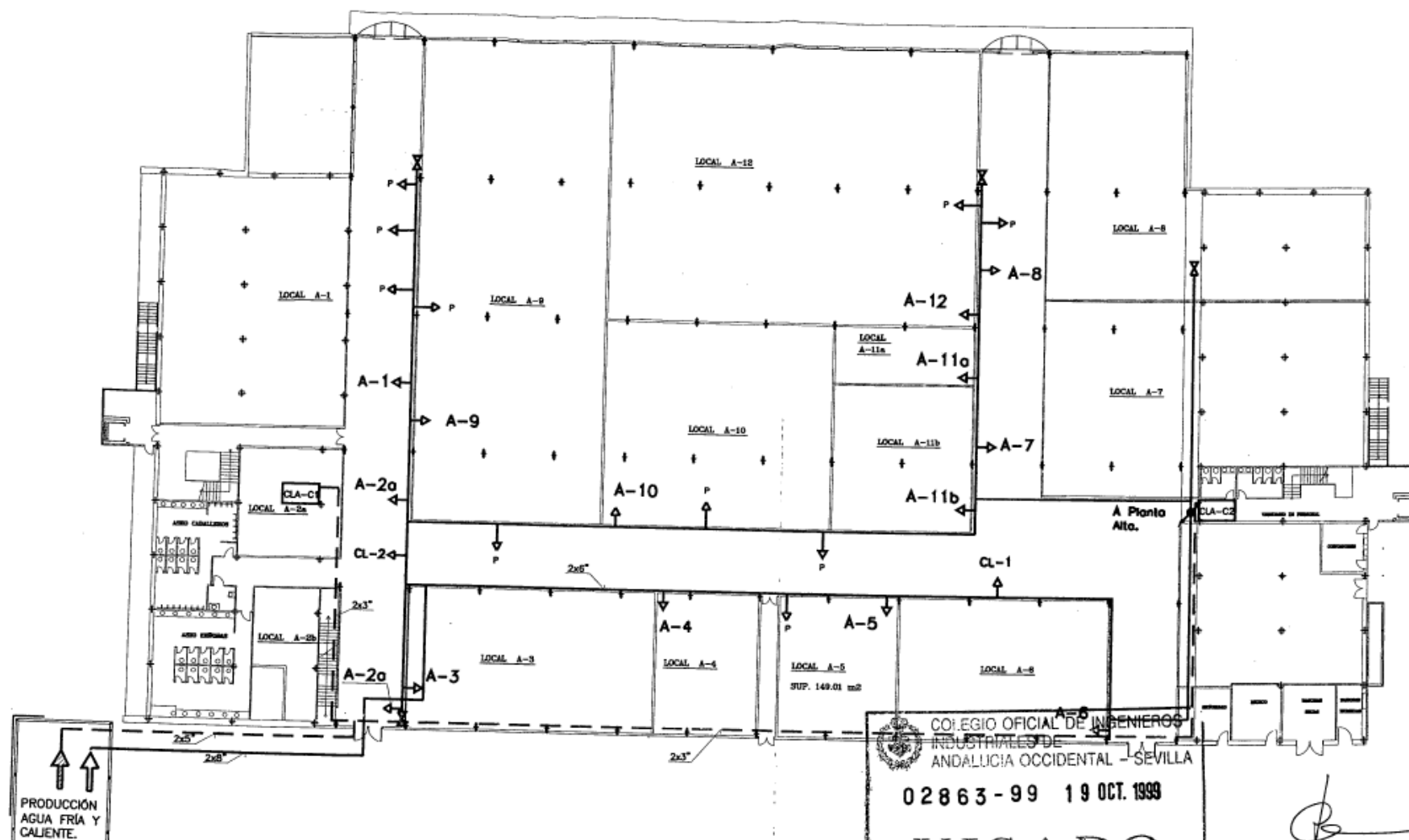


Figura 3.10. Circuito de distribución de agua fase I.

3.3.6. Cálculo del EER y COP

Para el cálculo del EER y del COP vamos a tener en cuenta los motores que intervienen en la instalación, aunque únicamente se van a incorporar en el cálculo los motores que se encuentran en el centro de producción hasta el colector de distribución, ya que como vamos a proponer únicamente la sustitución de la central de producción, los anillos de distribución son los mismos para todo el proyecto. Esto hace que el cálculo del EER y del COP para la situación actual y la mejora que se propone se hace únicamente de la central de producción.

Las potencias que se ha de tener en cuenta para los cálculos están contempladas en la *tabla 3.3*.

Ubicación	Potencia (kW)
Motor ventilador torre de recuperación	15
Motobomba torre	5,5
Motobomba primario colector	18,5
TOTAL Pm1	39

Tabla 3.3. Potencias de los motores fase I.

La potencia de cada planta de absorción es de 352kW y esta fase tiene 3 plantas. Se calcula el EER y COP del sistema de la fase I:

$$EER_{faseI} = \frac{3 \cdot \text{Capacidad de refrigeración (kW)}}{3 \cdot \text{Consumo de combustible (kW)} + Pm1} = \frac{3 \cdot 352}{3 \cdot 352 + 39} = 0.96$$

$$COP_{faseI} = \frac{3 \cdot \text{Capacidad de calefacción (kW)}}{3 \cdot \text{Consumo de combustible (kW)} + Pm1} = \frac{3 \cdot 292}{3 \cdot 352 + 39} = 0.8$$

3.4. Descripción instalación fase II

3.4.1. Esquema de principio

Se presenta el esquema de principio para esta fase en la *figura 3.11.* y su descripción y elementos en la *tabla 3.4.*

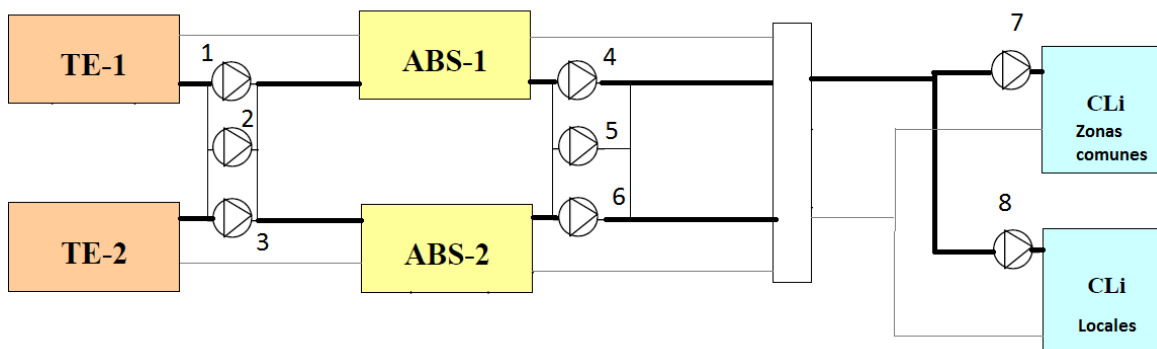


Figura 3.11. Esquema de principio fase II.

En esta fase la instalación se distribuye de manera que tenemos dos máquinas de absorción que surten al centro comercial, tanto a zonas comunes como a locales, mediante las bombas nº 4, 5 y 6 en el esquema de principio. Podemos destacar que una de estas bombas funciona como respaldo o reserva (bomba nº 6) de las otras dos que son las principales. Sondas máquinas de absorción están refrigeradas por dos torres de recuperación a las que el caudal le llegan mediante las bombas nº 1, 2 y 3. Al igual que el caso anterior una bomba actúa como reserva de las otras dos (bomba nº 3 de respaldo).

Clasificación esquema	Descripción	Elementos
1	Grupo motobomba de la torre de recuperación 1	Sedical SNM150/26 Siemens 1LA2186-6AA60
2	Grupo motobomba de la torre de recuperación 2	Sedical SNM150/26 Siemens 1LA4186-6AA60
3	Grupo motobomba reserva de las torres de recuperación	Sedical NWA 15025033 Siemens 1LA2186-6AA60
4	Grupo motobomba del primario Colector (salida ABS-1)	Sedical SIM150/295-7.5 K 6150009
5	Grupo motobomba del primario Colector (salida ABS-2)	Sedical SIM150/295-7.5 K 6150009
6	Grupo motobomba del primario Colector de reserva	Sedical SIM150/295-7.5 K 6150009
7	Grupo motobomba hacia las zonas comunes	Sedical NOWA 150315 ABB3308.2 Siemens 1LA5220-4AA60
8	Grupo motobomba hacia los locales	Sedical NOWA 149477 Siemens 1LA5220-4AA60
TE-1	Torre de recuperación 1	Baltimore Aircoil S-3754-PM
TE-2	Torre de recuperación 2	Baltimore Aircoil S-3754-PM
ABS-1	Planta de absorción 1	Carrier 16DF028
ABS-2	Planta de absorción 2	Carrier 16DF028

Tabla 3.4. Componentes esquema de principio fase II.

3.4.2. Grupos motobomba

En la *tabla 3.5*, se resumen la ubicación y el grupo formado por las diferentes bombas y motores, ya que, algunos equipos son motores y bomba en el mismo conjunto como los de los modelos Sedical SIM y Sedical SDP. Los demás grupos no están compuestos por el mismo bloque motor y bomba, como en la fase I, sino que se combinan bombas Sedical con motores Siemens.

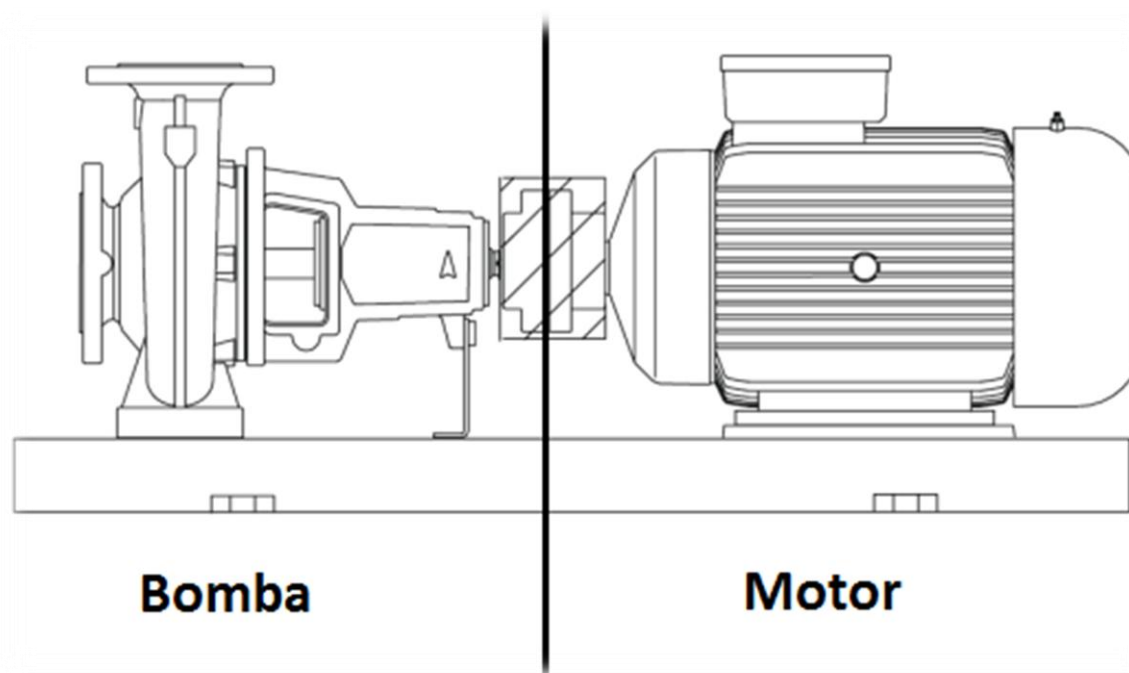


Figura 3.12. Grupos motobomba.

Ubicación	Bomba	Motor
Torre de recuperación 1	Sedical SNM150/26	Siemens 1LA2186-6AA60
Torre de recuperación 2	Sedical SNM150/26	Siemens 1LA4186-6AA60
Torre de recuperación reserva	Sedical NWA 15025033	Siemens 1LA2186-6AA60

Tabla 3.5. Ubicaciones grupos motobomba.

Ubicación		Bomba	Motor
Primario Colector (Un grupo de reserva)		Sedical SIM150/295-7.5 K 6150009 (Grupo motobomba)	
		Sedical SIM150/295-7.5 K 6150009 (Grupo motobomba)	
		Sedical SIM150/295-7.5 K 6150009 (Grupo motobomba)	
Secundario Colector (Calor)		Sedical SDP100/150-7.5 K 3620009 (Grupo motobomba)	
Secundario Colector	Circuito zonas comunes	Sedical NOWA 150315 ABB3308.2	Siemens 1LA5220-4AA60
	Circuito locales	Sedical NOWA 149477 15035BMO	Siemens 1LA5220-4AA60

Tabla 3.5. (Continuación) Ubicaciones grupos motobomba.

Pasamos a detallar las características técnicas de los componentes de la instalación.

➤ **Motores Siemens**

Motor	Tipo	Potencia (kW)	Nº de polos	Protección
1LA2186-6AA60	Motor baja tensión	15	6	IP 55
1LA4186-6AA60	Motor baja tensión	15	6	IP 55
1LA5220-4AA60	Motor baja tensión	37	4	IP 55

Tabla 3.6. Características motores Siemens.

Estos motores Siemens van formando varios grupos motobomba con bombas Sedical como se indican en las tablas anteriores.

➤ **Bombas Sedical**

Modelo	Potencia (kW)	Revoluciones (rpm)	Imagen
SIM150/295-7.5 K	7,5	1.400	
SDP100/150-7.5 K	7,5	2.900	

Tabla 3.7. Características bombas Sedical.

La bomba Sedical SDP100/150-7.5 K entra en funcionamiento para calefacción y solo abastece a las climatizadoras de las zonas comunes, no de los locales. El circuito de frío abastece a las climatizadoras de los locales y de las zonas comunes.

3.4.3. Planta de absorción

La planta de absorción es de la marca Carrier modelo 16DF028. Es de llama directa y doble efecto con las características técnicas indicadas en la *figura 3.13*.

UNIT 16DF	028
COOLING CAPACITY (kW)	985
HEATING CAPACITY (kcal/hr)	711 220
CHILLED WATER	
Flow Rate (L/s)	42.3
Pressure Drop (kPa)	45.3
COOLING WATER	
Flow Rate (L/s)	79.5
Pressure Drop (kPa)	88.6
HOT WATER	
Flow Rate (L/s)	35.5
Pressure Drop (kPa)	31.9
FUEL CONSUMPTION	
Natural Gas (m ³ /hr)	98.0
No. 2 Oil (L/hr)	90.8
COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP)	
Natural Gas	.97
No. 2 Oil	1.0

ARI — Air Conditioning and Refrigeration Institute

HHV — Higher Heating Value

NOTE: Ratings are based on ARI 560, latest edition, 12.2/6.7 C (.043 L/s-kW) chilled water; 29.4 C (.081 L/s-kW) cooling water; 54.4/60 C hot water; fouling factor .000044 m²-hr-°C/w; natural gas heating value 8899 kcal/m³ (HHV); No. 2 oil heating value 9320 kcal/L.

Figura 3.13. Características Carrier 16DF028.

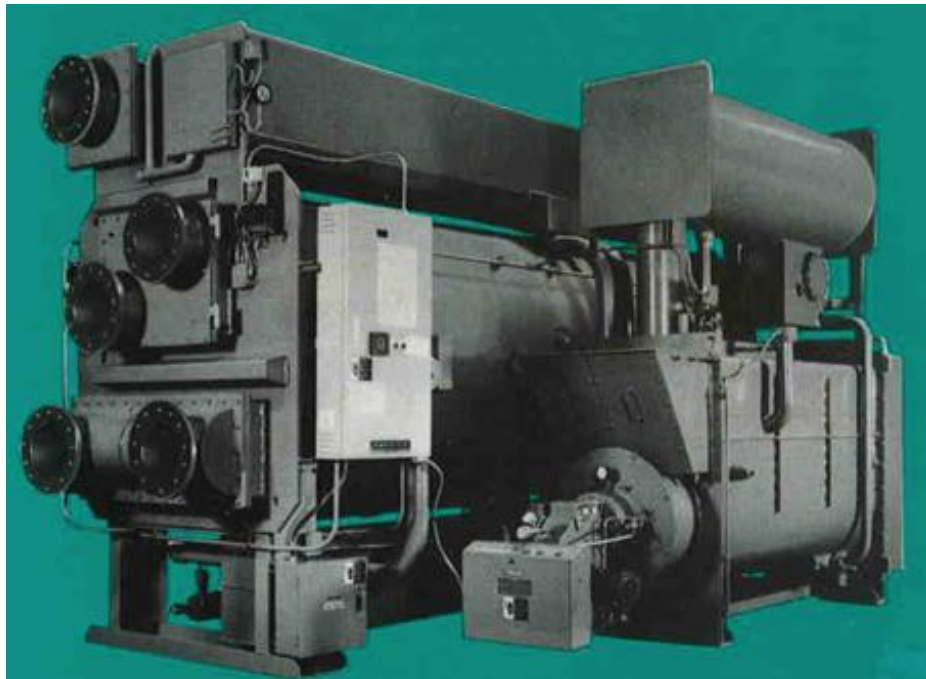


Figura 3.14. Carrier 16DF028.

Tenemos los diferentes valores del EER para diferentes rangos de carga de la planta de absorción expresados en la *tabla 3.8*.

Rango de carga	EER
25%	0,95
50%	1,14
75%	1,08
100%	0,97

Tabla 3.8. EER a diferentes rangos de carga Carrier 16DF028.

La capacidad de calefacción es de 711220 kcal/hr que equivalen a 827,15kW. La potencia frigorífica de una planta absorción es 985 kW con EER=0,97.

$$EER = \frac{\text{Capacidad de refrigeración (kW)}}{\text{Consumo de combustible (kW)}} = \frac{985kW}{\text{Consumo de combustible (kW)}} = 0,97$$

$$\text{Consumo de combustible (kW)} = 1015,46kW$$

$$COP = \frac{\text{Capacidad de calefacción (kW)}}{\text{Consumo de combustible (kW)}} = \frac{827,148kW}{1015,46kW} = 0,81$$

3.4.4. Unidades terminales

Son 4 las unidades de tratamientos de aire o climatizadores que proveen a la fase II. Son del modelo 39FD-770 de CARRIER con descarga lateral para un caudal de 40.000 m³/h a 150 Pa equipada con filtros y compuerta, potencia aproximada 12 CV. Sus condiciones de ensayo, al igual que en el caso anterior, no se indican en el catálogo pero suponemos que son las Eurovent. En la *figura 3.15*. podemos ver la ubicación de estas unidades especificadas con los números 1, 2, 5 y 6.

