

UNIVERSIDAD CARLOS III
DE MADRID
PROYECTO FIN DE
CARRERA



CLIMATIZACIÓN DE UN EDIFICIO
APLICANDO TÉCNICAS DE
ALMACENAMIENTO DE FRÍO

AUTOR: PABLO SIMÓN SAN ROMÁN

TUTOR: AMANCIO MORENO RODRÍGUEZ

ÍNDICE GENERALí .í í í í í í í .2

ÍNDICE DE TABLASí í í í í í í í í í í í í í ...í í í í í í í í í í 5

ÍNDICE DE FIGURASí í í í í í í í í í í í í í í í í í í .í í í ..í í í í ..6

1. INTRODUCCIÓNí í í í í í í í í í í í í í í í í í .í ..í í í í í í 8

 1.1. OBJETIVO DEL PROYECTOí ..í í í í í ..í í íí .10

 1.2.INSTALACIÓNí í í í í í í í ..í í í í í í í .í ..í í .í 11

 1.3. PROCEDIMIENTOí í í í í í í í .í í í í í í í .í í í .í .14

 1.4. DATOS DE TEMPERATURASí í í í í í í í í í ..í í í .í .15

 1.5. DATOS GENERALES DEL PROYECTOí í í í í .í .í í .í .19

 1.5.1. SITUACIÓN DEL PROYECTOí í í í í í í í í í .í .19

 1.5.2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIOí í í í í í í í .í í .í .23

 1.6.NORMATIVA DE APLICACIÓNí í í í í í í í í ..í í ..26

2. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICASí í í í í í í í í ..í í 27

 2.1.CONDICIONES INICIALESí í í í í í í í í í í í í .í .28

 2.2.CARGA TÉRMICA DE DISEÑO DE REFRIGERACIÓN.í .í .30

 2.3.RESULTADOSí ..43

3. DEPÓSITO DE ACUMULACIÓNí í ..í í í í í í í í í ..44

 3.1.ESPECIFICACIONES DEL TANQUE DE SALMUERAí í í .45

 3.2.DIMENSIONADO DEL DEPÓSITOí í í í í í í í í í í .50

 3.3.MATERIALES DEL DEPÓSITOí í í ..í í í í í í í í í .56

 3.3.1. MATERIAL CONSTRUCTIVOí í í í í í í í í í í 56

 3.3.2. ESPESOR CRÍTICO DEL MATERIAL AISLANTE.í í ...59

 3.3.3. PÉRDIDAS TOTALES DEL DEPÓSITOí í í í í í í .62

 3.4.FLUIDO CALOPORTADORí í í í í í í í ..í í í í .í í .64

 3.4.1. SALMUERAí í ..68

 3.5.BOMBA DE CIRCULACIÓNí í í í í í í í í í .í í í ...70

 3.6.VALVULA DE TRES VIASí í í í í í í í í í í í í .í .71

 3.7.TUBERIAS Y CONDUCTOSí í í í í í í í .í í í72

 3.8.FAN-COILSí í í í í í í í í í í í í í í í ..74

 3.8.1. FAN-COILS INSTALADOSí í í í í í í í í í í .í 75

4. MÁQUINA FRIGORÍFICAí ..í í í í í í í í í í í .í í .78

 4.1.REFRIGERANTESí í í .í í í í í í í í í í í í .í ..79

 4.1.1. REFRIGERANTE R-404Aí í í í í í í í í í í .í ..81

4.2.CICLO FRIGORÍFICOí í í í í í í í í í í í í í í í í 83
4.2.1. CÁLCULO DEL CICLO; DOBLE COMPRESIÓN.í ..í ...84
4.2.2. CÁLCULO DEL CICLO; COMPRESIÓN SIMPLEí í94
4.3.SELECCIÓN DE COMPONENTES...í í í í í í í í101

5. SIMULACIONESí 108
5.1.PROCEDIMIENTO DE CÁLCULOí í í í í í í í í í í .109
5.2.SIMULACIONES DIÁRIASí í í í í í í í í í í í í í .í 113
5.3.CONSUMO DE LA INSTALACIÓNí í í í í í í í í í í ...124

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXO A: SUPERFICIE HABITABLE DEL EDIFICIO

ANEXO B: CÁLCULO DE LOS CERRAMIENTOS

PLANOS DEL EDIFICIO

PLANOS DEL DEPÓSITO

AGRADECIMIENTOS:

En mi primer lugar dar las gracias mis padres que tanto me han ayudado y valorado, que toda la vida han estado junto a mí, en los momentos buenos y en los malos, y que siempre me han apoyado ha hecho falta. Gracias.

Gracias a toda esa gente de la universidad con los que tanto he sufrido, trabajado y tan bien me lo he pasado. Dani, Willy, Antoñejo, Alex, Fran, Carlos, Javier. Gracias.

Gracias a mis amigos Igna, Soria y Uge por todos esos buenos ratos en el pueblo.

Gracias a mi tutor Amancio y a todo el personal docente que, desde la infancia hasta ahora, han tratado de transmitirme todos sus conocimientos de la mejor manera posible.

Por último gracias a ti, Patri. Por ser como eres y tratarme como me tratas, por sacarme una sonrisa en los peores momentos y hacerme sentir una persona feliz, MUCHAS GRACIAS.



ÍNDICE DE TABLAS

- Tabla 1. Tiempo de funcionamiento de la instalación
- Tabla 2. Temperaturas máximas y mínimas del verano
- Tabla 3. Temperaturas máximas y mínimas durante el día y la noche
- Tabla 4. Temperatura del terreno
- Tabla 5. Densidad de ocupación según CTE
- Tabla 6. Superficies a climatizar
- Tabla 7. Condiciones interiores de diseño
- Tabla 8. Condición exterior de cálculo
- Tabla 9. Datos Madrid CTE
- Tabla 10. Coeficientes de orientación
- Tabla 11. Carga térmica sensible debido a personas
- Tabla 12. Carga térmica latente debido a personas
- Tabla 13. Valores de radiación solar
- Tabla 14. Carga térmica debida a la radiación solar
- Tabla 15. Temperaturas nocturnas
- Tabla 16. Espesor de aparatos y depósitos según la instrucción
- Tabla 17. Núcleo depósito
- Tabla 18. Materiales del aislante
- Tabla 19. Temperaturas de cristalización, mezcla agua-Cloruro de calcio
- Tabla 20. Temperatura de cristalización de mezcla agua cloruro de sodio
- Tabla 21. Tuberías y accesorios
- Tabla 22. Temperatura funcionamiento fan-coil
- Tabla 23. Calendario de desaparición de los HCFCs.
- Tabla 24. Composición del R-404A
- Tabla 25. Características técnicas R-404A
- Tabla 26. Temperaturas de evaporación y condensación
- Tabla 27. Presión y aspiración de descarga. Relación de compresión total
- Tabla 28. Entalpías doble compresión
- Tabla 29. Entalpía de condensación
- Tabla 30. Entalpía de evaporación
- Tabla 31. Temperaturas de evaporación y condensación
- Tabla 32. Presiones, compresión simple
- Tabla 33. Entalpías compresión simple
- Tabla 34. Entalpía de condensación
- Tabla 35. Entalpía de evaporación
- Tabla 36. Doble compresión frente a compresión simple
- Tabla 37. Demanda del edificio y energía a almacenar
- Tabla 38. Consumo compresores durante los meses de verano
- Tabla 39. Tarifas eléctricas (Iberdrola)
- Tabla 40. Consumo de la instalación