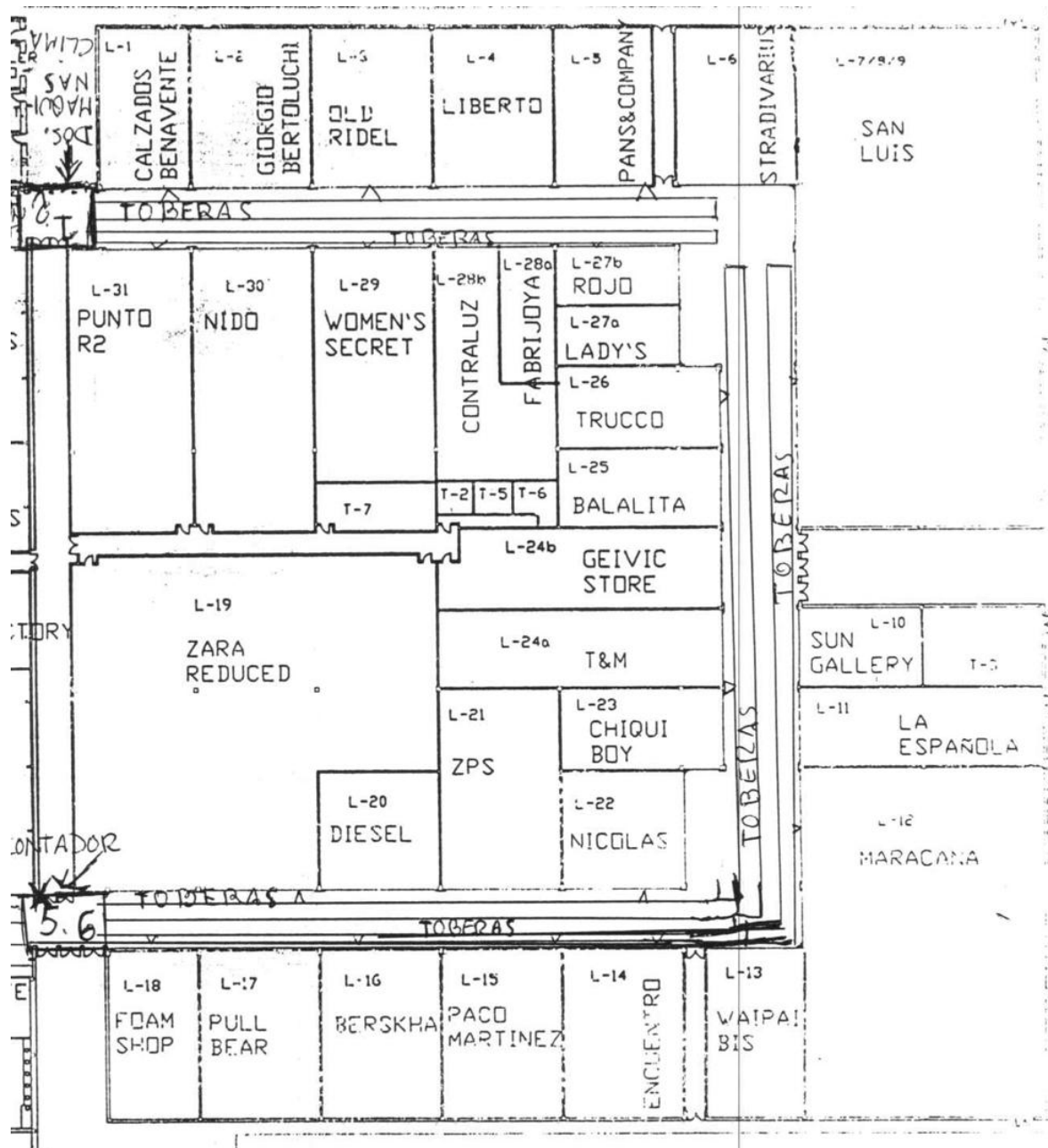


Figura 3.15. Unidades de tratamiento de aire fase II.

3.4.5. Instalación de distribución de agua

Las características de la instalación de distribución de agua de la fase II son similares a las de la fase I. La configuración del anillo de la fase 2 es la que se muestra en la figura 3.16. y figura 3.17.

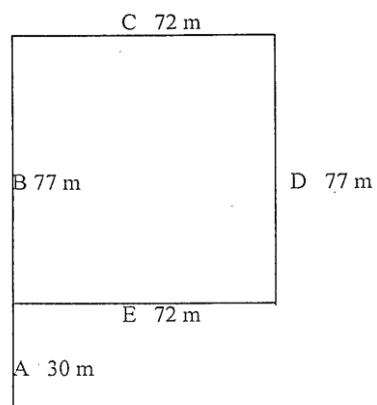


Figura 3.16. Dimisiones anillo distribución fase II.

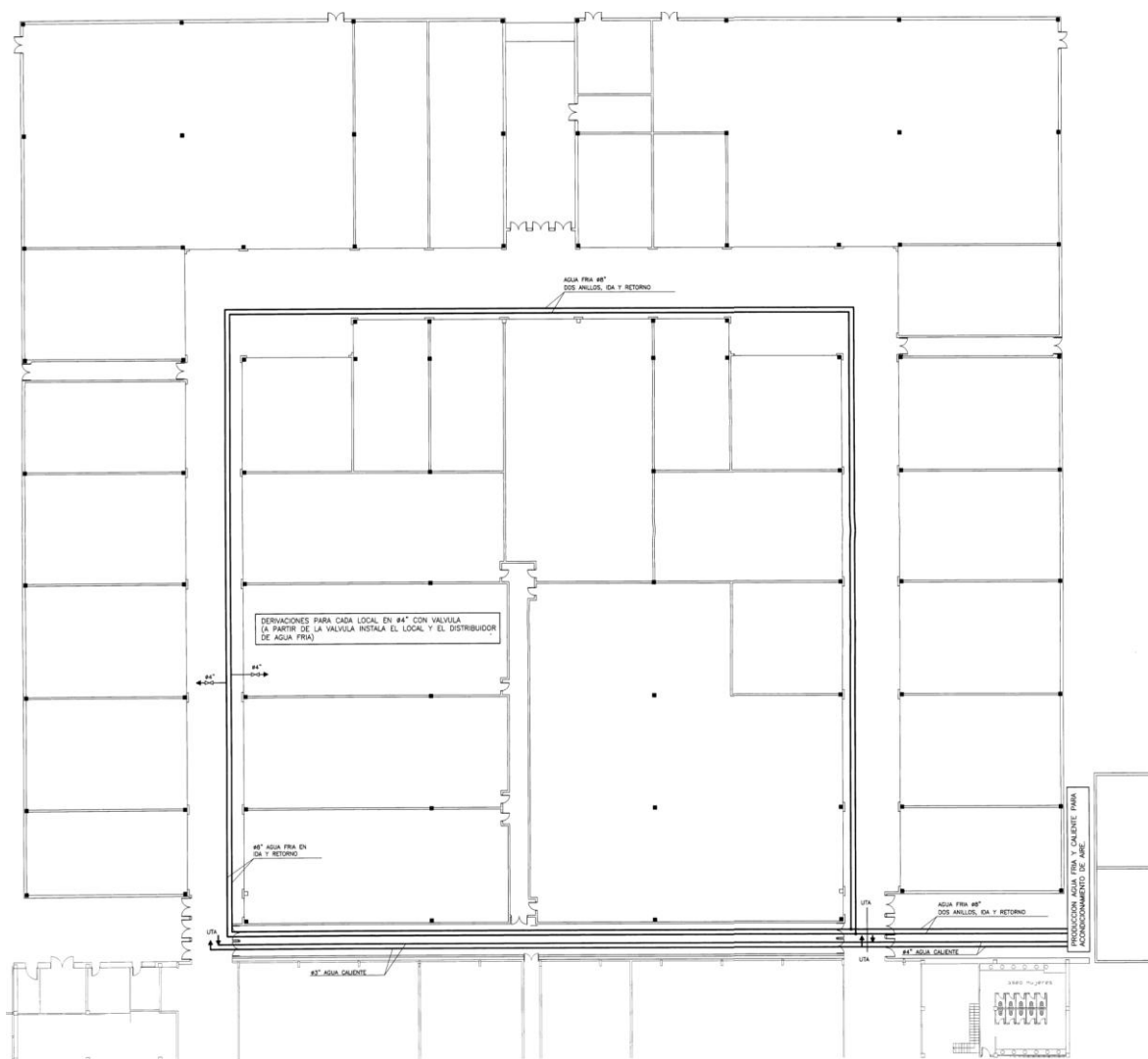


Figura 3.17. Circuito de distribución de agua fase II.

3.4.6. Cálculo del EER y COP

Las potencias de los motores para cada máquina de absorción de la fase II se presentan en la *tabla 3.9*.

Ubicación	Unidades	Potencia ud. (kW)	Potencia total (kW)
Motor ventilador torre de recuperación	2	15	30
Motobomba torre	2	15	30
Motobomba primario colector	2	7,5	15
TOTAL Pm2			75

Tabla 3.9. Potencias de los motores fase II.

EER y COP de la instalación de la fase II:

$$EER_{faseII} = \frac{\text{Capacidad de refrigeración (kW)}}{\text{Consumo de combustible (kW)} + Pm2} = \frac{2 \cdot 985}{2 \cdot 1015,46 + 75} = 0,94$$

$$COP_{faseII} = \frac{\text{Capacidad de calefacción (kW)}}{\text{Consumo de combustible (kW)} + Pm2} = \frac{2 \cdot 827,14}{2 \cdot 1015,46 + 75} = 0,79$$

3.5. Elementos comunes a ambas fases

3.5.1. Torre de recuperación

La torre de recuperación Baltimore Aircoil S-3754-PM es el modelo que está implantado en las dos fases y que refrigera la instalación.

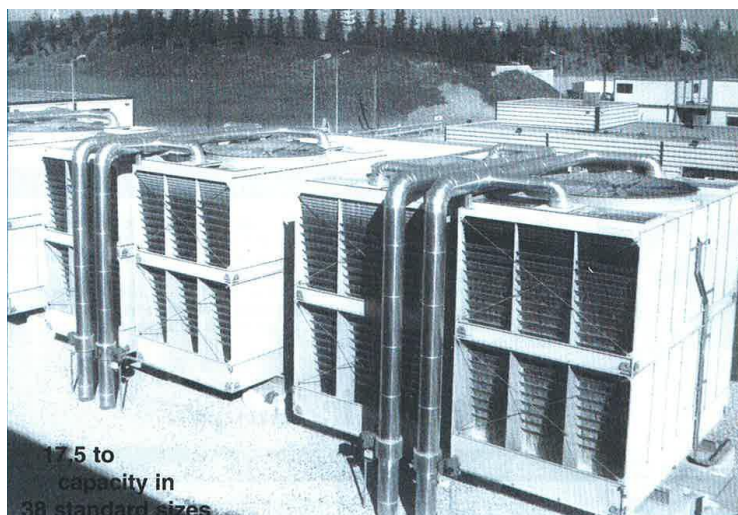


Figura 3.18. Baltimore Aircoil S-3754-PM.

Model	Motor	Air Flow	Operating Weight	Shipping Weight	Heaviest Section	Dimensions							
Model	Motor	Luchtdebiet	Bedrijfs-gewicht	Transport-gewicht	Zwaarste Deel	Afmetingen							
Modèle	Moteur	Débit d'air	Poids en service	Poids d'expédition	Section la plus lourde	Dimensions (mm)							
	(kW)	(m ³ /s)	(kg)	(kg)	(kg)	W	H	A	B	C	D	E	F
3653	11	46,3	7870	2790	2790	5500	3099	2985	2832	2750	225	4154	229
3654	15	50,7	7880	2800	2800	5500	3099	2985	2832	2750	225	4154	229
3754	15	54,7	8950	3160	3160	6180	3556	3442	3289	3090	251	4834	238

Figura 3.19. Características Baltimore Aircoil S-3754-PM.

Como podemos observar para este modelo de torre el motor del ventilador consume 15kW, el flujo de aire que entra por el ventilador es de 54,7 m³/s. Se tiene una sola torre de este tipo para la fase I y dos para la fase II. Las condiciones nominales las consideramos como temperatura entrada/salida de agua=35/29,4°C y temperatura de bulbo húmedo del aire de 25,6°C.

3.5.2. Distribución y difusión de aire.

La regulación será termostática en la salida del colector. La difusión de la ventilación es directa, sobre toda la superficie en la nave central. Supone una temperatura en “vena de aire” (puesto que se dirige al suelo) en torno a 21°C.

Se tienen difusores LUFTEC, SCHAKO, que proporcionan 1.200m³/h, y que a una altura de 2 m del suelo conservan una velocidad entre 0,2 y 0,4 m/s con temperatura entre 0° y 20°C con regulación.

Cada ramal abastece difusores regulables para ajustar el cono de descarga a la altura adecuada para evitar molestias y conseguir un barrido completo del área. Esto es conveniente para mantener el 100% del centro ventilado, aunque no esté al 100% alquilado.

3.5.3. Instalación eléctrica y de control.

La instalación eléctrica está constituida por un cuadro general para los equipos (equipos de absorción, bombas y ventiladores de torres), y un cuadro parcial, a razón de uno por cuarto de climatizadora.

La instalación de control existente, se centra básicamente en el funcionamiento de los equipos de la sala de máquinas, limitándose el control de cada climatizadora, a una medida de retorno o ambiente, que opera sobre el actuador de la válvula de tres vías de la batería de la climatizadora correspondiente.

Los principales elementos que componen la instalación eléctrica y de control son los presentados en la *tabla 3. 10*.

Elemento	Marca	Modelo
Cuadro eléctrico de fuerza y maniobra de los elementos de la zona térmica	Sedical	S. Esquema
Cuadro eléctrico de control	G. maqueda	S. Esquema
Contador de gas	Elster	G-100
Módem	Relay	-----

Tabla 3. 10. Componentes eléctricos y de control.

3.6. EER y COP sistema completo

Presentamos en la *tabla 3.11.* un resumen del centro de producción.

	Número de enfriadoras	Capacidad refrigeración (kW)	Capacidad calefacción (kW)	Consumo combustible (kW)	Potencias motores (kW)	EER	COP
Fase I	3	352	292	352	39	0,96	0,8
Fase II	2	985	827,15	1015,46	75	0,94	0,79

Tabla 3.11. Resumen EER y COP.

El EER y el COP de la instalación completa partiendo de los calculados previamente para cada fase:

EER instalación =

$$= \frac{3 \cdot C_{\text{refrigeración fase I (kW)}} + 2 \cdot C_{\text{refrigeración fase II (kW)}}}{3 \cdot C_{\text{combustible fase I (kW)}} + P_{m1} + 2 \cdot C_{\text{combustible fase II (kW)}} + P_{m2}} =$$

$$= \frac{3 \cdot 352 + 2 \cdot 985}{3 \cdot 352 + 39 + 2 \cdot 1015,46 + 75} = 0,95$$

COP instalación =

$$= \frac{3 \cdot C_{\text{calefacción fase I (kW)}} + 2 \cdot C_{\text{calefacción fase II (kW)}}}{3 \cdot C_{\text{combustible fase I (kW)}} + P_{m1} + 2 \cdot (C_{\text{combustible fase II (kW)}}) + P_{m2}} =$$

$$= \frac{3 \cdot 292 + 2 \cdot 827,14}{3 \cdot 352 + 39 + 2 \cdot 1015,46 + 75} = 0,79$$

Capítulo 4:
Estudio de
alternativas de
mejora y
solución
adoptada

4.1. Introducción

En este capítulo se expondrán dos alternativas de producción para el centro comercial.

Las dos alternativas que se propondrán son:

- Instalación de un sistema convencional. En esta opción, para la producción de frío se estudiarán dos diferentes máquinas enfriadoras, el grado de carga horaria del sistema, el EER horario solo teniendo en cuenta las unidades enfriadoras, el consumo horario de la planta enfriadora, el consumo horario del sistema y por último el EER horario del sistema completo. Todo ello se estudiará de manera horaria para ajustar de manera eficiente la curva de las enfriadoras a la demanda del centro y comprobar que el centro queda abastecido en cada momento por la central de producción. Para la producción de calor se propone una caldera. Finalmente se hará un análisis económico para comprobar la rentabilidad de las enfriadoras.
- Instalación de un sistema de cogeneración. En este caso se propondrá la venta de energía eléctrica producida por el motor de cogeneración y el uso de la energía térmica en forma de calor para ser utilizada para proveer de calor al centro contando con una caldera de apoyo o por una máquina de absorción para abastecer de frío al centro. Además para proveer de frío en verano al centro sería necesario la instalación de enfriadoras que se usarían las calculadas previamente en el sistema convencional de refrigeración al igual que la caldera.

4.2. Demandas frigorífica y calorífica del centro

Partimos de los datos que nos proporciona el centro del consumo de frío y calor para los meses de Enero a Julio. Se considera que la distribución a lo largo del año es más o menos simétrica con valor pico en la demanda para el mes de Julio. Tenemos la *tabla 4.1.* con la distribución de la demanda.

	Frío (kWh)	Calor (kWh)
Enero	0	143.833,19
Febrero	0	143.926,00
Marzo	0	89.710,00
Abril	43.050,00	27.230,00
Mayo	88.920,00	0
Junio	183.709,00	0
Julio	315.679,00	0
Agosto	183.709,00	0
Septiembre	88.920,00	0
Octubre	43.050,00	27.230,00
Noviembre	0	89.710,00
Diciembre	0	143.926,00
Total:	947.037,00	665.565,19

Tabla 4.1. Producción frío y calor centro.

En esta *tabla 4.1.* tenemos los valores reales del año 2013 (representados en negro) de demanda de frío y calor y los valores extrapolados (representados en rojo) considerando que los meses de primavera son prácticamente iguales a los de otoño y que en el mes de Julio se tienen los consumos máximos del año de frío.

4.2.1. Demanda frigorífica

Al representar la demanda frigorífica en la *figura 4.1.* podemos ver la distribución de frío a lo largo del año.

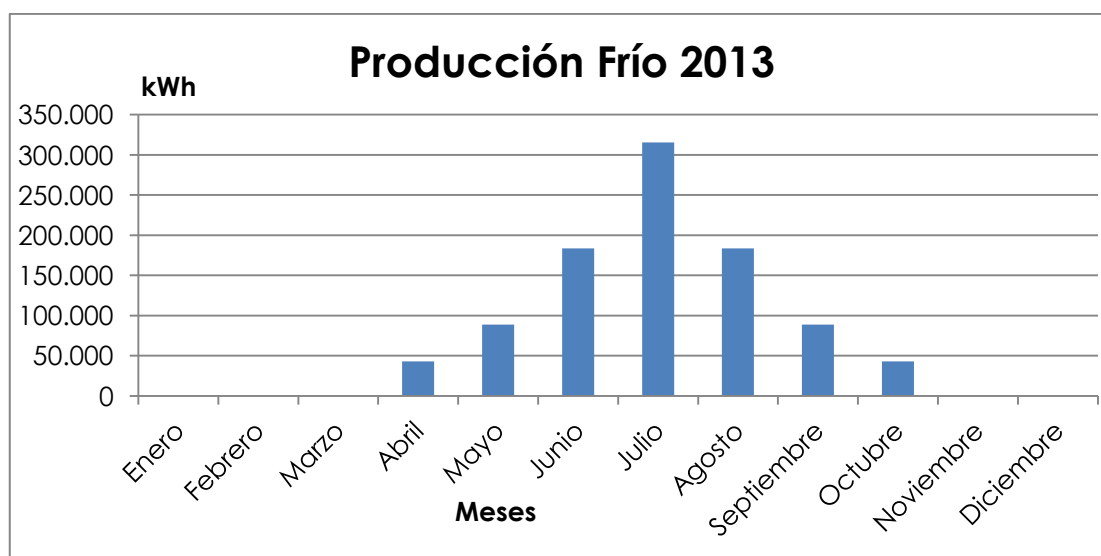


Figura 4.1. Producción frigorífica.

Con los valores expuestos anteriormente en la *tabla 4.1*, sacamos la media diaria de cada mes y observamos que el consumo total en el año es de 947.037 kWh.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Media:	0	0	0	43.050	88.920	183.709	315.679	183.709	88.920	43.050	0	0
Media Día:	0	0	0	1.722	3.420	7.348	12.142	7.066	3.557	1.656	0	0

Tabla 4.2. Demanda frigorífica medio anual.

Podemos estimar una distribución horaria como se ve en la *figura 4.2*, a partir de un día tipo de demanda del centro comercial. Para obtener esta distribución en la demanda horaria media hemos partido de datos horarios de la demanda del centro y se ha hecho una proporción de la energía que se demanda en cada hora respecto al total de un día medio.

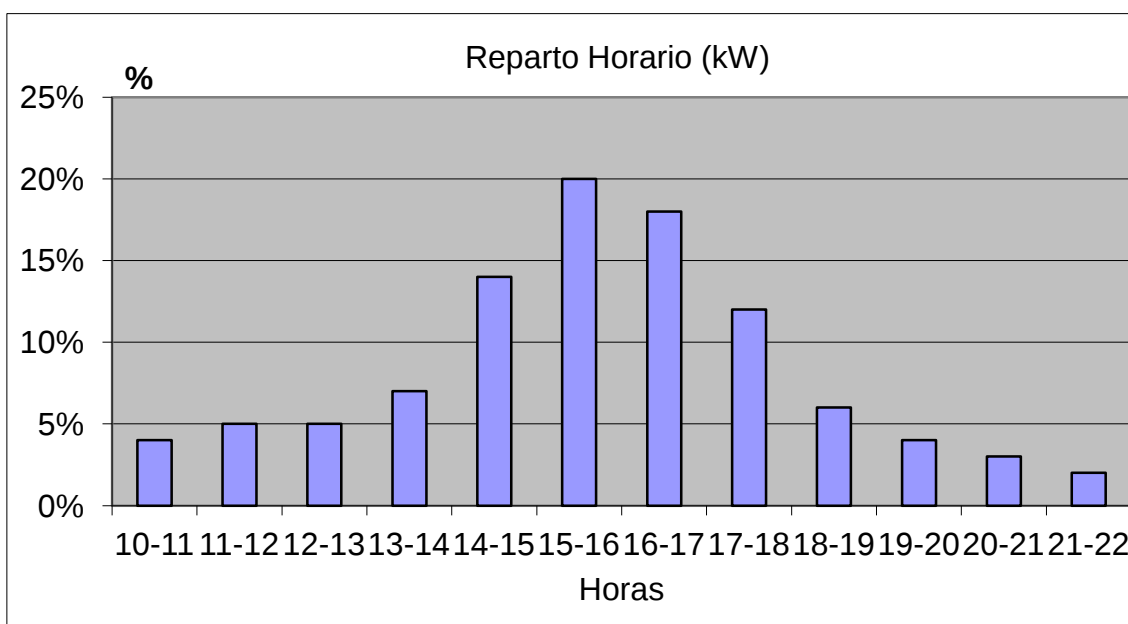


Figura 4.2. Reparto horario frío.

Partiendo de los datos medios mensuales y de la distribución horaria obtenemos el consumo hora a hora expresado en la *tabla 4.3*.

		Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Horas		0	0	0	1.722	3.420	7.348	12.142	7.066	3.557	1.656	0	0
10-11	4%	0	0	0	69	137	294	486	283	142	66	0	0
11-12	5%	0	0	0	86	171	367	607	353	178	83	0	0
12-13	5%	0	0	0	86	171	367	607	353	178	83	0	0
13-14	7%	0	0	0	121	239	514	850	495	249	116	0	0
14-15	14%	0	0	0	241	479	1.029	1.700	989	498	232	0	0
15-16	20%	0	0	0	344	684	1.470	2.428	1.413	711	331	0	0
16-17	18%	0	0	0	310	616	1.323	2.185	1.272	640	298	0	0
17-18	12%	0	0	0	207	410	882	1.457	848	427	199	0	0
18-19	6%	0	0	0	103	205	441	728	424	213	99	0	0
19-20	4%	0	0	0	69	137	294	486	283	142	66	0	0
20-21	3%	0	0	0	52	103	220	364	212	107	50	0	0
21-22	2%	0	0	0	34	68	147	243	141	71	33	0	0

Tabla 4.3. Demanda frigorífica media horaria.

Los valores máximos se resaltan en la *tabla 4.3*. Como es obvio, se producen en los meses de más calor y, por lo tanto, hay más demanda de frío por parte del centro comercial.

La potencia en la fase I, con 352 kW cada máquina de absorción teniendo tres de ellas, y en la fase II, con dos máquinas de absorción de 985 kW, resulta un total de 1056 kW instalados en la fase I y 1970 kW en la fase II, haciendo un total de 3026 kW. Lo vemos en la *tabla 4.4*. de manera resumida.

	Cantidad instalada	Potencia de cada máquinas	Total potencia
Fase I	3 máquinas de absorción	352 kW	1.056 kW
Fase II	2 máquinas de absorción	985 kW	1.970 kW
TOTAL			3.026 kW

Tabla 4.4. Potencia frigorífica total sistema actual.

Como podemos ver, ya que, el pico máximo de demanda del centro es de 2.428 kW, queda garantizado el suministro con el sistema actual.

4.2.2. Demanda calorífica

La demanda calorífica la estructuramos igual que la de frío y partimos de la distribución anual.

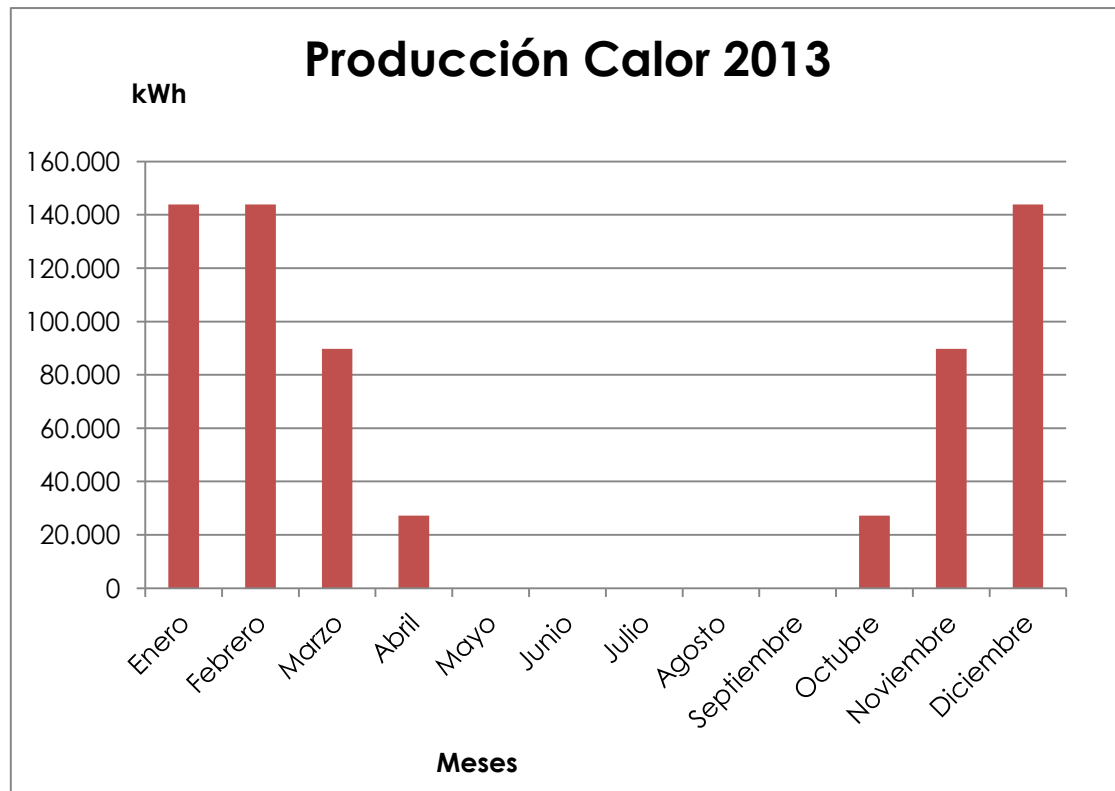


Figura 4.3. Producción calorífica.

Partimos de la demanda de calor del centro, que como hemos dicho anteriormente para las de frío esta suministrada por la propiedad del centro. La demanda de calor total del centro en el año es 665.565 kWh.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Media:	143.833	143.926	89.710	27.230	0	0	0	0	0	27.230	89.710	143.926
Media Día:	5.532	6.258	3.450	1.089	0	0	0	0	0	1.047	3.588	5.536

Tabla 4.5. Potencia calorífica medio anual.

Al igual que antes, para la demanda frigorífica podemos estimar una distribución horaria como se ve en el figura 4.4.

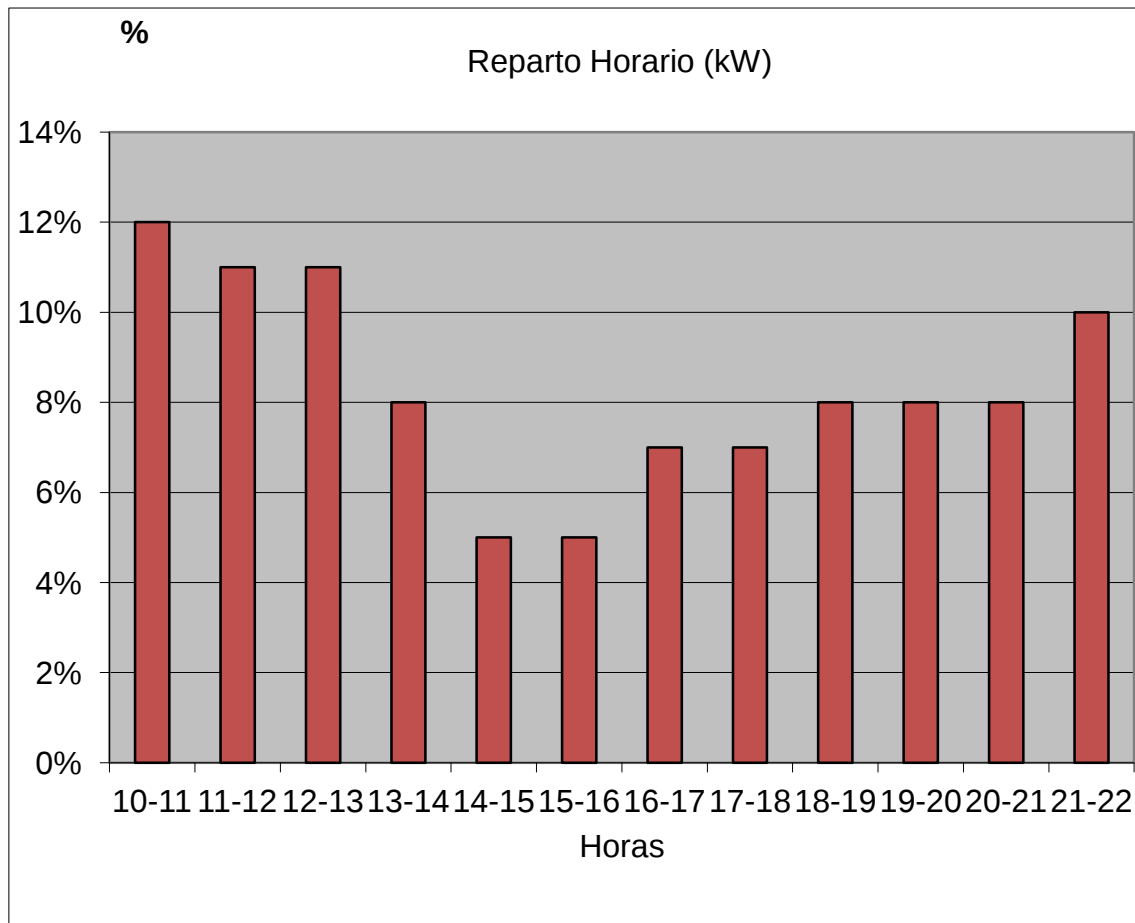


Figura 4.4. Reparto horario calor.

Partiendo de los datos medios mensuales y de la distribución horaria obtenemos la demanda hora a hora expresado en la *tabla 4.6*.

Los valores máximos se resaltan en la *tabla 4.6*. Dichos valores máximos se producen en las primeras horas de la mañana y en los meses de invierno. Comprobamos con la *tabla 4.7*, que está garantizado el suministro en todo momento.

		Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Horas		5.532	6.258	3.450	1.089	0	0	0	0	0	1.047	3.588	5.536
10-11	12%	664	751	414	131	0	0	0	0	0	126	431	664
11-12	11%	609	688	380	120	0	0	0	0	0	115	395	609
12-13	11%	609	688	380	120	0	0	0	0	0	115	395	609
13-14	8%	443	501	276	87	0	0	0	0	0	84	287	443
14-15	5%	277	313	173	54	0	0	0	0	0	52	179	277
15-16	5%	277	313	173	54	0	0	0	0	0	52	179	277
16-17	7%	387	438	242	76	0	0	0	0	0	73	251	387
17-18	7%	387	438	242	76	0	0	0	0	0	73	251	387
18-19	8%	443	501	276	87	0	0	0	0	0	84	287	443
19-20	8%	443	501	276	87	0	0	0	0	0	84	287	443
20-21	8%	443	501	276	87	0	0	0	0	0	84	287	443
21-22	10%	553	626	345	109	0	0	0	0	0	105	359	554

Tabla 4.6. Demanda calorífica media horaria.

	Cantidad instalada	Potencia de cada máquinas	Total potencia
Fase I	3 máquinas de absorción	292 kW	876 kW
Fase II	2 máquinas de absorción	827,15kW	1654,3 kW
TOTAL			2530,3 kW

Tabla 4.7. Potencia calorífica total sistema actual.

El pico máximo calculado es 751 kW en el mes de febrero de 10 a 11 de la mañana.

➤ Análisis de consumos y costes de la situación actual

Resumimos a continuación el consumo eléctrico del sistema actual. En este sistema únicamente demanda energía eléctrica los elementos auxiliares:

- Potencia total auxiliares: 109 kW.
- Horas de funcionamiento al año: 6 días/ semana*12 horas/días*52 semanas/año=3.744 horas al año.
- **Consumo eléctrico: 408.096 kWh/año.**

A continuación, expresamos el consumo de gas del sistema, siendo el consumo de las máquinas de absorción. Se ha calculado un EER equivalente y COP equivalente para ambas unidades enfriadoras.

- Consumo de gas entregando frío: 965.901,77 kWh/año.
- Consumo de gas entregando calor: 814.720,98 kWh/año.
- **Consumo de gas: 1.780.622,75 kWh/año.**

Esto supone un consumo energético total de 2.188.718,75 kWh/año.

Con un precio del gas de 0,03038 €/kWh y un precio de la electricidad de 0,0957 €/kWh este sistema tiene unos costes anuales como se muestra:

- **Coste eléctrico: 39.054,79 €/año.**
- **Coste del gas: 54.095,32 €/año.**

- Coste total: 93.150,11 €/año.

4.3. Sistema convencional

En el sistema convencional se quiere dimensionar la máquina o máquinas enfriadoras que se van a instalar para abastecer la demanda de frío del centro comercial. Para la demanda de calor se propondrá una caldera que cumpla con las condiciones de diseño.

En la central de producción las enfriadoras y la caldera harían la misma función que hacen las máquinas de absorción en el sistema actual, proveer de frío (enfriadoras) y de calor (caldera) al centro. El esquema de principio sería similar al de la situación actual.

Queremos ajustar las características de las enfriadoras a instalar para ajustarlos a la demanda y conseguir el mejor ajuste, consiguiendo el mejor rendimiento a menos costo de la instalación.

4.3.1. Producción frigorífica

Vamos a comparar un par de instalaciones: una con enfriadoras agua-agua y otra con enfriadoras aire-agua. Lo que intentamos mejorar es el EER de estas máquinas siendo muy bajo en las analizadas anteriormente, lo que implica un mayor consumo, unas mayores pérdidas y un desperdicio de dinero. Comenzamos analizando la enfriadora agua-agua.

➤ Enfriadora agua-agua

Se trata de una enfriadora de la marca Carrier modelo 19XRV4041373KDH52. El refrigerante usado por esta máquina es el R-134a. El modelo básico es el 19XR pero la diferencia con el 19XRV es que se le incluye un variador de velocidad consiguiendo así un EER mayor a carga parcial.

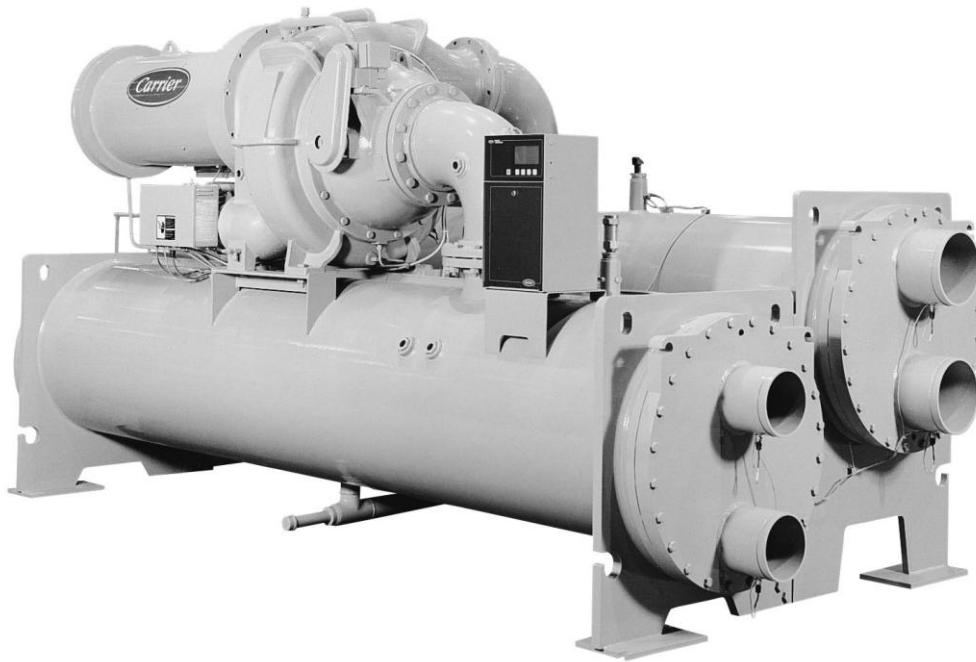


Figura 4.5. Carrier modelo 19XRV.