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1. Refrigeración directa frente a refrigeración indirecta
- Figura 2. Esquema básico de la instalación.
- Figura 3. Planta-sótano (sala de calderas)
- Figura 4. Dimensiones sala de calderas
- Figura 5. Temperaturas máximas y mínimas de los meses de verano
- Figura 6. Temperaturas máximas y mínimas, de día y de noche, de los meses de verano
- Figura 7. Localización del ayuntamiento
- Figura 8. Mapa zonas climáticas. (Fuente: CTE)
- Figura 9. Mapa zona climática (Manual de climatización, Pinazo Ojer)
- Figura 10. Alzado ayuntamiento
- Figura 11. Tipo ventana ayuntamiento
- Figura 12. Diagrama Psicométrico
- Figura 13. Esquema básico del sistema de almacenamiento de salmuera y climatización del ayuntamiento
- Figura 14. Imagen 3D, depósito de salmuera (*solid edge*)
- Figura 15. Demanda térmica de los meses de verano
- Figura 16. Demanda durante la mañana del día 6 de Julio
- Figura 17. Dimensiones del depósito
- Figura 18. Depósito de acero con tratamiento vitrificado
- Figura 19. Imagen planta, depósito de salmuera (*solid edge*)
- Figura 20. Panel VITREX
- Figura 21. Concentración de sales frente a temperatura
- Figura 22. Ejemplo bomba de circulación
- Figura 23. Ejemplo válvula de tres vías
- Figura 24. Ejemplo tubería con aislamiento térmico
- Figura 25. Ejemplo fan-coil de techo
- Figura 26. Temperatura funcionamiento fan-coil
- Figura 27. Calendario de desaparición de los HCFCs
- Figura 28. Isobaras de presión y condensación
- Figura 29. Doble compresión isoentrópica
- Figura 30. Doble compresión real y expansión isoentálpica
- Figura 31. Ciclo teórico enfriador intermedio.
- Figura 32. Curva de eficiencia volumétrica de compresor
- Figura 33. Isobaras de presión y condensación
- Figura 34. Compresión simple no isoentrópica
- Figura 35. Ciclo compresión simple completo
- Figura 36. Esquema básico, acumulador con serpentín
- Figura 37. Imagen ejemplo serpentín- evaporador
- Figura 38. Imagen ejemplo condensador
- Figura 39. Imagen ejemplo compresor

- Figura40. Demanda del edificio
- Figura 41. Ciclo completo, compresión simple
- Figura 42. Curva de ajuste y ecuación entalpía-temperatura
- Figura 43. Curva de ajuste y ecuación gasto másico-temperatura por kWev
- Figura 44. Evolución de la potencia térmica a lo largo del día 6 de Julio
- Figura 45. Consumo del compresor durante la noche, día 6 de Julio
- Figura 46. CEE durante la noche, día 6 de Julio
- Figura47. Demanda durante la mañana del día 11 de Agosto
- Figura 48. Evolución de la potencia térmica a lo largo del día 11 de Agosto
- Figura 49. Consumo del compresor durante la noche, día 11 de Agosto
- Figura 50. CEE durante la noche. Día 11 de agosto
- Figura 51. Demanda durante la mañana del día 2 de Septiembre
- Figura 52. Evolución de la potencia térmica a lo largo del día 2 de Septiembre
- Figura 53. Consumo del compresor durante la noche, día 2 de septiembre
- Figura 54. CEE durante la noche, día 2 de Septiembre
- Figura 55. Consumo del compresor durante la noche, meses de verano
- Figura 56. Curva de ajuste y ecuación entalpía-temperatura (mañanas)
- Figura 57. Curva de ajuste y ecuación gasto másico-temperatura por kWev (mañanas)
- Figura 58. Consumo del compresor durante la mañana, en los meses de verano

1. INTRODUCCIÓN

La necesidad de hacer frente al déficit energético, originado por el incesante aumento del consumo de energía, debe ser ampliamente difundido porque es indispensable crear una conciencia colectiva sobre su uso racional.

Un sistema de aire acondicionado bien proyectado y ejecutado, orientado hacia el ahorro de energía, debe contar con equipos eficientes, uso de combustibles económicos o fuentes de energía alternativas. Además a esto debe agregarse una correcta operación, mediante temperaturas, velocidad de distribución de fluidos, tiempos de utilización y sistemas de control óptimos. Por otra parte, la aplicación de un adecuado aislamiento térmico y la mejora en la hermeticidad de los edificios es fundamental, dado que implica equipos más pequeños con menor consumo energético durante toda la vida útil.

Los proyectos deben realizarse en función de las características de las instalaciones, así como estructurarse de manera coherente, debiéndose efectuar un balance energético con un análisis económico para definir la solución más conveniente.

Debe tenerse en cuenta que instalar equipamientos más eficientes, adoptar aislantes más eficaces, proyectar edificios que disipen menos energía o proveer instalaciones que recuperen energía, obliga a mayores inversiones económicas que deben retornar con el ahorro que pueda conseguirse, sobre la base del tiempo que se considere necesario establecer como razonable.

Con mucha frecuencia el grueso de los costos lo constituye el cargo adicional que aplica la compañía de electricidad por la demanda excesiva de electricidad durante las horas pico en los días laborables hábiles, especialmente durante el verano.

Esto ha estimulado a los diseñadores a desarrollar sistemas que utilicen menos energía en las horas pico, redistribuyendo su consumo entre las demás horas. Los sistemas que utilizan enfriadoras lo puede lograr funcionando a su máxima capacidad durante las horas de poca demanda, almacenando la energía en agua, agua-hielo o sales hidratadas, para utilizarla posteriormente durante las horas pico. A tal método se le denomina almacenamiento térmico o sistema de refrigeración indirecto

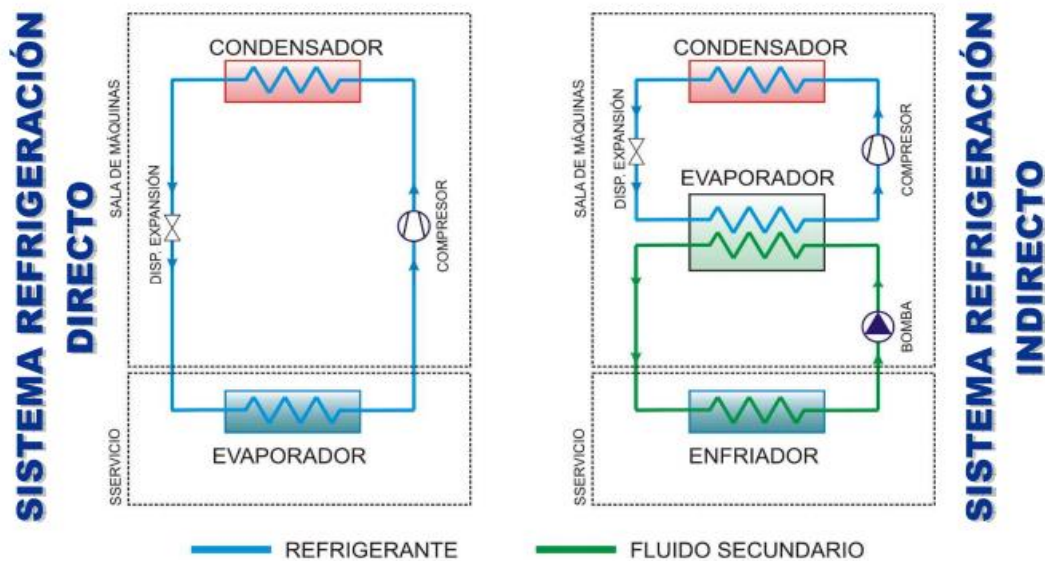


Figura 1: Refrigeración directa frente a refrigeración indirecta

Una ventaja adicional a estos sistemas es, que generalmente, permiten la instalación de equipo de enfriamiento de menor capacidad, lo que significa una inversión inicial menor. Por supuesto, la instalación y la operación del equipo de almacenamiento significan un costo adicional. Por tanto, la factibilidad económica dependerá del equilibrio entre los costos de instalación y de mantenimiento del sistema de almacenamiento térmico y los ahorros que generará durante la vida útil del sistema de aire acondicionado.

1.1. OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo es la elaboración del diseño de un sistema de refrigeración indirecta para la climatización de un ayuntamiento ubicado en Arganda del Rey (Comunidad de Madrid).

El proyecto incluirá el estudio del dimensionado del depósito acumulador y del sistema de enfriamiento del depósito durante la noche, desde las 12h de la noche a las 8h de la mañana, aprovechando la discriminación horaria.

El horario de atención al público del ayuntamiento es de 9 horas de la mañana a 15 horas del mediodía. El sistema de almacenamiento térmico deberá acumular energía suficiente para cubrir la demanda durante esas 6 horas de funcionamiento.

HORAS DEL DÍA																								
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
FUNCIONAMIENTO MÁQUINA DE ENFRIAMIENTO									FUNCIONAMIENTO INSTALACIÓN CLIMÁTICA DEL EDIFICIO								SIN FUNCIONAMIENTO							

Tabla 1: Tiempo de funcionamiento de la instalación

Una vez se realice el estudio y dimensionado de la instalación, se analizarán las potencias en el evaporador, consumos en el compresor y coeficientes de eficiencia energética, mediante simulaciones con datos reales de temperatura. Finalmente se escribirán las conclusiones.

1.2. INSTALACIÓN

Este apartado explica el funcionamiento de la instalación y los componentes que contiene el sistema.

Desde un punto de vista termodinámico, el calor o el frío no es algo que exista o se pueda acumular. Sólo existe y se puede acumular la energía que poseen las sustancias debidas a su estado o nivel térmico.

El principio de funcionamiento en el que se basa es el de acumular energía en un depósito de salmuera. Esto se hará enfriando agua durante la noche, para más tarde transferir esta energía durante el día al edificio que queremos climatizar.

El sistema de refrigeración indirecto propuesto consta de dos circuitos. Por un lado, el sistema de producción, que enfría el depósito de salmuera, y que funciona durante la noche. Por otro, el circuito de consumo, que climatizará el edificio durante el día. *La figura 2*, muestra el esquema básico de la instalación.

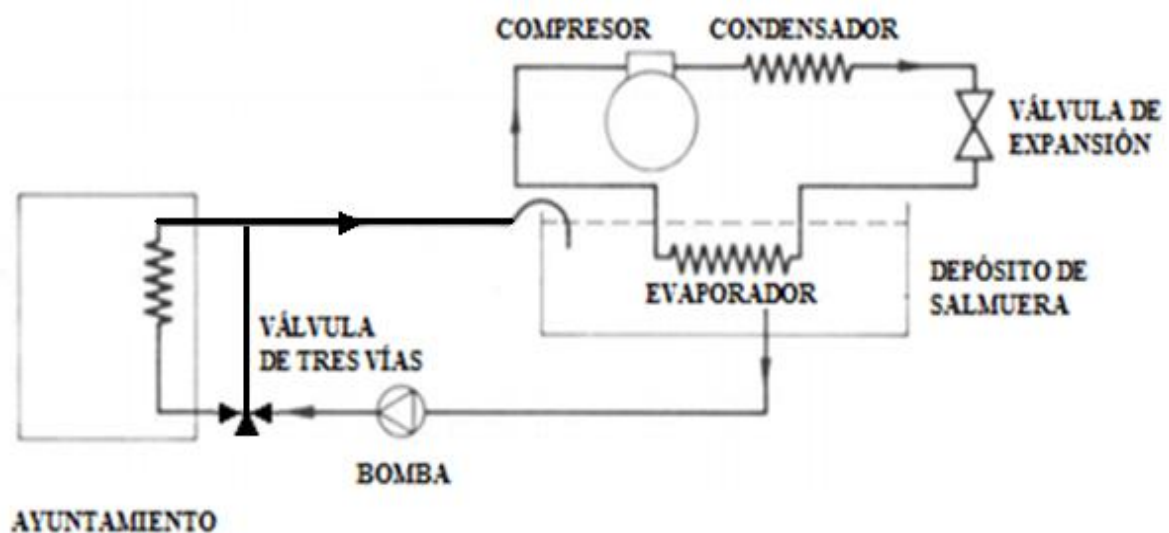


Figura 2: Esquema básico de la instalación.

Cada circuito utilizará un fluido caloportador distinto. El circuito que enfría el depósito utilizará refrigerante R-404A (*ver apartado 4.1.1. refrigerante R404-A*), y el circuito que climatiza el edificio utilizará agua (*ver apartado 3.4.1 salmuera*).

La climatización del edificio se llevará a cabo mediante sistema de fan-coils, alimentados con la energía del depósito de salmuera, ubicado en la planta-sótano del ayuntamiento, en una sala de calderas (*figura 3*). Se trata de una instalación centralizada desde la que se transportará el agua fría por todo el edificio a través de tuberías.

El fluido caloportador sale del depósito y pasa por una válvula de tres vías, donde se mezcla con el fluido que viene de la salida de los fan-coils para obtener la temperatura óptima de entrada al sistema de climatización.