Output Type	Full Load
Percent Load	100,00
Chiller Capacity	1.500 kW
Chiller Input kW	259 kW
Chiller Input Power	0,173 kW/kW
Chiller COP	5,78

Figura 4.6. Características Carrier modelo 19XRV.

Analizamos el rendimiento de cada unidad, observamos el EER bajo diferentes estado de carga de la enfriadora en la *tabla 4.8*, estos valores fueron suministrados por el fabricante. Cada enfriadora es de 1.500 kW por lo que sería necesario instalar dos para que se alcance más o menos la potencia de diseño.

Carga	EER
10%	4,050
20%	6,910
30%	8,650
40%	9,790
50%	10,550
60%	9,090
70%	7,890
80%	7,190
90%	6,490
100%	5,780

Tabla 4.8. EER a carga parcial Carrier.

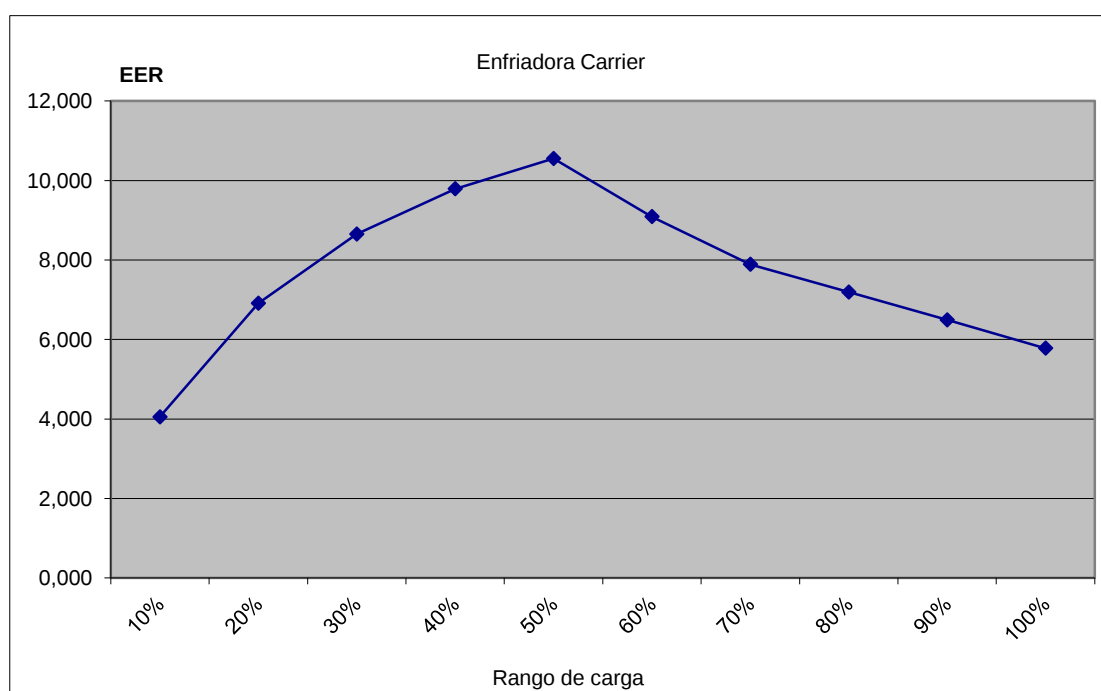


Figura 4.7. EER a carga parcial Carrier.

El sistema de dos unidades Carrier trabaja como se observa en la curva de la *figura 4.7*, bajo diferentes rangos de carga podemos ver el EER del sistema. Tenemos en cuenta el consumo eléctrico de las unidades, bombas del primario, bombas de condensación y ventiladores de la torre de refrigeración.

Grado de Carga del Sistema	EER Unidades	Consumo Eléctrico Unidades (kW)	Consumo Eléctrico Bombas Primario (kW)	Consumo Eléctrico Bombas Condensación (kW)	Consumo Eléctrico Ventiladores Torres (kW)	EER Sistema
1%	4,05	3,704	15,000	15,000	7,500	0,36
5%	4,05	18,519	15,000	15,000	7,500	1,34
10%	4,05	37,037	15,000	15,000	7,500	2,01
15%	5,48	41,058	15,000	15,000	7,500	2,86
20%	6,91	43,415	15,000	15,000	7,500	3,71
25%	7,78	48,201	15,000	15,000	7,500	4,38
30%	8,65	52,023	15,000	15,000	7,500	5,03
35%	9,22	56,941	15,000	15,000	7,500	5,56
40%	9,79	61,287	15,000	15,000	7,500	6,07
45%	10,17	66,372	15,000	15,000	7,500	6,50
50%	10,55	71,090	15,000	15,000	7,500	6,91
55%	9,82	84,012	15,000	15,000	7,500	6,79
60%	9,09	99,010	15,000	15,000	7,500	6,59
65%	8,49	114,841	15,000	15,000	7,500	6,40
70%	7,89	133,080	15,000	15,000	7,500	6,16
75%	7,54	149,204	15,000	15,000	7,500	6,03
80%	7,19	166,898	15,000	15,000	7,500	5,87
85%	6,84	186,404	15,000	15,000	7,500	5,69
90%	6,49	208,012	15,000	15,000	7,500	5,50
95%	6,14	232,274	15,000	15,000	7,500	5,28
100%	5,78	259,516	15,000	15,000	7,500	5,05
125%	6,78	276,549	30,000	30,000	15,000	5,33
150%	8,17	275,566	30,000	30,000	15,000	6,42
175%	6,66	394,144	30,000	30,000	15,000	5,60
200%	5,78	519,031	30,000	30,000	15,000	5,05

Tabla 4.9. EER sistema a carga parcial con enfriadoras Carrier.

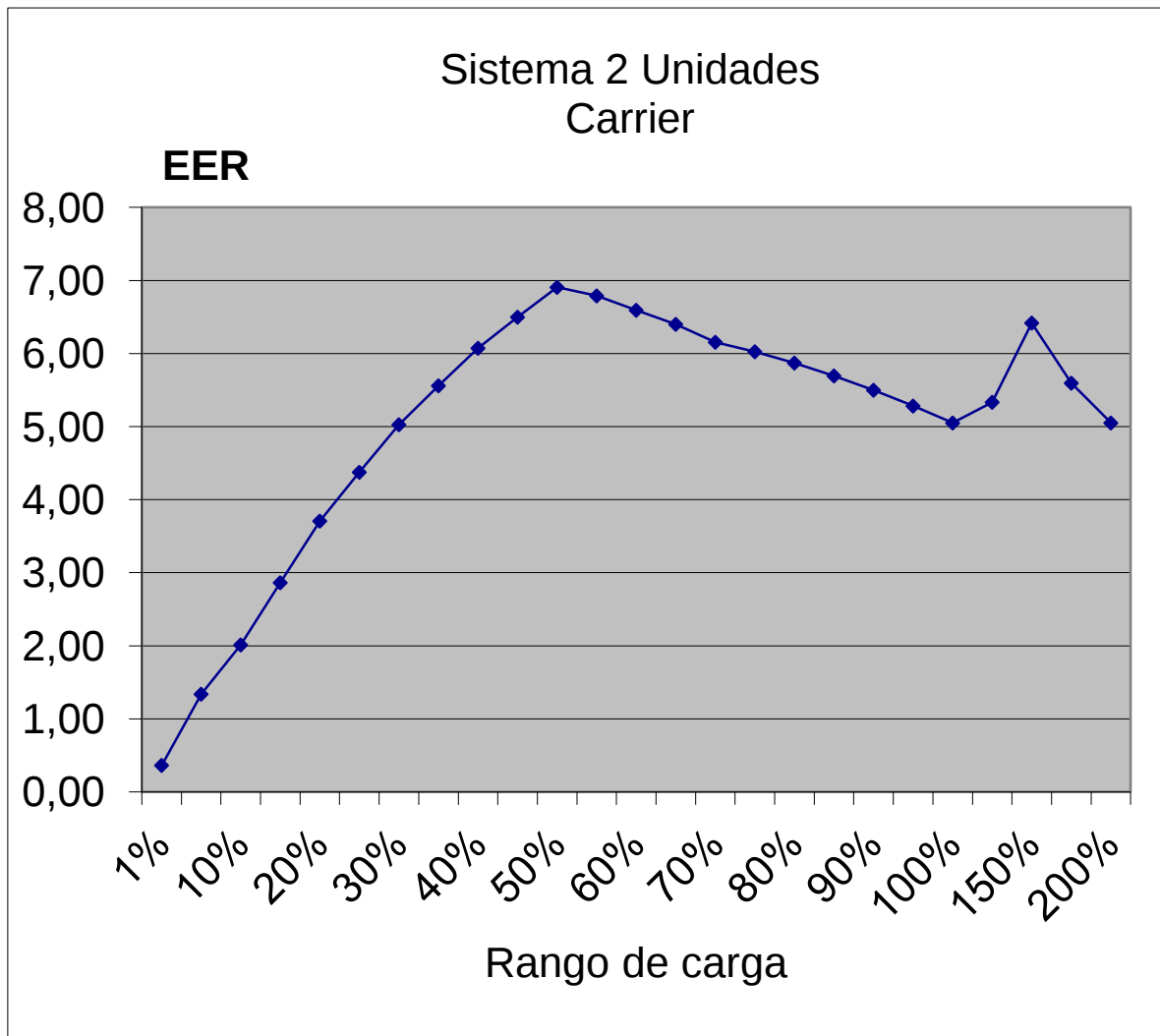


Figura 4.8. EER sistema con enfriadoras Carrier.

En las *tablas 4.10, 4.11, 4.12, 4.13 y 4.14* se han calculado el grado de carga horaria del sistema, el EER horario solo teniendo en cuenta las unidades enfriadoras, el consumo horario de la planta enfriadora, el consumo horario del sistema y por último el EER horario del sistema completo. Los casillas coloreadas de rojo indican que en ese periodo se suministra calor por lo que no se tiene producción de frío por parte de las enfriadoras. El valor del EER de 1,31 lo vamos a utilizar para compararlo con un sistema con enfriadoras aire-agua, en el cual realizaremos el mismo análisis y cotejaremos los valores.

Horas	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11	0%	0%	0%	5%	9%	20%	32%	19%	9%	4%	0%	0%
11-12	0%	0%	0%	6%	11%	24%	40%	24%	12%	6%	0%	0%
12-13	0%	0%	0%	6%	11%	24%	40%	24%	12%	6%	0%	0%
13-14	0%	0%	0%	8%	16%	34%	57%	33%	17%	8%	0%	0%
14-15	0%	0%	0%	16%	32%	69%	113%	66%	33%	15%	0%	0%
15-16	0%	0%	0%	23%	46%	98%	162%	94%	47%	22%	0%	0%
16-17	0%	0%	0%	21%	41%	88%	146%	85%	43%	20%	0%	0%
17-18	0%	0%	0%	14%	27%	59%	97%	57%	28%	13%	0%	0%
18-19	0%	0%	0%	7%	14%	29%	49%	28%	14%	7%	0%	0%
19-20	0%	0%	0%	5%	9%	20%	32%	19%	9%	4%	0%	0%
20-21	0%	0%	0%	3%	7%	15%	24%	14%	7%	3%	0%	0%
21-22	0%	0%	0%	2%	5%	10%	16%	9%	5%	2%	0%	0%

Tabla 4.10. Grado de carga horaria del sistema Carrier.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				4,05	4,05	5,48	8,65	5,48	4,05	4,05		
11-12				4,05	4,05	6,91	9,79	6,91	4,05	4,05		
12-13				4,05	4,05	6,91	9,79	6,91	4,05	4,05		
13-14				4,05	5,48	8,65	9,82	8,65	5,48	4,05		
14-15				5,48	8,65	8,49	5,78	8,49	8,65	5,48		
15-16				6,91	10,17	6,14	8,17	6,49	10,17	6,91		
16-17				6,91	9,79	6,84	6,78	7,19	9,79	5,48		
17-18				4,05	7,78	9,82	6,14	9,82	7,78	4,05		
18-19				4,05	4,05	7,78	10,17	7,78	4,05	4,05		
19-20				4,05	4,05	5,48	8,65	5,48	4,05	4,05		
20-21				4,05	4,05	4,05	6,91	4,05	4,05	4,05		
21-22				4,05	4,05	4,05	5,48	4,05	4,05	4,05		
Medio:	6,06											

Tabla 4.11. EER horario - Solo unidades enfriadoras Carrier.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				17,01	33,78	53,64	56,15	51,57	35,13	16,35		
11-12				21,26	42,22	53,17	62,01	51,13	43,91	20,44		
12-13				21,26	42,22	53,17	62,01	51,13	43,91	20,44		
13-14				29,76	43,69	59,47	86,55	57,18	45,43	28,62		
14-15				43,99	55,35	121,17	294,08	116,51	57,57	42,30		
15-16				49,84	67,26	239,56	297,40	217,74	69,95	47,92		
16-17				44,86	62,88	193,38	322,34	176,89	65,40	54,39		
17-18				51,02	52,75	89,80	237,49	86,34	54,86	49,06		
18-19				25,51	50,67	56,67	71,63	54,49	52,69	24,53		
19-20				17,01	33,78	53,64	56,15	51,57	35,13	16,35		
20-21				12,76	25,33	54,43	52,71	52,34	26,35	12,26		
21-22				8,50	16,89	36,29	44,31	34,89	17,56	8,18		
Total:	458.146,93	EER	2,07									

Tabla 4.12. Consumo de planta enfriadora (kW).

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				54,51	71,28	91,14	93,65	89,07	72,63	53,85		
11-12				58,76	79,72	90,67	99,51	88,63	81,41	57,94		
12-13				58,76	79,72	90,67	99,51	88,63	81,41	57,94		
13-14				67,26	81,19	96,97	124,05	94,68	82,93	66,12		
14-15				81,49	92,85	158,67	331,58	154,01	95,07	79,80		
15-16				87,34	104,76	277,06	334,90	255,24	107,45	85,42		
16-17				82,36	100,38	230,88	359,84	214,39	102,90	91,89		
17-18				88,52	90,25	127,30	274,99	123,84	92,36	86,56		
18-19				63,01	88,17	94,17	109,13	91,99	90,19	62,03		
19-20				54,51	71,28	91,14	93,65	89,07	72,63	53,85		
20-21				50,26	62,83	91,93	90,21	89,84	63,85	49,76		
21-22				46,00	54,39	73,79	81,81	72,39	55,06	45,68		
Total:	722.846,62	EER sistema 1,31										

Tabla 4. 13. Consumo del sistema (kW).

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				0,36	1,34	2,86	5,03	2,86	1,34	0,36		
11-12				1,34	2,01	3,71	6,07	3,71	2,01	1,34		
12-13				1,34	2,01	3,71	6,07	3,71	2,01	1,34		
13-14				1,34	2,86	5,03	6,79	5,03	2,86	1,34		
14-15				2,86	5,03	6,40	5,05	6,40	5,03	2,86		
15-16				3,71	6,50	5,28	6,42	5,50	6,50	3,71		
16-17				3,71	6,07	5,69	5,33	5,87	6,07	2,86		
17-18				2,01	4,38	6,79	5,28	6,79	4,38	2,01		
18-19				1,34	2,01	4,38	6,50	4,38	2,01	1,34		
19-20				0,36	1,34	2,86	5,03	2,86	1,34	0,36		
20-21				0,36	1,34	2,01	3,71	2,01	1,34	0,36		
21-22				0,36	0,36	1,34	2,86	1,34	0,36	0,36		
Medio:	3,25											

Tabla 4.14. EER horario - Sistema completo Carrier.

En los cálculos de las *tablas 4.10, 4.11, 4.12, 4.13 y 4.14* podemos observar los porcentajes de carga del sistema en los meses de demanda de frío. Los porcentajes se indican con un máximo del 200% que sería en el caso de que estuvieran trabajando las dos enfriadoras simultáneamente a plena carga, El 100% lo estamos considerando como una única enfriadora que trabaja a plena carga aunque el sistema en caso de su instalación poseería un sistema de control en el que haría trabajar preferentemente las dos maquinas enfriadoras a una carga del 50% resultando la misma potencia entregada y obteniendo un mayor EER del sistema, ya que las enfriadoras poseen un mayor EER para este valor.

En este punto podemos mencionar la posibilidad de diferentes combinaciones de números y potencias de enfriadoras, por lo que podríamos escoger seis enfriadoras de 500 kW, una de 1.000 kW o cualquier otra combinación, pero se tomó esta elección ya que por cada enfriadora que se añada, aunque sea de menor potencia que las propuestas, se aumenta el coste total. Aunque con otra combinación se podría haber conseguido un mejor rendimiento a pesar de que hubiese variado el coste. Este análisis vale también para el siguiente caso de enfriadoras aire-agua.

➤ Enfriadora aire-agua

Se propone instalar tres enfriadoras Climaveneta modelo FOCS2 /CA-E /4202. Cada una de ellas entrega 1017,1 kW de potencia máxima, con lo que al instalar tres, también, al igual que antes, instalamos una potencia igual a la potencia de diseño.



Figura 4.9. Climaveneta FOCS2 /CA-E /4202.

CARGAS PARCIALES		
Carga	[%]	100
Aire Exterior	[°C]	35,0
Pot. Frig.	[kW]	1017,1
Pot. Abs.	[kW]	304,0
EER	-	3,35

Figura 4.10. Características técnicas Climaveneta FOCS2 /CA-E /4202.

En la *tabla 4.15*. se muestra el EER de una sola de este tipo de enfriadora para diferentes rangos.

Carga	EER
25%	4,730
50%	4,400
75%	4,000
100%	3,350

Tabla 4.15. EER a carga parcial enfriadoras Climaveneta.