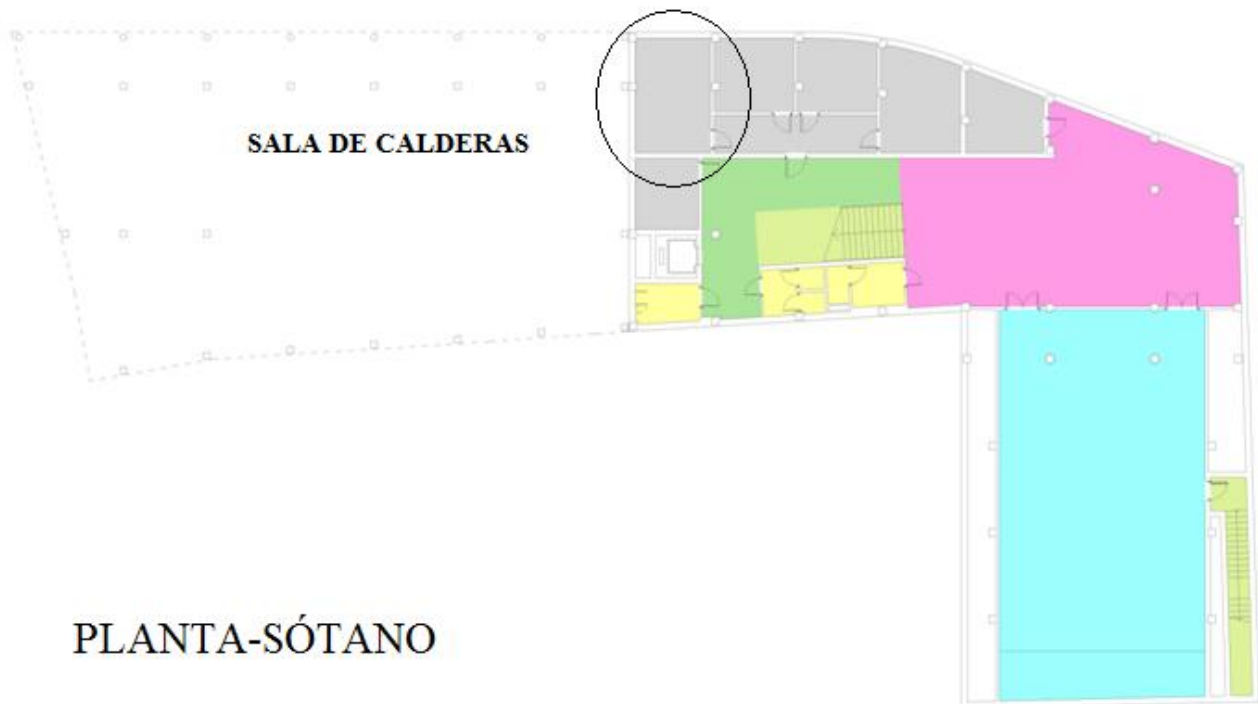


Figura 3: Planta-sótano (sala de calderas)

La sala de calderas donde se construye el depósito tiene una superficie total de $19,25 \text{ m}^2$ ($3,65 \times 5,30$), como se muestra en la *figura 4*:

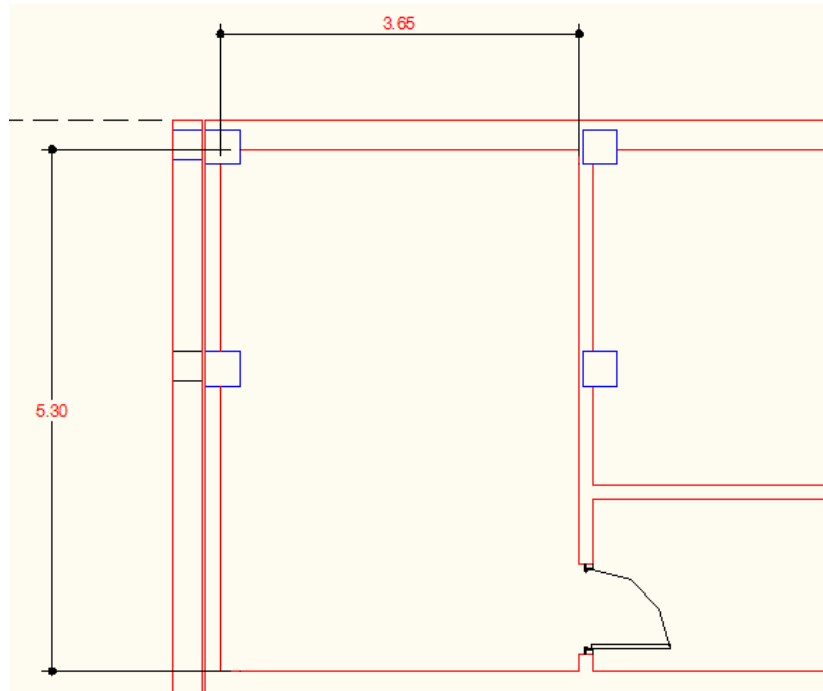


Figura 4: Dimensiones sala de calderas

1.3. PROCEDIMIENTO

Para la realización de dicho proyecto, partiendo de los planos y localización del edificio, se aplicarán los métodos y normativa para el correcto cálculo de la potencia térmica máxima del edificio.

Se realizará un balance de pérdidas y ganancias de calor para estimar el valor de carga térmica máxima. Para realizar este balance se deberá establecer en primer lugar, las condiciones interiores que se desean mantener en el recinto, así como las condiciones del ambiente exterior. Una vez realizada la estimación de potencia máxima de refrigeración, procederemos al dimensionado y cálculo de los sistemas de almacenamiento y sistema de refrigeración de dicho depósito. Finalmente nombraremos los equipos a instalar y estimaremos su consumo.

Por lo tanto, los pasos a seguir en el cálculo de la instalación con depósito de salmuera serán:

ÉCálculo de la carga térmica de diseño del edificio para verano Q_{TT} .

ÉObtención del coeficiente global de transferencia del edificio $(UA)_G$.

ÉDimensionado del depósito de salmuera para satisfacer las necesidades de confort establecidas en el interior del recinto a refrigerar.

ÉDimensionado del sistema de refrigeración del depósito de salmuera.

ÉSimulación de la carga térmica del edificio, potencias en el evaporador, consumos en el compresor y coeficientes de eficiencia energética.

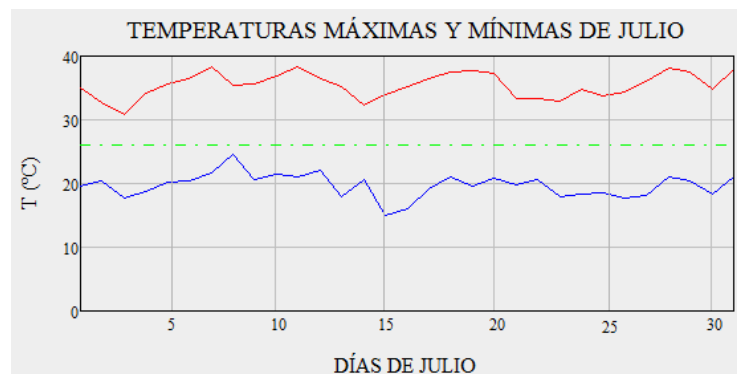
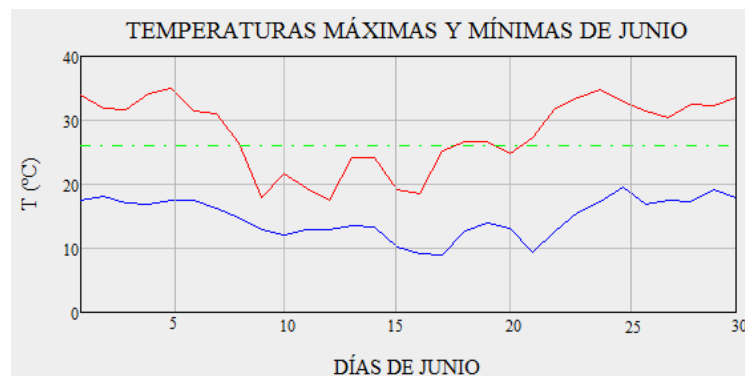
1.4. DATOS DE TEMPERATURAS

El cálculo de la carga térmica del edificio, del sistema de enfriamiento del depósito, y de la simulación del funcionamiento de la instalación, se obtendrá en función de la temperatura atmosférica exterior para cada uno de los momentos del día.

Se hace uso de datos reales atmosféricos de todos los días de verano (desde el 1 de junio hasta el 30 de septiembre), tomados por una estación meteorológica y un sistema de adquisición de datos de las instalaciones del CSIC (Consejo Superior de Investigaciones Científicas).