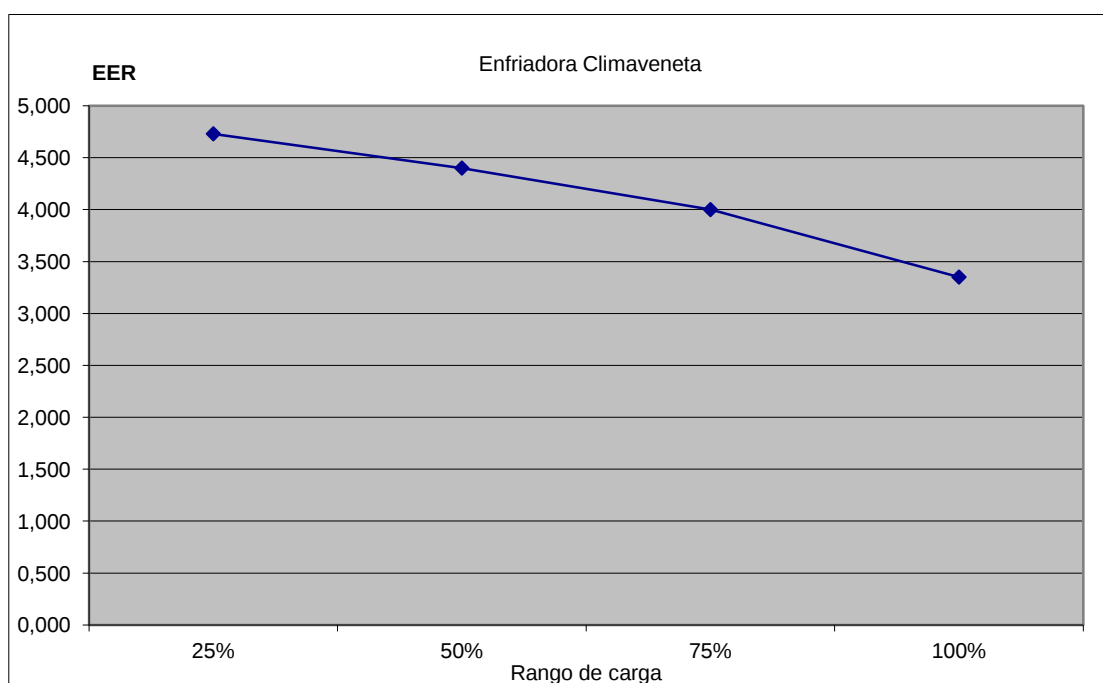


Figura 4.11. EER a carga parcial Climaveneta.

Calculamos EER del sistema cuando funcionan las enfriadoras en conjunto y a diferentes rangos de carga, teniendo en cuenta los consumos propios del sistema, es decir, el consumo eléctricos de las enfriadoras y el consumo de las bombas utilizadas.

Grado de Carga del Sistema	EER Unidades	Consumo Eléctrico Unidades (kw)	Consumo Eléctrico Bombas Primario	EER Sistema
1%	2,00	5,09	11	0,63
5%	2,00	25,43	11	1,40
15%	2,84	53,76	11	2,36
25%	4,73	53,76	11	3,93
38%	4,57	83,55	11	4,03
50%	4,40	115,58	11	4,02
63%	4,20	151,35	11	3,92
75%	4,00	190,71	11	3,78
88%	3,68	242,17	11	3,52
100%	3,35	303,61	11	3,23
113%	3,78	303,11	22	3,52
125%	4,20	302,71	22	3,92
138%	4,10	341,10	22	3,85
150%	4,00	381,41	22	3,78
163%	3,84	430,69	22	3,65
175%	3,68	484,33	22	3,52
200%	3,35	607,22	22	3,23
213%	3,81	567,28	33	3,60
225%	3,81	600,65	33	3,61
250%	3,70	687,23	33	3,53
275%	3,57	784,21	33	3,42
300%	3,35	910,84	33	3,23

Tabla 4. 16. EER sistema a carga parcial enfriadoras Climaveneta.

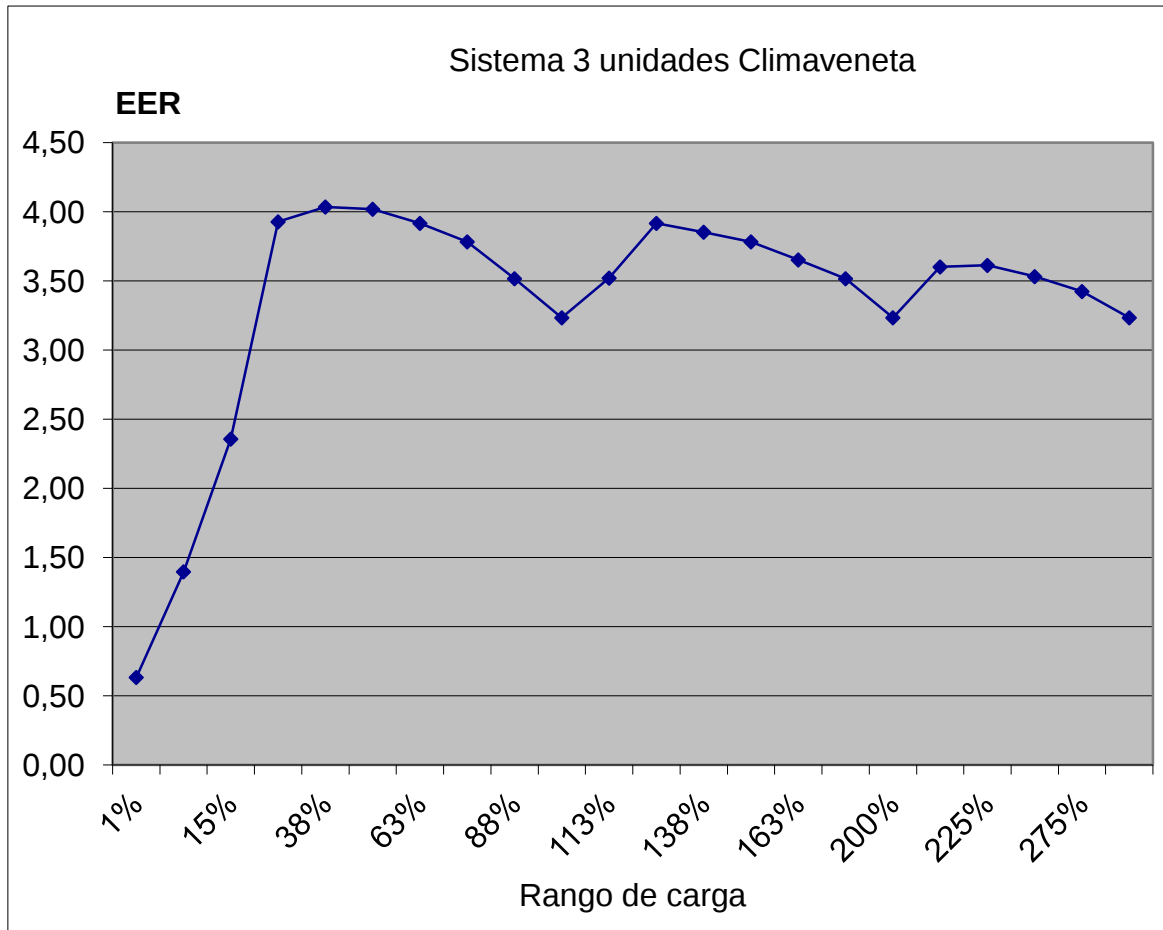


Figura 4.12. EER a carga parcial enfriadoras Climaveneta.

Se realiza el mismo análisis hecho anteriormente del grado de carga horaria del sistema, el EER horario solo teniendo en cuenta las unidades enfriadoras, el consumo horario de la planta enfriadora, el consumo horario del sistema y por último el EER horario del sistema completo.

Horas	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11	0%	0%	0%	7%	13%	29%	48%	28%	14%	7%	0%	0%
11-12	0%	0%	0%	8%	17%	36%	60%	35%	17%	8%	0%	0%
12-13	0%	0%	0%	8%	17%	36%	60%	35%	17%	8%	0%	0%
13-14	0%	0%	0%	12%	24%	51%	84%	49%	24%	11%	0%	0%
14-15	0%	0%	0%	24%	47%	101%	167%	97%	49%	23%	0%	0%
15-16	0%	0%	0%	34%	67%	144%	239%	139%	70%	33%	0%	0%
16-17	0%	0%	0%	30%	61%	130%	215%	125%	63%	29%	0%	0%
17-18	0%	0%	0%	20%	40%	87%	143%	83%	42%	20%	0%	0%
18-19	0%	0%	0%	10%	20%	43%	72%	42%	21%	10%	0%	0%
19-20	0%	0%	0%	7%	13%	29%	48%	28%	14%	7%	0%	0%
20-21	0%	0%	0%	5%	10%	22%	36%	21%	10%	5%	0%	0%
21-22	0%	0%	0%	3%	7%	14%	24%	14%	7%	3%	0%	0%

Tabla 4.17. Grado de carga horaria del sistema Climaveneta.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				2,00	2,00	4,73	4,57	4,73	2,00	2,00		
11-12				2,00	2,84	4,73	4,40	4,73	2,84	2,00		
12-13				2,00	2,84	4,73	4,40	4,73	2,84	2,00		
13-14				2,00	2,84	4,40	4,00	4,57	2,84	2,00		
14-15				2,84	4,57	3,35	3,84	3,68	4,57	2,84		
15-16				4,73	4,20	4,10	3,81	4,10	4,20	4,73		
16-17				4,73	4,40	4,20	3,81	4,20	4,20	4,73		
17-18				2,84	4,57	4,00	4,10	4,00	4,57	2,84		
18-19				2,00	2,84	4,57	4,20	4,57	2,84	2,00		
19-20				2,00	2,00	4,73	4,57	4,73	2,00	2,00		
20-21				2,00	2,00	2,84	4,73	2,84	2,00	2,00		
21-22				2,00	2,00	2,00	2,84	2,00	2,00	2,00		
Medio:	3,37											

Tabla 4.18. EER horario – Solo unidades enfriadoras Climaveneta.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				34,44	68,40	62,14	106,39	59,75	71,14	33,12		
11-12				43,05	60,25	77,68	137,97	74,69	62,66	41,39		
12-13				43,05	60,25	77,68	137,97	74,69	62,66	41,39		
13-14				60,27	84,36	116,91	212,48	108,35	87,73	57,95		
14-15				84,95	104,88	307,10	442,95	269,17	109,08	81,68		
15-16				72,81	162,86	358,46	637,35	344,67	169,37	70,01		
16-17				65,53	139,91	314,93	573,61	302,82	152,43	63,01		
17-18				72,81	89,90	220,45	355,36	211,97	93,50	70,01		
18-19				51,66	72,30	96,58	173,45	92,87	75,20	49,67		
19-20				34,44	68,40	62,14	106,39	59,75	71,14	33,12		
20-21				25,83	51,30	77,68	77,01	74,69	53,35	24,84		
21-22				17,22	34,20	73,48	85,56	70,66	35,57	16,56		
Total:	826.588,17	EER	1,15									

Tabla 4.19. Consumo horario planta enfriadora (kW).

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				45,44	79,40	73,14	117,39	70,75	82,14	44,12		
11-12				54,05	71,25	88,68	148,97	85,69	73,66	52,39		
12-13				54,05	71,25	88,68	148,97	85,69	73,66	52,39		
13-14				71,27	95,36	127,91	223,48	119,35	98,73	68,95		
14-15				95,95	115,88	318,10	453,95	280,17	120,08	92,68		
15-16				83,81	173,86	369,46	648,35	355,67	180,37	81,01		
16-17				76,53	150,91	325,93	584,61	313,82	163,43	74,01		
17-18				83,81	100,90	231,45	366,36	222,97	104,50	81,01		
18-19				62,66	83,30	107,58	184,45	103,87	86,20	60,67		
19-20				45,44	79,40	73,14	117,39	70,75	82,14	44,12		
20-21				36,83	62,30	88,68	88,01	85,69	64,35	35,84		
21-22				28,22	45,20	84,48	96,56	81,66	46,57	27,56		
Total:	904.233,41	EER sistema 1,05										

Tabla 4.20. Consumo horario sistema (kW).

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11				1,40	1,40	3,93	4,03	3,93	1,40	1,40		
11-12				1,40	2,36	3,93	4,02	3,93	2,36	1,40		
12-13				1,40	2,36	3,93	4,02	3,93	2,36	1,40		
13-14				1,40	2,36	4,02	3,78	4,03	2,36	1,40		
14-15				2,36	4,03	3,23	3,65	3,52	4,03	2,36		
15-16				3,93	3,92	3,85	3,61	3,85	3,92	3,93		
16-17				3,93	4,02	3,92	3,60	3,92	3,92	3,93		
17-18				2,36	4,03	3,78	3,85	3,78	4,03	2,36		
18-19				1,40	2,36	4,03	3,92	4,03	2,36	1,40		
19-20				1,40	1,40	3,93	4,03	3,93	1,40	1,40		
20-21				1,40	1,40	2,36	3,93	2,36	1,40	0,63		
21-22				0,63	1,40	1,40	2,36	1,40	1,40	0,63		
Medio:	2,82											

Tabla 4.21. EER horario – Sistema completo Climaveneta.

Al comparar los EER (1,31 y 1,05) de dos sistemas de enfriadoras podemos observar que la diferencia es aproximadamente de un 0.3, por lo que supone una mejora sustancial en el consumo de la instalación que se traduce en un ahorro de energía y en un ahorro de dinero a medida que pasan los años, como vamos a ver en el análisis económico.

4.3.2. Producción calorífica

Se propone la caldera Buderus Logano S825L de 2.500kW con un rendimiento del 95%, para que se garantice la potencia de diseño de 2.530,29 kW y de suministro de 751 kW que se ha calculado anteriormente. El consumo anual de gas es de 700.594,94 kWh/año con un coste del gas de 0,03038 c€/kWh. El coste anual del gas consumido es 21.284,07 €/año.



Figura 4.13. Buderus Logano S825L.

Logano S825L ¹⁾ 650 - 5200 kW									
Tipos	650	1000	1350	1900	2500	3050	3700	4150	5200
Potencia útil (kW)	650	1000	1350	1900	2500	3050	3700	4150	5200
Salida de humos altura (mm)	1.055	1.180	1.240	1.340	1.350	1.415	1.490	1.500	1.600
Alto (mm)	1.450	1.615	1.715	1.815	1.865	1.965	2.015	2.115	2.210
Ancho (mm)	1.174	1.324	1.424	1.524	1.574	1.674	1.724	1.824	1.924
Largo (mm)	2.295	2.680	2.950	3.220	3.675	3.725	4.075	4.570	4.700
Peso transporte (6 bar) (kg)	1.600	2.100	2.600	3.200	3.900	4.400	5.300	6.800	7.200

1) Presión (bar):6,10. Temp. max STB 110° C

Figura 4.14. Características Buderus Logano S825L.

4.3.3. Análisis económico previo

En este apartado se compararan la diferencia de gastos para los sistemas con enfriadoras anteriormente mencionadas.

Ahorros en el consumo al año

Precio medio eléctrico: 0,0957 €/kWh.

Consumo frigorífico medio anual: 947.037 kWh/año (expresado en la *tabla 4.1.*).

	Consumo anual (kWh/año)	Coste anual (€/año)
Enfriadora Agua-Agua	722.847	69.176,42
Enfriadora Aire-Agua	826.588	79.104,49
	DIFERENCIA:	9.928,07

Tabla 4.22. Ahorros en consumos.

Costes

	Coste unidad enfriadora (€)	Número de enfriadoras	Coste instalación (€)	Total (€)
Enfriadora Agua-Agua	175.000	2	120.000	470.000,00
Enfriadora Aire-Agua	100.000	3	130.000	430.000,00
			DIFERENCIA:	40.000,00

Tabla 4.23. Costes.

Estos valores han sido consultados en otros proyectos similares, instaladores y proveedores.

Comparativa entre inversiones

- **Pay-back: 4 años**

Este resultado nos indica la diferencia de instalar el sistema basado en enfriadoras agua-agua frente al de aire-agua, siendo 4 años lo que se tarda en recuperar la inversión extra que se hace en el sistema de las enfriadoras agua-agua.

➤ Análisis de consumos y costes del sistema con enfriadoras agua-agua

Resumimos a continuación el consumo eléctrico del sistema actual que se ha calculado anteriormente:

- **Consumo eléctrico: 722.846,62 kWh/año.**

A continuación, expresamos el consumo de gas del sistema, que únicamente es el consumo de la caldera.

- **Consumo de gas: 700.594,94 kWh/año.**

Esto supone un consumo energético total de 1.423.441,56 kWh/año.

Con un precio del gas de 0,03038 €/kWh y un precio de la electricidad de 0,0957 €/kWh este sistema tiene los costes anuales:

- **Coste eléctrico: 69.176,42 €/año.**
- **Coste del gas: 21.284,07 €/año.**

Además, supone una inversión inicial de 470.000,00 €.

4.4. Sistema de cogeneración

4.4.1. Legislación aplicable

- REAL DECRETO 661/2007, de 25 de Mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.

- REAL DECRETO 871/2007, de 29 de Junio, por el que se ajustan las tarifas eléctricas a partir del 1 de Julio de 2007.
- REAL DECRETO 2392/2004, de 30 de diciembre, por el que se establece la tarifa eléctrica para 2005.
- REAL DECRETO 1556/2005, de 23 de diciembre, por el que se establece la tarifa eléctrica para 2006.
- REAL DECRETO 1634/2006, de 29 de diciembre, por el que se establece la tarifa eléctrica a partir de 1 de enero de 2007.
- ORDEN ITC/3860/2007, de 28 de diciembre, por la que se revisan las tarifas eléctricas a partir del 1 de enero de 2008.
- ORDEN ITC/3861/2007, de 28 de Diciembre, por la que se establece la tarifa de último recurso del sistema de gas natural para el año 2008.
- DIRECTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 11 de febrero de 2004, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE.
- DECISIÓN DE LA COMISIÓN de 21 de diciembre de 2006.
- REAL DECRETO 616/2007, de 11 de mayo, sobre el fomento de la cogeneración.
- ORDEN de la Consejería de Innovación, Ciencia y Empresa de la Junta de Andalucía de 8 de julio de 2005 (y Resolución del 30 de octubre de 2007), por la que se regula la coordinación entre el procedimiento administrativo a seguir para la tramitación de las instalaciones de generación de energía eléctrica en régimen especial gestionables y los procedimientos de acceso y conexión a las redes eléctricas.

➤ Real decreto 661/2007

La producción de energía eléctrica será vertida a la red, según RD 661/2007, actualmente existe otro Real Decreto que lo deroga.

“Real Decreto-ley 1/2012, de 27 de enero, por el que se procede a la suspensión de los procedimientos de preasignación de retribución y a la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos...”

Además se indica que es de carácter temporal esta medida:

“...La compleja situación económica y financiera aconseja la supresión de los incentivos para la construcción de estas instalaciones, con carácter temporal, al menos hasta la solución del principal problema que amenaza la sostenibilidad económica del sistema eléctrico: El déficit tarifario del sistema eléctrico...”

Como esta medida es de carácter temporal nos basaremos en este proyecto en el Real decreto anteriormente mencionado RD 661/2007.