Todas las medidas de temperatura son procesadas con el software *Mathcad*, y sus gráficas se exponen a continuación. En la *figura 5* podemos observar las temperaturas máximas y mínimas de cada día del mes y la temperatura interior a la que comienza a climatizar.

Las observaciones corresponden a los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre (122 días):



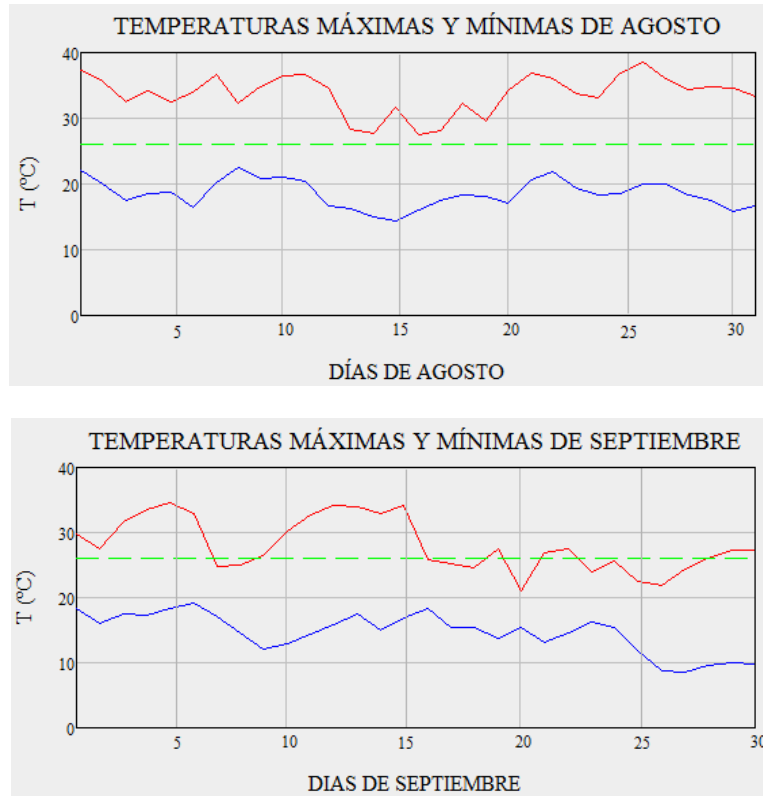


Figura 5: Temperaturas máxima y mínimas de los meses de verano

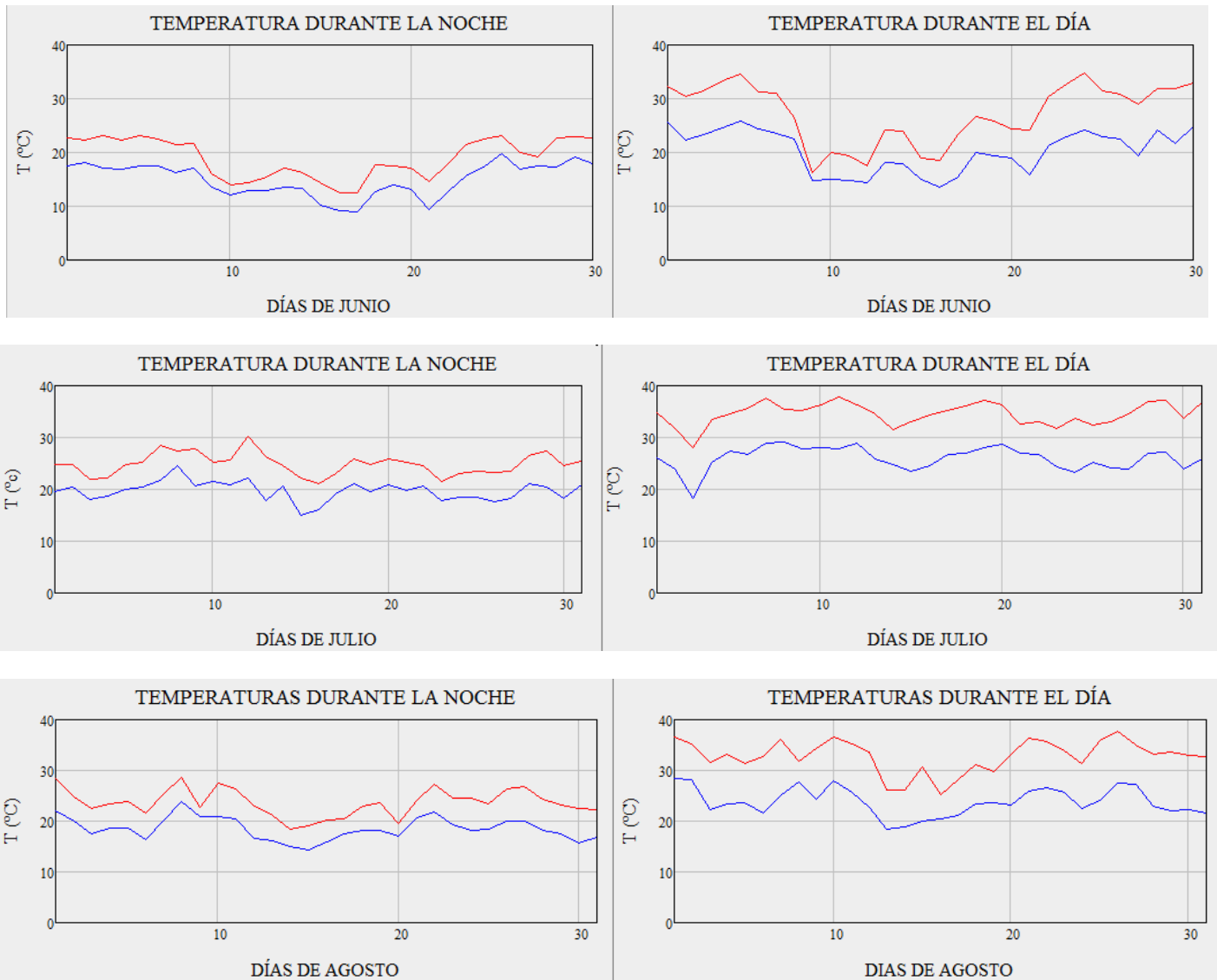
La *tabla 2*, recoge la temperatura de cada mes e indica cual es la máxima de todo el verano, que servirá para calcular la carga térmica de diseño del edificio:

	MÁXIMA TEMPERATURA (°C)	MÍNIMA TEMPERATURA (°C)
JUNIO	34,9	8,9
JULIO	38,4	15,1
AGOSTO	38,5	14,6
SEPTIEMBRE	34,6	8,6

Tabla 2: Temperaturas máximas y mínimas del verano

- Temperatura máxima = 38,5 °C

También es importante conocer las temperaturas máximas y mínimas, por un lado, en el horario de funcionamiento del Ayuntamiento (de 9h de la mañana a 15h de la tarde) y por otro, en el horario de funcionamiento de acumulación del depósito (de 12h de la noche a 8h de la mañana).



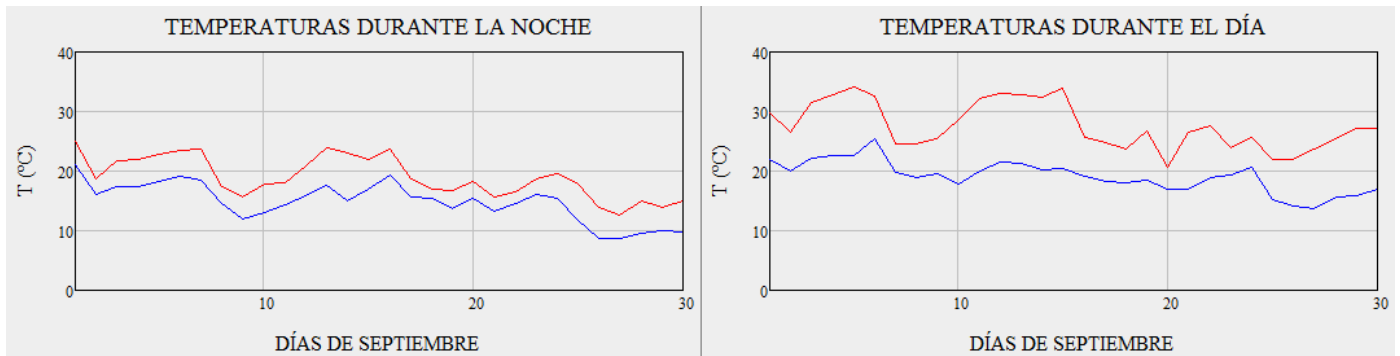


Figura 6: Temperaturas máxima y mínimas, de día y de noche, de los meses de verano

La *tabla 3* recoge los datos de temperaturas máximas y mínimas durante el día y la noche de cada mes indicando la máxima temperatura durante el día y durante la noche. Estos datos servirán para el dimensionado del depósito y el cálculo del sistema de enfriamiento respectivamente:

	NOCHE		DÍA	
	TEMPERATURA MAXIMA (°C)	TEMPERATURA MÍNIMA (°C)	TEMPERATURA MAXIMA (°C)	TEMPERATURA MÍNIMA (°C)
JUNIO	23,1	8,9	34,7	13,6
JULIO	30,3	15,1	37,7	18,1
AGOSTO	28,6	14,3	37,7	18,5
SEPTIEMBRE	24,9	8,6	34,1	13,7

Tabla 3: Temperaturas máxima y mínimas durante el día y la noche

- Temperatura máxima durante el día = 37,7 ° C
- Temperatura máxima durante la noche = 30,3 ° C

1.5. DATOS GENERALES DEL PROYECTO

1.5.1. SITUACIÓN DEL PROYECTO

DATOS DE LOCALIZACIÓN



Figura 7: Localización del ayuntamiento

Localización: calles Zanja y de Abajo
 Término Municipal: Arganda del Rey.
 Provincia: Madrid.

En este apartado se mostrará lo que supone que el edificio esté situado en Arganda del Rey. Hay muchos factores que varían según la zona geográfica de España:

ZONA CLIMÁTICA

La primera zona climática hace referencia al cálculo de la carga térmica, ya que el CTE fija unos valores límite de transmitancia térmica para evitar descompensaciones entre la calidad térmica de diferentes espacios. La zona climática del mapa, como vemos en la *figura 8*, correspondiente a Arganda del Rey es la IV.

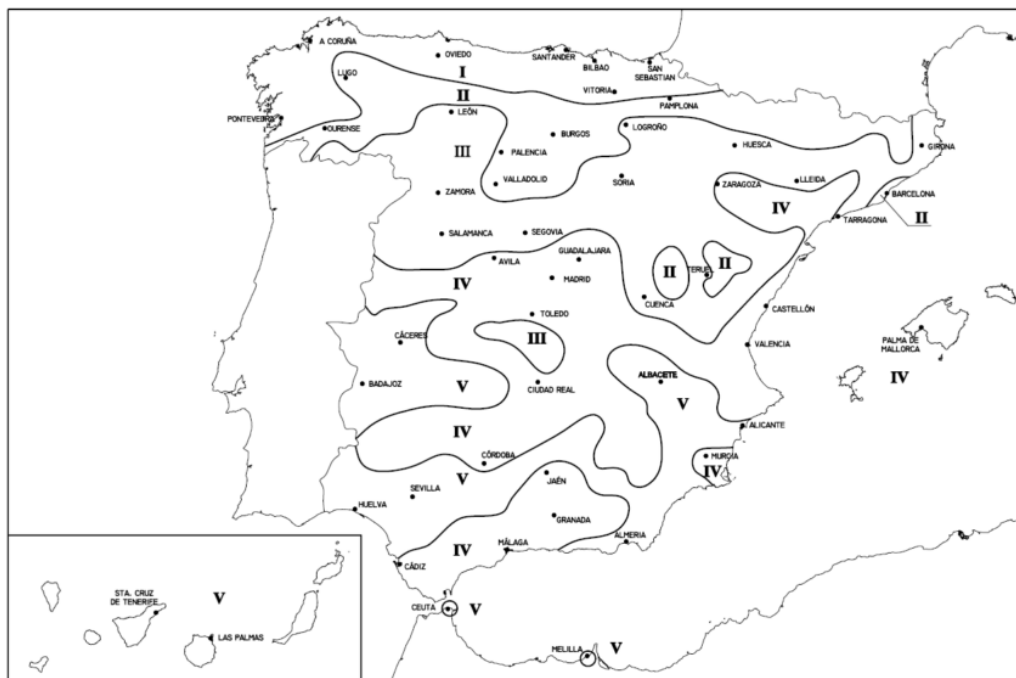


Figura 8: Mapa zonas climáticas. (Fuente: CTE).

Otra zona climática a tener en cuenta será aquella que nos definirá la temperatura del suelo para nuestra vivienda. Este dato será utilizado para calcular las transmisiones de calor a lo largo de los muros enterrados y para los cálculos del depósito que también estará enterrado.

Se puede observar en el mapa de la *figura 9* que Arganda del Rey se encuentra en la Zona Y:



Figura 9: Mapa zona climática (Manual de climatización, Pinazo Ojer)

La zona climática Y se caracteriza por tener una temperatura del suelo de 12°C en verano.

TEMPERATURA DEL TERRENO EN VERANO
12°C

Tabla 4: Temperatura del terreno

OCUPACIÓN MÁXIMA

Para calcular la ocupación deben tomarse los valores de densidad de ocupación que se indican en la *tabla 5* en función de la superficie útil de cada zona, salvo cuando sea previsible una ocupación mayor o sea exigible una ocupación menor para la aplicación de alguna disposición legal de obligado cumplimiento. En aquellos recintos o zonas no incluidos en la tabla deben ser aplicados aquellos valores correspondientes que sean más asimilables.

A efectos de determinar la ocupación, se debe tener en cuenta el carácter simultáneo o alternativo de las diferentes zonas de un edificio, considerando el régimen de actividad y de uso previsto para el mismo.

<u>Densidades de ocupación</u>		
<i>Uso previsto</i>	Zona, tipo de actividad	Ocupación (m ² /persona)
<i>Administrativo</i>	Plantas o zonas de oficinas	10
	Vestibulos generales y zonas de uso público	2

Tabla 5: Densidad de ocupación según CTE

En este caso, como se muestra en la *tabla 5*, para el cálculo de las cargas térmicas aplicaremos una carga de ocupación máxima que no supere los 10 m² por persona para las oficinas y 2 m² por persona en pasillos y vestíbulos.