“..Disposición adicional quinta. Modificación del incentivo para ciertas instalaciones de la categoría a) definidas en el Real Decreto 436/2004, de 12 de marzo. Desde la entrada en vigor del citado Real Decreto-ley 7/2006, de 23 de junio, y hasta la entrada en vigor del presente real decreto, se modifica la cuantía de los incentivos regulados en el Real Decreto 436/2004, de 12 de marzo, para las instalaciones: del subgrupo a.1.1 de más de 10 MW y no más de 25 MW de potencia instalada, quedando establecido en 1,9147 c€/kWh durante los primeros quince años desde su puesta en marcha y en 1,5318 c€/kWh a partir de entonces; para las del subgrupo a.1.2 de más de 10 MW y no más de 25 MW de potencia instalada, quedando establecido en 1,1488 c€/kWh y para las del grupo a.2 de más de 10 MW y no más de 25 MW, de potencia instalada, quedando establecido en 0,7658 c€/kWh, durante los primeros diez años desde su puesta en marcha y en 1,1488 c€/kWh a partir de entonces...”

“...Subgrupo a. 1. 1. Cogeneraciones que utilicen como combustible el gas natural, siempre que este suponga al menos el 95 por ciento de la energía primaria utilizada, o al menos el 65 por ciento de la energía primaria utilizada cuando el resto provenga de biomasa y/o biogás en los términos previstos en el anexo II; siendo los porcentajes de la energía primaria utilizada citados medidos por el poder calorífico inferior...”.

Cualquier instalación de cogeneración tiene que cumplir con la reglamentación vigente, que este caso es el REAL DECRETO 661/2007, de 25 de Mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.

En los países Europeos los criterios para “reconocer” una Planta de producción como de “Régimen Especial”, son principalmente de índole de Eficiencia Energética. En España, el RD 661/2007, establece que para reconocer una Planta de cogeneración alimentada con combustible convencional, como de Régimen Especial, debe presentar un REE superior al valor mínimo fijado por dicho RD.

El requisito de aprovechamiento mínimo de energía se define en forma de un Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE), como el cociente entre la producción total de electricidad (E) en bornes del alternador con respecto al combustible empleado asociable a la generación de electricidad.

Este RD elimina el requisito referente al autoconsumo de un porcentaje de la electricidad producida por la propia planta. Por tanto, el diseño de las plantas de cogeneración atiende a la venta de toda la energía eléctrica producida.

El titular de una planta de cogeneración, reconocida e inscrita en el Registro de Producción en Régimen Especial, establecido por el RD 661/2007, debe justificar un rendimiento eléctrico equivalente, superior a un valor fijado para cada tipo de Cogeneración.

La viabilidad, a priori, de este tipo de plantas se discute en base al rendimiento eléctrico equivalente cuyo valor mínimo viene fijado por el Real Decreto 661/2007 de 25 de Mayo de 2007 en función del tipo de combustible de la instalación de cogeneración.

TIPO DE COMBUSTIBLE	REE (%)
Líquido en centrales con calderas	49
Líquido en motores térmicos	56
Sólido	49
Gas natural y GLP en motores térmicos	55
Gas natural y GLP en turbinas de gas	59
Otras tecnologías y combustibles	59

Tabla 4.24. REE RD 661/2007.

Para aquellas instalaciones cuya potencia instalada sea menor o igual 1MW, el valor del rendimiento eléctrico equivalente mínimo requerido será un 10 por ciento inferior al que aparece en la *tabla 4.10.* por tipo de tecnología y combustible.

Se define un rendimiento mínimo para las instalaciones de producción. RD 661/2007.

El rendimiento de las instalaciones viene dado por la fórmula:

$$R = (E + V)/Q$$

, donde:

- Q = consumo de energía primaria, medida por el poder calorífico inferior de los combustibles utilizados.
- V = producción de calor útil o energía térmica útil. Es la equivalente a las unidades térmicas de calor útil demandado por las industrias, las empresas o consumidores finales. En el caso de que la demanda sea de refrigeración, la

energía térmica útil correspondiente tomará el mismo valor que la demanda de refrigeración final que satisfaga la cogeneración.

- E = energía eléctrica generada medida en bornes de alternador y expresada como energía térmica, con un equivalente de 1 kWh = 860 kcal.

El Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE) de la instalación se determinará, considerando el apartado anterior, por la fórmula:

$$REE = E / [Q - (V / Ref H)]$$

Siendo:

- Ref H: Valor de referencia del rendimiento para la producción separada de calor que aparece publicado en el anexo II de la Decisión de la Comisión de 21 de diciembre de 2006, por la que se establecen valores de referencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo o norma que lo transponga.

Para la determinación del rendimiento eléctrico equivalente en el momento de extender el acta de puesta en servicio, se contabilizarán los parámetros Q, V y E durante un período ininterrumpido de dos horas de funcionamiento a carga nominal.

Según el RD 661/2007 y concretamente el artículo 2, esta instalación se podía clasificar en la categoría a) la instalación se clasifica a su vez en el grupo a.1 que son instalaciones que incluyen una central de cogeneración, y dentro de este grupo pertenece al subgrupo a.1.1 de las cogeneraciones que utilizan como combustible el

gas natural, siempre que este suponga al menos el 95% de la energía primaria utilizada, medida por el poder calorífico inferior, como es el caso.

Como el combustible empleado en la instalación va a ser gas natural, le corresponde un REE=55%, pero si la potencia instalada es menor de 1 MW el REE mínimo exigido se reduce al 49,5%.

Por otro lado, el valor de Ref H que se ha considerado para la instalación es 0,9.

Una vez revisados los catálogos de motores de cogeneración de combustión interna alternativos que funcionan a gas natural, se concluye que el motor que mejor se ajusta a nuestras necesidades, es el que se desarrolla más adelante.

Una central de producción en régimen especial puede optar, de acuerdo con el Real Decreto 661/2007, por dos opciones a la hora de vender su producción de energía eléctrica:

- Ceder la electricidad a la empresa distribuidora. En este caso el precio de venta de la energía vendrá dado en forma de tarifa regulada, única para todos los periodos de programación, que consistirá en un porcentaje de la tarifa eléctrica media o de referencia de cada año. Es posible acogerse a una discriminación horaria. Estas tarifas son actualizadas anualmente y se harán en función del IPC según se indica en el artículo 4 del RD 661/2007.
- Vender la electricidad libremente en el mercado, a través del sistema de ofertas gestionado por el operador del mercado, del sistema de contratación bilateral o a plazo, en cuyo caso el precio de venta de la energía será el precio que resulte en el mercado libre, complementado por un incentivo por participación en dicho mercado y, en su caso, por una prima. Cabe destacar que en el caso de que un titular opte por vender la energía libremente en el mercado, se le imputarán costes de penalización por desvíos, y le será de aplicación la legislación, normativa y reglamentación específica del mercado eléctrico, en las

mismas condiciones que a los productores de energía eléctrica en régimen ordinario.

En nuestro caso para nuestra instalación optaremos por la primera opción.

A parte de lo anterior, toda instalación de régimen especial, independientemente de la opción de venta elegida, recibirá los siguientes complementos:

- Complemento por energía reactiva, fijado como un porcentaje, en función de potencia con el que se entregue la energía del valor de 7,8441 c€/kWh, considerando que no entregamos nada de reactiva.
- Complemento por Eficiencia, aplicable únicamente sobre la energía cedida al sistema a través de la red de transporte o distribución, basado en un ahorro de energía primaria incremental cuya cuantía será determinada de acuerdo con el artículo 28 del Real Decreto 661/2007.

$$C_{ef} = 1,1 \times \left(\frac{1}{REE_{\min}} - \frac{1}{REE_i} \right) \times C_{mp}$$

Siendo el C_{mp} : coste unitario de la materia prima del gas natural.

Tarifas, y primas para instalaciones de la categoría a): cogeneración u otras a partir de energías residuales:

Grupo	Subgrupo	Combustible	Potencia	Tarifa regulada c€/kWh	Prima de referencia c€/kWh
a.1	a.1.1		P≤0,5 MW	12,0400	
			0,5<P≤1 MW	9,8800	
			1<P≤10 MW	7,7200	2,7844
			10<P≤25 MW	7,3100	2,2122
			25<P≤50 MW	6,9200	1,9147
	a.1.2		P≤0,5 MW	13,2900	
			0,5<P≤1 MW	11,3100	
			1<P≤10 MW	9,5900	4,6644
			10<P≤25 MW	9,3200	4,2222
			25<P≤50 MW	8,9900	3,8242
		Fuel	0,5<P≤1 MW	10,4100	
			1<P≤10 MW	8,7600	3,8344
			10<P≤25 MW	8,4800	3,3822
			25<P≤50 MW	8,1500	2,9942
		Carbón	P≤10 MW	6,1270	3,8479
			10<P≤25 MW	4,2123	1,5410
			25<P≤50 MW	3,8294	0,9901
	a.1.4	Otros	P≤10 MW	4,5953	1,9332
			10<P≤25 MW	4,2123	1,1581
			25<P≤50 MW	3,8294	0,6071
a.2			P≤10 MW	4,6000	1,9344
			10<P≤25 MW	4,2100	1,1622
			25<P≤50 MW	3,8300	0,6142

Tabla 4.25. Tarifas y primas RD 661/2007.

Los precios y valores que se han expresado anteriormente se van actualizando cada trimestres. Para los cálculos en este proyecto se han usado los precios y valores del tercer trimestre de 2011.

4.4.2. Esquema de principio

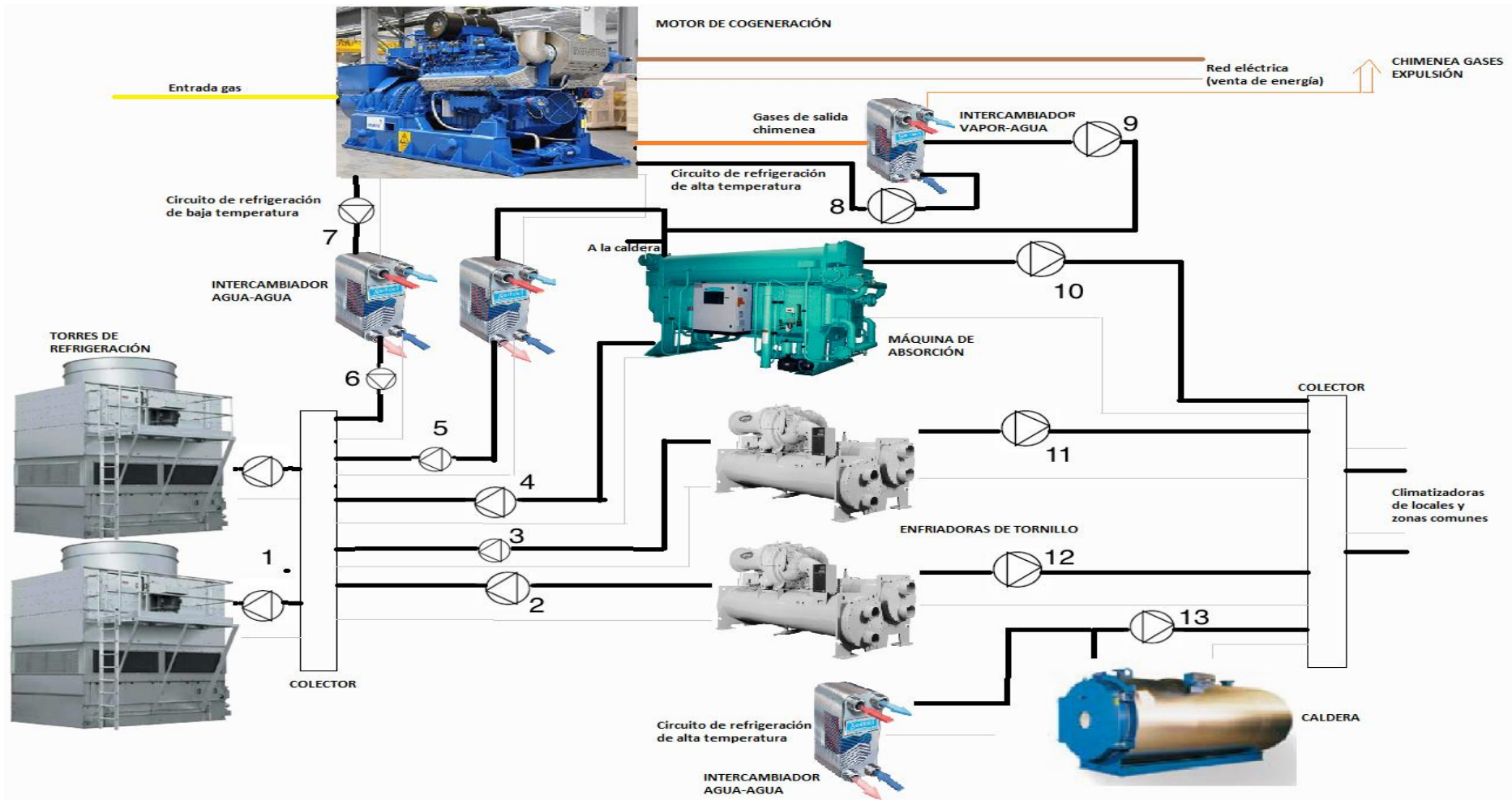


Figura 4.15. Esquema de principio motor de cogeneración.

La central de producción del centro que se propone en esta alternativa se compone de un motor de cogeneración a gas natural en el que la energía eléctrica que produce vierte directamente a la red, el calor que produce el motor en forma de vapor y por el circuito de alta temperatura de refrigeración se utiliza para, en modo frío, introducirlo en una máquina de absorción y producir frío y, en modo calor, con el apoyo de una cardera, si fuese necesario usarla, abastecer la demanda que tiene el centro. Se disponen también de dos enfriadoras agua-agua calculadas en la solución anterior para completar la demanda del centro para el periodo de verano. Para disipar el calor de estas máquinas se usan dos torres de refrigeración.

4.4.3. Motor de cogeneración

Los datos constructivos del motor de cogeneración se detallan en la *figura 4.16*, modelo MWM TCG 2016 V08 C.

Tipo	Unidad	TCG2016C V8
Disposición		en " V " a 60°
Nº de Cilindros		8
Sentido de giro		Antihorario mirando al volante de inercia
Ciclo de trabajo		Otto de gas, cuatro tiempos, con turbosobrealimentación de la mezcla.
Sistema de arranque		Eléctrico 5,4 kW, 24 V
Diámetro de cilindros	mm	132
Carrera del pistón	mm	160
Velocidad de giro	1/min.	1500
Cilindrada unitaria	l	2,1875
Cilindrada total	l	17,5
Relación de compresión	ϵ	12:1
Presión media efectiva	bar	14,8
Número de metano		≥ 70

Figura 4.16. Datos constructivos motor de cogeneración.



Figura 4.17. MWM TCG 2016 V08 C.

Balance energético para Gas Natural con IM = 70, se detallan en la *figura 4.18*.

Potencia mecánica del motor	kW	414
Rendimiento mecánico del motor	%	43,6
Potencia a $\cos \varphi = 1$	KW	400
Rendimiento eléctrico del grupo	%	42,1
Consumo combustible ISO	KW	949
Calor disipado en circuito de camisas	KW	208
Calor de gases de escape hasta 120°C	KW	226
Suma calor útil	kW	434
Enfriamiento mezcla	kW	26
Radiación (motor + alternador)	kW	33
Aire de combustión	kg/h	2.118
Gases de escape	kg/h	2.196
Temp. gases de escape	°C	457

Figura 4.18. Potencia del motor de cogeneración.

En la *figura 4.19.* se indican las características del circuito de refrigeración de alta temperatura.

Temperatura entrada	°C	84
Temperatura Salida	°C	92
Caudal mínimo	m ³ /h	19
Caudal máximo	m ³ /h	32
Volumen de agua	L	28
Kv's	m ³ /h	37

Figura 4.19. Temperaturas circuito de alta del motor de cogeneración.

Y en la *figura 4.20.* para el circuito de baja temperatura:

Temperatura entrada	°C	40
Caudal	m ³ /h	8
Volumen de agua	l	5
Kv's	m ³ /h	10

Figura 4.20. Temperaturas circuito de baja del motor de cogeneración.

Datos generales motor cogeneración:

Perdida máx. de presión en admisión	mbar	5
Min/máx. contrapresión en el escape después del turbo.	mbar	30/50
Consumo de aceite lubricante al 100% de la carga.	g/kWh	0,2
Peso en seco del motor	kg.	2.080
Peso del grupo	kg.	4.880

Figura 4.21. Datos generales del motor de cogeneración.

4.4.4. Producción frigorífica

La producción de energía frigorífica se realizará mediante dos enfriadoras agua-agua. Para ello, se utilizarán dos enfriadoras de 1.500 kW de potencia frigorífica por unidad, utilizadas en el punto anterior para hacer la comparación de enfriadoras.

Además, la central de producción frigorífica contará con la energía aportada por el circuito de agua de alta temperatura del motor de cogeneración y los gases de combustión procedentes del motor de combustión. Para ello, será necesario disponer de un intercambiador de calor gases-agua caliente.

La energía procedente del motogenerador será transformada, mediante una máquina de absorción de simple efecto, en energía frigorífica.

Principales equipos a instalar:

Central	Potencia (kW)
Enfriadora 1	1.500
Enfriadora 2	1.500
Enfriadora por absorción	281
TOTAL	3.281

Tabla 4.26. Potencias producción frío.

En todo caso se dará prioridad a la producción frigorífica mediante la máquina de absorción frente a las enfriadoras eléctricas convencionales (enfriadoras).

La central de producción de frío consta de las enfriadoras eléctricas que se han calculado en apartados anteriores de marca Carrier modelo 19XRV4041373KDH52 y además de la máquina de absorción modelo Thermax LT-08, cuyas características se presentan en la *figura 4.22*. El calor aprovechado por la máquina de absorción es de 434 kW, que es el calor útil del motor.

DESCRIPCIÓN		UNIDAD	MODELOS					
			LT-1	LT-2	LT-3	LT-5	LT-6	LT-8
CAPACIDAD FRIGORÍFICA NOMINAL		TR	10	20	30	50	65	80
		kW	35	70	105	176	229	281
CIRCUITO AGUA REFRIGERADA	Caudal de agua	m ³ /h	5,5	11,0	16,5	27,5	35,7	44,0
	Temperatura entrada/salida	°C	12,2 / 6,7					
	Pérdida de carga	kPa	66,7	57,9	31,4	43,1	31,4	40,2
	Diámetro conexión	DN (")	40 (1½)		65 (2½)	80 (3)	100 (4)	
	Nº de pasos (evaporador)		8		4			
CIRCUITO AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE)	Caudal de agua	m ³ /h	10	20	30	50	67	85
	Temperatura entrada	°C	29,4					
	Temperatura salida	°C	36,8	36,7	36,6	36,7	36,4	36,3
	Pérdida de carga	kPa	11,8	29,4	39,2	40,2	50,0	53,9
	Diámetro conexión	DN (")	50 (2)		80 (3)		125 (5)	
	Nº de pasos (absorbedor)		4					
	Nº de pasos (condensador)		2					
CIRCUITO AGUA CALIENTE	Caudal de agua	m ³ /h	7,8	15,7	23,2	39,8	51,3	63,1
	Temperatura entrada/salida	°C	90,6/85					
	Pérdida de carga	kPa	11,8	19,6	31,4	31,4	30,4	29,4
	Diámetro conexión	DN	40		65	80	100	
	Nº de pasos (generador)		4					
DATOS ELÉCTRICOS	Bomba de solución	kW (A)	0,3 (1,1)		0,55 (1,7)		1,5 (5,0)	
	Bomba de refrigerante	kW (A)	0,3 (1,1)		0,3 (1,4)			
	Bomba de vacío	kW (A)	0,25 (1,3)					
	Consumo eléctrico total	kVA	2,2		2,83		5,2	
	Condiciones suministro		415V (±10%), 50 Hz (±5%), c.a. III + Neutro					

Figura 4.22. Datos generales máquina de absorción Thermax LT-08.