- Planta sótano: Ocupación total: 49 personas
- Planta baja: Ocupación total: 23 personas
- Primera planta: Ocupación total: 14 personas
- Planta ático: Ocupación total: 32 personas

1.5.2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO



Figura 10: Alzado ayuntamiento

DESCRIPCIÓN DE LOS TERRENOS

La parcela está situada en el casco urbano de Arganda del Rey, en la confluencia de la calle Zanja y la calle De Abajo.

El solar tiene una superficie de 1.013,34 m². con forma irregular.

DATOS DEL EDIFICIO

El Ayuntamiento que vamos a climatizar se encuentra en el casco urbano de Arganda del Rey.

El edificio consta de dos plantas habitables, un ático y un sótano en el que irán situados los equipos necesarios para la climatización del edificio.

Cada una de las plantas cuenta con una serie de locales de uso diverso que se detallan a continuación:

PLANTA-SÓTANO

En la planta sótano se ubican los cuartos de instalaciones, de contadores, tres aseos, la sala de conferencias y la escalera de incendios con acceso desde la sala de conferencias y a través de vestíbulo estanco. Hay acceso desde el hall principal a la planta baja mediante una escalera y un ascensor.

PLANTA BAJA

La planta baja cuenta con dos accesos, uno de ellos al portal que da paso mediante escalera de comunicación vertical con plantas primera y ático, y el otro al hall principal del edificio, donde se ubican la zona de atención al público, tres aseos, y el ascensor y escalera que comunica las cuatro plantas del edificio.

PRIMERA PLANTA

En la planta primera se ubican siete despachos, una sala de juntas, una sala de puestos de trabajo, los aseos, un cuarto de limpieza, un cuarto para el ordenador principal y un cuarto destinado a archivo.

PLANTA ÁTICO

La planta ático cuenta con cinco despachos, una zona de trabajo, dos cuartos de instalaciones, un cuarto para la maquinaria del reloj, un aseo para personas con movilidad reducida y un cuarto destinado a archivo.

Las superficies a climatizar en cada planta quedan expuestas en el anexo A. A continuación se muestra una tabla resumen:

PLANTA	SUPERFICIE
SÓTANO	336,91
BAJA	395,68
PRIMERA	566,43
ATICO	329,95
TOTAL	1628,97

Tabla 6: Superficies a climatizar

SOPORTALES í í í í í í í í í í í í í í í í .251,44 m²

TOTAL SUPERFICIE ÚTIL í í í í í í í í í í í í í í í í .2.185,62 m²

1.6. NORMATIVA DE APLICACIÓN

- Plan de activación del Ahorro y de la Eficiencia energética 2008-2011, y conllevará una modificación del RITE, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio.
- Normas UNE de aplicación conforme a lo exigido en el CTE
- Normas Básicas de la Edificación (NBE), conductividades a efecto de cálculo.
- Instrucción de aislamiento térmico de instalaciones del RITE
- Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE), que crea la Comisión Asesora para las Instalaciones Térmicas de los Edificios.
- Norma UNE 100001
- Norma UNE-EN 13779 òVentilación de edificios no residencialesö
- Reglamento de Instalaciones de Calefacción, Climatización y Agua Caliente Sanitaria, con sus respectivas Instrucciones Técnicas Complementarias
- Todas las Normas se han conseguido de Normweb, servicio que ofrece la Biblioteca de la Universidad Carlos III a todos sus miembros para la obtención de Normas vigentes en España.

2. CARGAS TÉRMICAS

Al diseñar una instalación térmica es necesario determinar, del modo más preciso posible, la potencia térmica necesaria para cubrir la demanda de la instalación. Para ello es necesario efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor, entre el interior de la zona a tratar y el exterior o zonas no habitables. Este balance se conoce bajo el nombre de cálculo de cargas.

Lo que a continuación se expone corresponde a los métodos de evaluación de cargas comúnmente aceptados y empleados en los procesos de refrigeración, calefacción y acondicionamiento de aire.

El estudio de cargas térmicas supone el cálculo de la potencia térmica necesaria para cubrir la demanda necesitada por el edificio.

La carga térmica (potencia de refrigeración o calentamiento que requiere la instalación, en un determinado instante, para mantener unas condiciones térmicas interiores dadas) variará dependiendo de la temperatura y humedad requerida en el interior, localización y las características de los cerramientos del local a acondicionar.

Las condiciones térmicas interiores vienen definidas en el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios), y los datos necesarios de localización y cerramientos vienen definidos en el CTE (Código Técnico de la Edificación).

Para las cargas térmicas tenemos que tener en cuenta los casos más restrictivos, para poder atender la demanda en caso de necesidad, teniendo que diferenciar el cálculo de cargas térmicas para refrigeración y para calefacción.

2.1. CONDICIONES INICIALES

Según el RITE, las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa se fijan en base a la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta, obteniendo para un caso genérico:

ESTACIÓN	TEMPERATURA OPERATIVA °C	VELOCIDAD MEDIA DEL AIRE (m/s)	HUMEDAD RELATIVA %
VERANO	26	0,16í 0,18	45í 60

Tabla 7: Condiciones interiores de diseño

Para la elaboración de este proyecto tomaremos las siguientes condiciones interiores, las cuales cumplen con la exigencia de bienestar e higiene establecida por el plan de activación del Ahorro y de la Eficiencia energética 2008-2011, y conllevará una modificación del RITE, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio.

- Para verano: humedad relativa del 50%
- Temperatura seca de todo el complejo: 26°C

Se dispone de un fichero de datos de temperatura, obtenidos de una estación meteorológica que está muy próxima al emplazamiento del ayuntamiento (*1.4. Datos de temperaturas*). Se utiliza el máximo valor de temperatura como condición exterior de proyecto para el cálculo de cargas.

CONDICIÓN EXTERIOR DE VERANO
38,5 °C

Tabla 8: Condición exterior de cálculo

Otros datos necesarios para la elaboración del diseño de la instalación, para Arganda del Rey son:

ZONA CLIMÁTICA	DY
TEMPERATURA DE LOCALES NO CALEFACTADOS ENTERRADOS	25°C
TEMPERATURA DEL TERRENO	12°C
VELOCIDAD DEL VIENTO	4,4 m/s
DIRECCIÓN DEL VIENTO PREDOMINANTE	N
LONGITUD	-3,7 W
LATITUD	40° N
ALTITUD SOBRE EN NIVEL MAR	663 metros

Tabla 9: Datos Madrid CTE

COEFICIENTES

Nuestro edificio, objetivo del proyecto, consta de una fachada la cual tiene orientación Norte, Sur, Este y Oeste ya que tiene forma cuadrangular. Debido a esta diversa orientación, intervendrán en el cálculo de cargas los siguientes coeficientes de orientación establecidos por el RITE:

COEFICIENTES DE ORIENTACIÓN	
Orientación Norte	+20%
Orientación Sur	+00%
Orientación Este	+15%
Orientación Oeste	+10%

Tabla 10: Coeficientes de orientación

2.2. CARGA TÉRMICA DE DISEÑO DE REFRIGERACIÓN

En esta parte del capítulo, se aborda el cálculo de las ganancias térmicas. Se obtendrán en los meses más calurosos del año en los que se hará uso de la instalación para climatizar el Ayuntamiento hasta una temperatura mínima de 26°C. Las ganancias totales responden a la siguiente expresión:

$$Q_{TT} = Q_T + Q_v + Q_i + Q_r \quad (1)$$

Donde:

Q_{TT} : Ganancia térmica total [W]

Q_T : Ganancia térmica por transmisión de calor [W]

Q_v : Ganancia térmica por ventilación [W]

Q_i : Ganancia térmica debida a cargas internas [W]

Q_r : Ganancia térmica debida a la radiación solar [W]

CARGA TÉRMICA POR TRANSMISIÓN DE CALOR

Para hallar la cantidad de calor propagado a través de un muro se necesita conocer cuáles son las características de transmisión de calor de cada uno de los materiales que participan en el cerramiento. Simultáneamente al cálculo de la transferencia de calor se comprueba que los cerramientos individuales no excedan el valor máximo que da la normativa.