Figura 4.23. Thermax LT-08.

La demanda frigorífica que se encuentra en la *tabla 4.3* se distribuye entre las máquinas enfriadoras y la de absorción como muestran las *tablas 4.27 y 4.28* entregando un total de 453.055 kWh/año la máquina de absorción y 493.982 kWh/año las enfriadoras.

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11	0	0	0	69	137	281	281	281	142	66	0	0
11-12	0	0	0	86	171	281	281	281	178	83	0	0
12-13	0	0	0	86	171	281	281	281	178	83	0	0
13-14	0	0	0	121	239	281	281	281	249	116	0	0
14-15	0	0	0	241	281	281	281	281	281	232	0	0
15-16	0	0	0	281	281	281	281	281	281	331	0	0
16-17	0	0	0	281	281	281	281	281	281	281	0	0
17-18	0	0	0	207	281	281	281	281	281	199	0	0
18-19	0	0	0	103	205	281	281	281	213	99	0	0
19-20	0	0	0	69	137	281	281	281	142	66	0	0
20-21	0	0	0	52	103	220	281	212	107	50	0	0
21-22	0	0	0	34	68	147	243	141	71	33	0	0

Tabla 4.27. Demanda que satisface la máquina de absorción (kW).

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11	0	0	0	0	0	13	205	2	0	0	0	0
11-12	0	0	0	0	0	86	326	72	0	0	0	0
12-13	0	0	0	0	0	86	326	72	0	0	0	0
13-14	0	0	0	0	0	233	569	214	0	0	0	0
14-15	0	0	0	0	198	748	1.419	708	217	0	0	0
15-16	0	0	0	63	403	1.189	2.147	1.132	430	0	0	0
16-17	0	0	0	29	335	1.042	1.904	991	359	17	0	0
17-18	0	0	0	0	129	601	1.176	567	146	0	0	0
18-19	0	0	0	0	0	160	447	143	0	0	0	0
19-20	0	0	0	0	0	13	205	2	0	0	0	0
20-21	0	0	0	0	0	0	83	0	0	0	0	0
21-22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 4.28. Demanda satisfecha por las enfriadoras (kW).

4.4.5. Producción calorífica

Para este caso se usa la misma caldera que en el caso anterior (Buderus Logano S825L de 2500kW), pero en este caso se tiene el apoyo de la máquina de absorción que, además de aumentar la capacidad de potencia calorífica, se usaría cuando la demanda de calor es baja sin tener que poner en funcionamiento la caldera.

La producción de energía calorífica será realizada de tres maneras principalmente:

- Se utilizará energía calorífica proveniente del circuito de refrigeración de camisas del motor, del circuito de alta temperatura del motor. Mediante una válvula de tres vías se podrá enviar energía procedente de este circuito a la máquina de absorción, para producir frío, o al circuito de calefacción.
- Se recuperará la energía contenida en los gases de escape del motor de cogeneración para producir agua caliente y enviarla a la máquina de absorción mediante un recuperador gases-agua.
- La caldera que cubrirá las puntas en la demanda de calor y la demanda de calor cuando el sistema de cogeneración no esté en funcionamiento.

En todo caso se dará prioridad a la producción de calor mediante el circuito de Alta Temperatura del motor de cogeneración frente a la producción frente a la caldera. El calor entregado total se obtiene en la *tabla 4.29*.

Central	Potencia (kW)
Caldera	2500
Circuito de alta temperatura del motor de cogeneración	208
Total	2708

Tabla 4.29. Potencias de la central de producción de calor.

La demanda calorífica que se encuentra en la *tabla 4.6* se distribuye entre la caldera y el circuito de refrigeración del motor como muestran las *tablas 4.30 y 4.31* entregando un total de 365.707 kWh/año el circuito y 299.858 kWh/año la caldera.

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11	208	208	208	131	0	0	0	0	0	126	208	208
11-12	208	208	208	120	0	0	0	0	0	115	208	208
12-13	208	208	208	120	0	0	0	0	0	115	208	208
13-14	208	208	208	87	0	0	0	0	0	84	208	208
14-15	208	208	173	54	0	0	0	0	0	52	179	208
15-16	208	208	173	54	0	0	0	0	0	52	179	208
16-17	208	208	208	76	0	0	0	0	0	73	208	208
17-18	208	208	208	76	0	0	0	0	0	73	208	208
18-19	208	208	208	87	0	0	0	0	0	84	208	208
19-20	208	208	208	87	0	0	0	0	0	84	208	208
20-21	208	208	208	87	0	0	0	0	0	84	209	208
21-22	208	208	208	109	0	0	0	0	0	105	208	208

Tabla 4.30. Demanda satisfecha por el circuito de refrigeración (kW).

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
10-11	456	543	206	0	0	0	0	0	0	0	223	456
11-12	401	480	172	0	0	0	0	0	0	0	187	401
12-13	401	480	172	0	0	0	0	0	0	0	187	401
13-14	235	293	68	0	0	0	0	0	0	0	79	235
14-15	69	105	0	0	0	0	0	0	0	0	0	69
15-16	69	105	0	0	0	0	0	0	0	0	0	69
16-17	179	230	34	0	0	0	0	0	0	0	43	179
17-18	179	230	34	0	0	0	0	0	0	0	43	179
18-19	235	293	68	0	0	0	0	0	0	0	79	235
19-20	235	293	68	0	0	0	0	0	0	0	79	235
20-21	235	293	68	0	0	0	0	0	0	0	78	235
21-22	345	418	137	0	0	0	0	0	0	0	151	346

Tabla 4.31. Demanda satisfecha por la caldera (kW).

4.4.6. Características del combustible

El combustible a emplear en esta instalación es el gas natural, cuyas características según procedencia se indican en la *tabla 4.32*.

COMBUSTIBLES GASEOSOS	ARGELIA BARCELONA (Arzew/Skikda)	LIBIA BARCELONA	ARGELIA GASODUCTO	YACIMIENTOS NACIONALES	ARGELIA HUELVA (Arzew/ExCalmel)	CONEXIÓN FRANCIA
Metano	90,7	87,4	83,6	97,6	89,2	96,7
Etano	7,5	11,0	7,6	0,3	8,2	2,3
Propano	0,9	0,6	2,0	0,1	1,6	0,2
Butano	0,3	0,1	0,8	0,1	0,5	0,4
Pentano	0,02		0,2	0,01	0,03	0,01
Hexano y superiores			0,1			
Nitrógeno	0,6	0,9	5,7	1,7		0,4
Dióxido de carbono				0,2		0,001

Tabla 4.32. Componentes del gas natural a utilizar (% molar).

COMBUSTIBLES GASEOSOS	ARGELIA BARCELONA (Arzew/Skikda)	LIBIA BARCELONA	ARGELIA GASODUCTO	YACIMIENTOS NACIONALES	ARGELIA HUELVA (Arzew/ExCalmel)	CONEXIÓN FRANCIA
Densidad (kg/Nm ³)	0,79	0,80	0,84	0,7	0,8	0,74
Densidad relativa	0,61	0,62	0,65	0,57	0,6	0,58
Punto rocío 1 atm (°C)	-106	-107		-78	-85	

Factor de compresibilidad (z) a 0°C y 1 atm.	0,9971	0,9976	0,9976	0,9981	0,9976	0,9979
Poder Calorífico Superior (PCS) kcal/Nm3	10,288	10,354	10,104	9,392	10,431	9,776
Poder Calorífico Inferior (PCI) kcal/Nm3	9,222	9,341	9,121	8,445	9,409	8,744
Índice de Wobbe kcal/Nm3	13,120	13,147	12,510	12,471	13,242	12,886
Aires estequiométricos Nm3/Nm3 gas	10,1	10,3	10,0	9,3	10,3	9,7
Gases totales de combustión Estequiométricos m3 (Nm3/Nm3)	11,0	11,1	10,9	10,2	11,2	10,5
CO2 máximo sobre gases Secos %	12,0	12,0	12,0	11,8	12,0	11,8
Temp. adiabática de llama °C (0°C y relación estequiométrica)	1.940 - 2.000					

Temp. auto ignición °C	560 – 580
Límites de inflamabilidad %	4,5 - 15,1

Tabla 4.33. Características del gas natural a utilizar.

El gas natural será de la segunda familia de acuerdo con la norma UNE 60.002 y el Reglamento Público de Gases Combustibles, ajustándose a las siguientes características:

- Familia: Segunda.
- Poder calorífico superior (PCS) para consumo máx. caldera: 11,163 kW/(N)m³.
- Poder calorífico superior (PCS), para cálculos de receptoras: 11,163 kW/(N)m³.
- Densidad: 0,82.
- Densidad relativa: 0,629.
- Índice de Wobbe: 15,020 kW/(N)m³.
- Grado de humedad: Seco.
- Coeficiente Joule Thomson °C/bar: 0,35 – 0,45 (entre 72 y 1 bar a 10 °C).
- Rango de temperatura: 10 – 25 °C.
- Punto de rocío del agua: -12 °C a 72 bar.
- Presión en la llave de acometida:
 - P_{máx}=4 bar (r).
 - P_{mín}=0,4 bar (r).
- Presión nominal de utilización: 2 bar (r).
- Presión de diseño hasta Aparato /MPB: 4 bar (r).
- Velocidad máxima del gas en la línea de distribución interior (aérea): 20 m/s.

Características	Símb.	Unidad	Límite	Comentarios
Poder Calorífico Inferior	H _u	kWh/m ³	>4	Para valores menores se debe consultar con MWM
Contenido total en sulfuros Contenido en ácido sulfúrico	S H ₂ S	g/m ³ %Volumen	<2,2 <0,15	
Contenido total de Cloro Contenido total de Flúor Suma Cl+F	Cl F Cl+F	mg/m ³ CH ₄ mg/m ³ CH ₄ mg/m ³ CH ₄	<100 <50 <100	
Polvo		mg/m ³ CH ₄	<10	
Vapores de aceite (>C5)		g/m ³ CH ₄	<0,1	No condensación en la unidad de control de gas y en la entrada del colector.
Vapores de HC				Dependen de la composición del gas utilizado
Silicio	Si	mg/m ³ CH ₄	< 10	Con Si >5 mg/m ³ CH ₄ comprobar que el análisis de contenido en metales >15mg/kg de aceite.
Humedad relativa	φ	%	<60-80	A menores temperaturas, no condensación en la unidad de control de gas y en la entrada del colector.
Presión a la entrada de la unidad de control de gas. Fluctuaciones en la presión de gas.		Mbar %	=60-100 <+/- 10	Con una frecuencia de fluctuación <10/h
Temperatura del gas		°C °C	<50 >10	
Número de metano ¹	MN		>80 >70	Motores sin doble circuito de refrigeración Motores con doble circuito de refrigeración Otras peticiones , consultar con MWM.

Figura 4.24. Características mínimas de los gases combustibles.

4.4.7. Otros equipos a instalar

- Central de disipación de energía

La potencia máxima a disipar por las torres de refrigeración es la que se indica en la *tabla 4.34*.

Central	Unidades	Potencia (kW)	Potencia total (kW)
Enfriadoras eléctricas	2	1.758	3.516
Equipo de absorción	1	681	681
Circuito de baja temperatura del motor	1	26	26
TOTAL			4.223

Tabla 4.34. Potencias a refrigerar.

Dicha potencia no será simultánea puesto que no se ha proyectado que todos los equipos funcionen al mismo tiempo. Dicha potencia quedará cubierta por dos torres de refrigeración con una potencia unitaria igual a 2.100 kW para dar un total de 4.200 kW.

La torre elegida es de la marca Evapco modelo ESWA 216-46O y posee las siguientes características para las condiciones de trabajo mostradas en la *figura 4.28*.

Capacidad (Tons):	478
Capacidad (kW):	2.100,00
Capacidad(kcalh):	1.806.020
Fluido:	Agua
Caudal (LPS):	83,7
Temperatura de entrada (°C):	36,00
Leaving Fluid Temp (°C):	30,00
Bulbo Húmedo (°C):	25,00
Ventiladores:	1
# Motores de ventilador @ kW:	(1) @ 37,00 (415/3/50)
# Motores de bomba @ kW:	(1) @ 11,00

Figura 4.25. Características Evapco modelo ESWA 216-46O.



Figura 4.26. Evapco ESWA 216-46O.

➤ Intercambiadores

Se van a utilizar 4 intercambiadores en la instalación, tres de estos agua-agua y uno gas-agua. Se presenta en la *tabla 4.35* la ubicación donde irán instalados cada uno de ellos.



Figura 4.27. Intercambiador Sedical.

Tipo	Ubicación
Agua-agua	Circuito de alta temperatura del motor hacia colector
Agua-agua	Circuito de baja temperatura del motor hacia colecto
Agua-agua	Circuito de alta temperatura del motor hacia caldera
Gas-agua	Gases de salida chimenea del motor

Tabla 4.35. Intercambiadores en la instalación.

➤ Bombas

Para determinar las bombas correspondientes se ha utilizado los valores de los catálogos, principalmente los caudales y pérdida de carga. Posteriormente, estos valores se han introducido en la página web del fabricante Grundfos, en su sección de WebCAST, para el cálculo de bombas. Por lo que todas las bombas que se proponen instalar en este sistema son del mencionado fabricante. En la *tabla 4.36.* podemos identificar los modelos que se proponen.

Q (m ³ /h)	Perd carga (mca)	Potencia (kW)	Modelo
44	4,1	1,1	NBE 65-160/170
85	5,5	2,2	TPE 100-120/2-S
63,1	3	1,1	TP 100-60/4
258,37	7,48	7,5	NB 125-250/269
302,76	5,82	7,5	NB 150-250/286
32	15	3	CME25-1
8	7	0,5	TP 25-90/2
307	9,82	11	TP 150-150/4

Tabla 4.36. Modelos bombas.

En la *tabla 4.37.* se resumen los consumos auxiliares del sistema, identificando cada bomba con su número correspondiente del esquema de principio. Se ha considerado que las pérdidas en el circuito anterior y posterior al intercambiador son las mismas.

Para el cálculo de la bomba del circuito de calor, se ha analizado el circuito de la situación actual y se ha extrapolado la bomba equivalente, ya que, no se tienen datos de caudal y pérdida para éste.

Número en diagrama	Ubicación	Caudales (m3/h)	Perdida de carga (mca)	Nº bombas	Unid reserva	Pot. (kW)	Potencia total (kW)
	Bomba Torres			2	0	11	22
1	Salida torres	307	9,82	2	1	11	11
2	Enfriadora a torres	302,76	5,82	2	1	7,5	7,5
3	Enfriadora a torres	302,76	5,82	2	1	7,5	7,5
4	Máq. abs. a torres	85	5,5	2	1	2,2	2,2
5	Circuito alta a torres (después HEX)	32	15	2	1	3	3
6	Circuito baja a torres (después HEX)	8	7	2	1	0,5	0,5
7	Circuito baja a torres (antes HEX)	8	7	2	1	0,5	0,5
8	Circ alta a torres y maq abs (antes HEX)	32	15	2	1	3	3
9	Circ alta a torres y maq abs (después HEX)	63,1	3	2	1	1,1	1,1
10	Entrega maq absorc	44	4,1	2	1	1,1	1,1
11	Entrega enfriadora	258,37	7,48	2	1	7,5	7,5
12	Entrega enfriadora	258,37	7,48	2	1	7,5	7,5
13	Bomba caldera			2	1	20,5	20,5
	Ventiladores Torre 1			1	0	37	37
	Ventiladores Torre 2			1	0	37	37
Total							168,9

Tabla 4.37. Consumos auxiliares.

4.4.8. Coste de instalación

CAPITULO 01: EQUIPOS	830.000,00 €
CAPITULO 02: DESMONTAJES INSTALACIONES EXISTENTES	35.000,00 €
CAPITULO 03: OBRA CIVIL	65.000,00 €
CAPITULO 04: GRUPO ELECTROBOMBAS	68.000,00 €
CAPITULO 05: TUBERIAS Y VALVULERIAS FASE 1 Y 2	113.000,00 €
CAPITULO 06: PROTECCIONES Y AISLAMIENTOS	74.000,00 €
CAPITULO 07: CONTROL Y REGULACION	53.000,00 €
CAPITULO 08: TRATAMIENTO DE AGUA	15.000,00 €
CAPITULO 09: INSTALACIÓN ELECTRICA	80.000,00 €
CAPITULO 10: INSTALACIÓN GAS NATURAL	20.000,00 €
CAPITULO 11: CONTADORES A LOCALES	82.000,00 €
CAPITULO 12: PROYECTO Y LEGALIZACIONES	90.000,00 €
TOTAL	1.525.000,00€

El precio de la instalación y del sistema basado en el motor de cogeneración alcanza un total de **1.525.000,00€**.

4.4.9. Análisis de consumos y costes

Como ya se había calculado antes, las horas anuales de funcionamiento hace un total de 3.744, para realizar los cálculos hemos dividido estas en dos periodos, el de invierno y verano. El periodo de invierno supone 5 meses al año y el de verano 7. Resumimos los valores:

- Horas totales: 3.744.
- Horas invierno: 1.560.
- Horas verano: 2.184.

Podemos calcular de manera sencilla la energía eléctrica que produce el motor al año, sabiendo que el motor entrega 400 kW y funciona las horas totales, produce **1.497.600 kWh/año**.

El consumo eléctrico del sistema se obtiene de la suma de los consumos de energía de auxiliares (considerando que tiene diferente consumo en invierno y verano), que es 509.901,60 kWh/año, y de las máquinas enfriadoras, que supone 238.638,71 kWh/año. Las enfriadoras solo entran en funcionamiento cuando la máquina de absorción no puede entregar la potencia demandada. Hacen un total de 748.540,31 kWh/año.

El consumo de gas está constituido por el que demanda el motor y el que demanda la caldera. El consumo del motor es 3.553.056 kWh/año y el de la caldera 315.640,20 kWh/año. La caldera únicamente entra en funcionamiento cuando con el circuito de refrigeración de los cilindro del motor no alcanza para satisfacer la demanda. **El consumo de gas total del sistema es de 3.868.696,20 kWh/año.**

Para analizar que costes suponen estos consumos tenemos que el precio de la energía eléctrica es de 0,0957 €/kWh y el precio del gas es de 0,03038 €/kWh. Además, vamos a calcular para este sistema cuanto retribuye la prima (RD 661/2007) para el tercer trimestre de 2011 está compuesta de los siguientes términos:

- Tarifa base: este proyecto pertenece al grupo a.1.1 de potencia menor que 0,5 MW que corresponde un precio de 16,3436 c€/kWh.
- Complemento por reactiva: se ha considerado un 5% de la prima de 8,4681 c€/kWh. El 5% es la media entre el periodo punta y llano, según el Anexo V del RD 661/2007.
- Complemento por eficiencia: en esta instalación el rendimiento eléctrico equivalente mínimo (REEmin) es de 49,5%, sabiendo además que Cmp es

2,7088 c€/kWh y que el rendimiento eléctrico del sistema calculado es 59,65%, podemos determinar el completo con la siguiente fórmula:

$$C_{ef} = 1,1 \times \left(\frac{1}{REE_{min}} - \frac{1}{REE_i} \right) \times C_{mp}$$

- Complemento por discriminación horaria: se obtiene ayudándose de los horas de los periodos P1-5 (suma de los periodos del P1 hasta P5) y P6 que se obtiene con la *tabla 4.38*.

Llevando a cabo los cálculos anteriores podemos resumir los valores de la siguiente manera:

Tarifa base	16,34 c€/kWh
Comp reactiva	0,42 c€/kWh
Comp eficiencia	1,02 c€/kWh
Discrim Hr	4,72 c€/kWh
Total	22,51 c€/kWh

REEi	E/[Q-(V/RefH)]
Cmp	2,7088 c€/kWh
REEmin	0,495
Comp Reactiva	8,4681 c€/kWh
RefH	0,9
Horas P1-P5	3328
Horas P6	416,00

DISTRIBUCIÓN ANUAL 6 PERÍODOS - desde 2008													
	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO 1Q	JUNIO 2Q	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
00:00 a 01:00	Período 6 Se incluirán en el Período 6 todas las horas de Sabados, Domingos y Festivos												
01:00 a 02:00													
02:00 a 03:00													
03:00 a 04:00													
04:00 a 05:00													
05:00 a 06:00													
06:00 a 07:00													
07:00 a 08:00													
08:00 a 09:00	Período 2	Período 4	Período 5	Período 4	Período 3	Período 2	Período 1	Período 4	Período 5	Período 3	Período 4	Período 2	Período 1
09:00 a 10:00	Período 1												
10:00 a 11:00	Período 2												
11:00 a 12:00	Período 1	Período 3	Período 4	Período 5	Período 4	Período 2	Período 1	Período 4	Período 5	Período 3	Período 4	Período 2	Período 1
12:00 a 13:00	Período 2												
13:00 a 14:00	Período 1												
14:00 a 15:00	Período 2	Período 4	Período 5	Período 4	Período 3	Período 2	Período 1	Período 4	Período 5	Período 3	Período 4	Período 2	Período 1
15:00 a 16:00	Período 1												
16:00 a 17:00	Período 2												
17:00 a 18:00	Período 1	Período 4	Período 5	Período 4	Período 3	Período 2	Período 1	Período 4	Período 5	Período 3	Período 4	Período 2	Período 1
18:00 a 19:00	Período 2												
19:00 a 20:00	Período 1												
20:00 a 21:00	Período 2	Período 4	Período 5	Período 4	Período 3	Período 2	Período 1	Período 4	Período 5	Período 3	Período 4	Período 2	Período 1
21:00 a 22:00	Período 1												
22:00 a 23:00	Período 2												
23:00 a 00:00	Período 1	Período 4	Período 5	Período 4	Período 3	Período 2	Período 1	Período 4	Período 5	Período 3	Período 4	Período 2	Período 1
	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO 1Q	JUNIO 2Q	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE

Tabla 4.38. Distribución anual de seis periodos.

Por lo que con la prima de 22,51 c€/kWh eléctrico vendido, tenemos los siguientes valores:

Coste instalación (calculado en el 4.4.8):

• Equipos	898.000,00 €
• Montajes y desmontajes	190.000,00 €
• Componentes auxiliares	365.000,00 €
Subtotal	1.525.000,00 €

Ingresos al año:

• Venta energía	337.151,76 €	*
Subtotal	337.151,76 €	

Costes al año:

• Consumo eléctrico	71.635,31 €
• Consumo gas	117.530,99 €
Subtotal	189.166,30 €

Ganancia año:	147.985,46 €
----------------------	---------------------

La inversión de este instalación se recupera en 10 años aproximadamente, lo que hace que al onceavo año ya se está ganando dinero. La vida útil de una instalación de este tipo es de 15 años.

*Consideramos el Real Decreto del caso de la venta de energía, sin esta subvención en la venta de energía no sería rentable instalar un sistema de cogeneración.

4.5. EER, COP y solución adoptada

Para realizar este cálculo se van a tener en cuenta las siguientes potencias:

- Potencia total instalada en el centro comercial:
 - Los kW frigoríficos que entregaría la instalación al centro comercial (kWfr), estos están producidos por las dos enfriadoras de 1.500 kW cada una y la máquina de absorción de 281 kW, lo que hacen un total de 3.281 kW totales de frío.
 - Potencia entregada en la salida por el motor de cogeneración en forma de energía eléctrica (kWem). La obtenemos de la *figura 4.28*. siendo de 400 kW.

Balances Energéticos	Unidad	TCG2016C V8
Potencia mecánica del motor	kW	414
Rendimiento mecánico del motor	%	43,6
Potencia a $\cos \phi = 1$	kW	400
Rendimiento eléctrico del grupo	%	42,1

Figura 4.28. Potencia entregada en la salida del motor de cogeneración.

- La potencia calorífica instalada es de 2.708 kW (kWcal).

➤ Consumos:

- El consumo de gas natural del motor de cogeneración es de 949 kW (kWgas).

Consumo combustible ISO	kW	949
-------------------------	----	-----

Figura 4.29. Consumo de gas natural del motor.

- El consumo eléctrico de las dos enfriadoras es de 259 kW, lo que hace un total de 518 kW consumidos de la red eléctrica (kWenf).

Output Type	Full Load
Percent Load	100,00
Chiller Capacity	1.500 kW
Chiller Input kW	259 kW
Chiller Input Power	0,173 kW/kW
Chiller COP	5,78

Figura 4.30. Consumo eléctrico de las dos enfriadoras.

- Consumos de las bombas de los circuitos hidráulicos y otros consumos. Los consumos de auxiliares para frío hacen un total de 148,4 kW (kWauxfrío). consumos de auxiliares para calor hacen un total de 119,1 kW (kWauxcalor).
- La potencia consumida por la caldera. Consideramos que el rendimiento de la caldera es del 95%, que es el máximo que el catálogo del fabricante

argumenta que se puede llegar con sus calderas. Por lo que el consumo es de 2631,57 kW (kWccal).

$$EER_{sist} = \frac{kW_{fr} + kW_{em}}{kW_{gas} + kW_{enf} + kW_{auxfrio}} =$$

$$= \frac{3281 + 400}{949 + 518 + 148,4} = 2,28$$

$$COP_{sist} = \frac{kW_{em} + kW_{cal}}{kW_{gas} + kW_{auxcalor} + kW_{ccal}} =$$

$$= \frac{400 + 2708}{949 + 119,1 + 2631,57} = 0,84$$

El EER y COP están calculados con los elementos que se encuentran en la central de producción no se tiene en cuenta las perdidas en distribución y de las UTAs que lo disminuirían. Podemos hacer una comparativa entre sistemas para justificar la elección que se va a tomar:

➤ Comparativa energética:

Sistema	EER	COP
Actual	0,95	0,79
Enfriadora agua-agua	1,31	0,95
Enfriadora aire-agua	1,05	0,95
Cogeneración	2,28	0,84

Tabla 4.39. Comparativa energética.

➤ Comparativa consumos y producción de energía (en kWh/año):

Sistema	Consumo eléctrico	Consumo gas	Venta electricidad
Actual	408.096	1.780.623	-
Enfriadora agua-agua	722.847	700.595	-
Enfriadora aire-agua	826.588	700.595	-
Cogeneración	748.540	3.868.696	1.497.600

Tabla 4.40. Comparativa consumos y producción de energía.

➤ Comparativa económica:

Sistema	Coste instalación (€)	Coste eléctrico (€/año)	Coste gas (€/año)	Venta (€/año)
Actual	-	39.055	54.095	-
Enfriadora agua-agua	470.000	69.176	21.284	-
Enfriadora aire-agua	430.000	79.105	21.284	-
Cogeneración	1.525.000	71.635	117.531	337.152

Tabla 4.41. Comparativa económica.

Periodo de retorno de la inversión en cogeneración si la sustituimos por el sistema actual:

Inversión Inicial:	1.525.000,00 €
Ingresos anuales:	337.151,76 € al año
Coste electricidad:	71.635,31 € al año
Coste gas:	117.530,99 € al año
	189.166,30 € al año
I-G:	147.985,46 € al año
Coste actual:	93.150,11 € al año
Ahorro en coste:	241.135,57 € al año
PRI	6,32 años

Como se observa en los resultados obtenidos anteriormente para la instalación del sistema de cogeneración la inversión inicial es mucho mayor que para el sistema convencional aunque considerando la prima por venta de energía se recupera la inversión en muy poco tiempo.

La elección económica que más satisface es el sistema de cogeneración siempre y cuando haya primas por la venta de energía, en caso contrario, no es rentable. Se recupera la inversión rápidamente y tiene buen rendimiento energético, ya que, la cogeneración es el sistema más eficaz y menos contaminante de aprovechamiento energético de un combustible. En el proceso se quema gas natural para producir energía eléctrica, que se inyecta a la red eléctrica, además se aprovechan los gases de escape y los circuitos de refrigeración del motor aumentando así el rendimiento energético del sistema.

Las ventajas de la cogeneración son las siguientes:

- Alta eficacia, lo que significa menor consumo de combustible y menores emisiones de CO₂ o de otro tipo y por ende, una contribución al desarrollo sostenible.

- Significa menos pérdidas en la red eléctrica, debido a que las instalaciones suelen estar más cerca del punto de consumo, facilitando así una generación más distribuida.
- Mayor competencia entre productores de electricidad, debido a que la tecnología de la cogeneración permite que entren en el mercado nuevos competidores.



Capítulo 5: Resumen y conclusiones

En el proyecto se ha descrito la instalación actual de climatización del centro comercial Sevilla Factory Dos Hermanas en Sevilla, analizándose diferentes opciones de mejora de la central de producción de energía. El resumen del proyecto fin de carrera y las principales conclusiones se desarrollan en los puntos siguientes:

- 1) El centro comercial se ha construido en dos fases, contando cada una de ellas con una central de producción independiente. La superficie total climatizada es de 16.500 m². La central de producción de la Fase I está constituida por tres plantas enfriadoras de absorción de una etapa con quemador de gas natural incorporado, con una potencia frigorífica de 352 kW cada una y una potencia de calefacción de 292 kW cada una. El EER medio anual de la central de producción es 0,96 y el COP medio anual es 0,80.

La central de producción de la Fase II está constituida por dos plantas enfriadoras de absorción de una etapa con quemador de gas natural incorporado, con una potencia frigorífica de 985 kW cada una y una potencia de calefacción de 827 kW cada una. El EER medio anual de la central de producción es 0,94 y el COP medio anual es 0,79.

La potencia frigorífica total del centro comercial es 3.026 kW y la potencia calorífica total es 2.530 kW. El EER medio anual total de la instalación es 0,95 y el COP medio anual total de la instalación es 0,79.

La producción anual del centro comercial en refrigeración es 947.037 kWh/año y 665.565 kWh/año en calefacción. El consumo total de la central de producción en la situación actual es de 1.780.623 kWh/año de gas y 400.096 kWh/año de energía eléctrica. El coste anual de funcionamiento es de 64.096 €/año de gas y 39.066 €/año de electricidad.

- 2) Para mejorar la eficiencia energética de las centrales de producción se han considerado dos opciones diferentes: sustitución de la instalación actual por plantas enfriadoras de compresión mecánica o instalación de un sistema de cogeneración. En la primera opción se han considerado a su vez dos posibilidades, plantas enfriadoras condensadas por aire o condensadas por agua.

- 3) La instalación de plantas enfriadoras condensadas por agua está constituida por dos máquinas de 1.500 kW cada una. El EER medio anual del sistema es 1,31. El consumo eléctrico anual es de 722.847 kWh/año y el coste anual de la energía eléctrica es 69.176 €/año.

La instalación de plantas enfriadoras condensadas por aire está constituida por tres máquinas de 1.017 kW. El EER medio anual del sistema es 1,05. El consumo eléctrico anual es de 826.588 kWh/año y el coste anual de la energía eléctrica es 79.105 €/año.

Para el suministro de calefacción se considera una caldera de 2.500 kW con un rendimiento del 95%. El consumo anual de gas es de 700.595 kWh/año, igual en ambos sistemas ya que se utiliza la misma caldera. El coste anual del gas consumido es 21.284 €/año.

La inversión inicial de instalación de plantas enfriadoras condensadas por agua es 470.000 €. La inversión inicial de la instalación de plantas enfriadoras condensadas por aire es 430.000 €.

La inversión inicial del sistema condensado por agua es 40.000 € superior con un coste eléctrico anual inferior de 9.928 €/año, recuperándose la inversión en 4 años si se instala las enfriadoras refrigerada por agua en vez de por aire.

- 4) La instalación de cogeneración propuesta, consta de las enfriadoras refrigeradas por agua y caldera anteriormente mencionadas, y un motor de cogeneración. Para aprovechar la energía de los gases de escape y del circuito de refrigeración de alta temperatura del motor, se instala una máquina de absorción de 281 kW.

La potencia frigorífica instalada es 3.281 kW y la potencia calorífica 2.708 kW, ya que, el circuito de alta temperatura de refrigeración del motor aporta un extra de 208 kW.

Para este sistema se obtiene un EER medio anual de 2,28 y un COP medio anual de 0,84.

La instalación de cogeneración es únicamente rentable, desde el punto de vista económico, si se tiene en cuenta el Real Decreto 661/2007, que otorga una prima económica a este tipo de instalación. El Real Decreto-ley 1/2012, del 27 de enero,

por el que se procede a la suspensión de los procedimientos de preasignación de retribución y a la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos, se ha considerado con carácter temporal y una vez superado el déficit tarifario eléctrico y/o la crisis económica se recuperará esta retribución.

El consumo eléctrico anual del sistema es de 748.540 kWh/año y el de gas 3.868.696 kWh/año. Además, se producen 1.497.600 kWh/año de energía eléctrica para su venta.

La inversión inicial es 1.525.000 €, obteniéndose unos ingresos anuales de 337.152 €/año por venta de energía eléctrica de acuerdo con el Real Decreto 661/2007, un coste de 71.635 €/año de coste eléctrico y 117.531 €/año de coste del gas. La inversión se recupera por tanto, en aproximadamente 10 años y si se sustituye por el sistema actual, en algo más de 6 años se rentabiliza la inversión.

- 5) Como conclusión final, se considera la opción del sistema de cogeneración como mejor alternativa para la sustitución del sistema actual, desde el punto de vista económico y energético.

Bibliografía

Aircoil Baltimore Baltimore Aircoil S3000 [En línea]. - www.baltimoreaircoil.eu.

Alejandro Germán González González Estudio y simulación de enfriadoras condensadas por aire. - Sevilla : Proyecto fin de carrera ETSI, 2002.

ASHRAE Handbook - HVAC Applications . - 2011.

ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment. - 2012.

Buderus Calderas de acero a gas/gasóleo - Logano S825 L [En línea]. - www.buderus.es.

Carrier Carrier 19XRV [En línea]. - <http://www.carrier.es/>.

Carrier Direct-Fired, Double Effect, Hermetic Absorption, Liquid Chiller/Heater Carrier 16DF [En línea]. - www.carrier.es.

Carrier Unidades climatizadoras de aire 39FD 220 - 7100 [En línea]. - www.carrier.es.

Climaveneta Climaveneta FOCS2 /CA-E [En línea]. - www.climaveneta.com.

Endesa Energía S.A. Estudio de viabilidad de cogeneración en la fábrica de Procavi S.L.. - Marchena (Sevilla) - Noviembre de 2010.

Endesa Energía S.A. Proyecto de ejecución de obra civil de la sala de calderas y planta de cogeneración en las instalaciones Procavi S.L.. - Marchena (Sevilla) - Noviembre de 2010.

Evapco Evapco ESWA 142-45J [En línea]. - www.evapco.eu.

Gas Natural Manual de producción de frío por absorción a gas natural [En línea]. - Diciembre de 1999. - www.gasnaturalfenosa.com.

Group MWM TCG 2016 C [En línea]. - www.mwm.net.

Guadalcil S.L. Proyecto de calefacción, ventilación y aire acondicionado 2ª Fase, Centro Comercial SEVILLA FACTORY en DOS HERMANAS. - Sevilla - 2000.

Hugo Vicente Guerrero Estudio sobre la viabilidad económica de la implantación de una planta de cogeneración en un hospital situado en Andalucía. - Sevilla - 2011. - Proyecto fin de Carrera ETSI Sevilla.

Inmaculada Martínez Jiménez Análisis de la información técnicas de los equipos de climatización. - Sevilla : Proyecto fin de carrera ETSI, 2005.

Jose María Sala Lizarraga Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos [Libro]. - País Vasco : Universidad del País Vasco, 1995.

Juan A. Domínguez Quiroga Modelado y caracterización de una máquina de absorción de doble efecto. - Sevilla : Proyecto fin de carrera ETSI, 2009.

Juan José Berlanga Gómez Cogeneración con motores a gas. - Sevilla : Proyecto fin de carrera ETSI, 2002.

McQuisto Faye C., Parker Jerald D. y Spitler Jeffrey D. Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design [Libro]. - 2004.

Nadia Rodríguez Martínez Estudio de eficiencia de plantas enfriadoras para climatización. - Sevilla : Proyecto fin de carrera ETSI, 2007.

Sedical Bombas normalizadas SNM, SNP manual [En línea]. - www.sedical.com.

Sedical Intercambiadores de placas Sedical [En línea]. - www.sedical.com.

Sedical Sistemas de bombas circuladoras Sedical [En línea]. - www.sedical.com.

Thermax Thermax LT-08 [En línea]. - www.thermax-europe.com.

Víctor Salguero Fernández Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar. - Sevilla : Proyecto fin de carrera ETSI, 2010.

Yazaki Especificaciones CH-V60 ~ CH-V100 [En línea]. - www.yazaki-europe.com.