Para el cálculo de coeficientes de transmisión para los distintos tipos de cerramientos, se utiliza la expresión (2):

$$K_{\text{global}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum \frac{L_i}{k_i}} \quad (2)$$

Donde:

h_i : Coeficiente superficial de transmisión de calor interior. [$\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$].

h_e : Coeficiente superficial de transmisión de calor exterior. [$\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$].

L_i : Espesor de la capa de material i-ésima [m].

k_i : Conductividad térmica del material que forma la capa i-ésima [$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$].

K_i : Coeficiente de transmisión de cada cerramiento [$\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$].

Los cerramientos que se tienen en cuenta para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor son aquellos que separan el ambiente climatizado del ambiente exterior o de locales no climatizados. Por tanto, los cerramientos que se consideraran son los siguientes:

ÉParedes exteriores de la planta baja.

ÉParedes exteriores de la primera planta.

ÉParedes exteriores de la planta ático.

ÉParedes de la parte del sótano climatizado, cerramiento con el terreno.

ÉParedes de la parte del sótano climatizado, cerramiento con la parte no climatizada del garaje.

ÉTecho de la planta ático.

ÉSuelos del sótano climatizado.

ÉSuelos de la planta baja en contacto con la con el sótano no climatizado.

Así, los valores de K_i obtenidos para los distintos cerramientos están detallados en el anexo B.

Las áreas se han obtenido directamente de la medida de los planos de la casa, midiendo el perímetro y multiplicando por su altura. Se puede ver el análisis de las áreas de los cerramientos en el en el anexo B.

El cálculo de la carga térmica por transmisión se obtiene a partir de multiplicar K_i por la diferencia de temperatura entre interior y exterior y por el área total de cada cerramiento (3):

$$Q_T = \sum K_i \times A_i \times \Delta T \quad (3)$$

Donde:

A_i : Área particular de cada cerramiento [m^2]

K_i : Coeficiente particular de cada cerramiento [$W/m^2\text{°C}$]

T : Diferencia entre las temperaturas secas exterior e interior ($T_{ext}=38,5\text{°C}$)
($T_{int}=26\text{°C}$)

$$Q_T = 21470,4 \text{ W}$$

CARGA TÉRMICA POR VENTILACIÓN

La carga térmica de ventilación es la debida al necesario aire de òrefrescoö que se debe introducir en los locales. Este aire se toma en las condiciones exteriores y requiere una determinada potencia térmica para compensar su diferencia de entalpía respecto a las condiciones interiores.

La carga de ventilación se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_{\text{v}} = C_{\text{ren}} \times \rho \times C_p \times (\Delta T) \quad (4)$$

Donde:

- C_{ren} : Caudal de renovación [m^3/hr]
- ρ : Densidad del aire [1.2 kg/ m^3]
- C_p : Calor específico del aire [$1004.67 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$]
- T : Diferencia entre las temperaturas secas exterior e interior ($T_{\text{ext}}=38,5^\circ\text{C}$) ($T_{\text{int}}=26^\circ\text{C}$)

En las instalaciones de aire acondicionado es necesario anticipar una cierta renovación de aire para asegurar su calidad en el interior del local (introducción de suficiente oxígeno, eliminación de olores, etc.).

Para calcular el mínimo aire exterior de renovación hacemos uso del RITE. Norma UNE-EN 13779: òVentilación de edificios no residencialesö (*Tabla 11 de la norma òTasas de aire exterior por personaö*).

Puesto que en espacios públicos no está permitido fumar y en nuestro caso la categoría IDA de calidad del aire interior se trata de categoría IDA 2 (*òCalidad del aire interior mediaö*) se necesitarán $12,5 \text{ dm}^3/\text{s}$ por persona.

Como el Ayuntamiento está diseñado para que trabajen simultáneamente un máximo de 118 personas (*1.5. òDatos generales del proyectoö*) se obtiene un caudal de renovación:

$$C_{\text{ventilación}} = 118 \times 12,5 \times \frac{3600}{1000} = 5310 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Con lo que ya pueden calcularse la carga debida a ventilación. Entrando en la expresión (4):

$$Q_{\text{ventilación}} = 5841,12 \text{ W}$$

GANANCIA INTERNA DE CALOR

Esta carga se origina debido a la existencia de algún tipo de actividad dentro del local a climatizar, la cual genera calor, y por tanto una ganancia térmica en el interior del edificio, que para el caso de un sistema climatización es un inconveniente. La carga térmica producida en el interior del local puede ser debida a tres factores:

- Personas
- Equipos eléctricos
- Iluminación

La carga interna total será la suma de la carga de cada uno de estos tres factores:

$$Q_{\text{ganancia interna}} = Q_{\text{personas}} + Q_{\text{equipos eléctricos}} + Q_{\text{iluminación}} \quad (5)$$

GANANCIA INTERNA DEBIDO A LA OCUPACIÓN DE PERSONAS

La carga debida a la ocupación de personas en el interior del local se divide en dos tipos de ganancias: la ganancia de calor sensible y la ganancia de calor latente, que responden a las expresiones (6) y (7):

$$Q_{\text{sensible-personas}} = q_{\text{sensible}} \times n^{\circ}_{\text{personas}} \quad (6)$$

Donde:

$Q_{\text{sensible-personas}}$: Ganancia interna sensible debido a la ocupación [W]

q_{sensible} : Calor sensible [W]. Considerando un q_{sensible} de 70W, obtenido del manual de aire acondicionado Carrier.

$n^{\circ}_{\text{personas}}$: Número total de personas del edificio (*ver apartado 1.5. Datos generales del proyecto*)

	PERSONAS	$Q_{\text{sensible-pers}}$ (W)	TOTAL
PLANTA SÓTANO	49	3430	8620
PLANTA BAJA	23	1610	
PLANTA PRIMERA	14	980	
PLANTA ÁTICO	32	2240	

Tabla 11: Carga térmica sensible debido a personas

$$Q_{\text{sensible-personas}} = 8620 \text{ W}$$

$$Q_{\text{latente-personas}} = q_{\text{latente}} \times n^{\circ}_{\text{personas}} \quad (7)$$

Donde:

$Q_{\text{latente-personas}}$: Ganancia interna latente debido a la ocupación [W]

q_{latente} : Calor latente [W]. Considerando un q_{latente} de 60W, obtenido del manual de aire acondicionado Carrier.

$n^{\circ}_{\text{personas}}$: Número total de personas del edificio (*ver apartado 1.5 Datos generales del proyecto*)

	PERSONAS	$Q_{\text{latente-pers}}$ (W)	TOTAL
PLANTA SÓTANO	49	2940	7080
PLANTA BAJA	23	1380	
PLANTA PRIMERA	14	840	
PLANTA ÁTICO	32	1920	

Tabla 12: Carga térmica latente debido a personas

$$Q_{\text{latente-personas}} = 7080 \text{ W}$$

GANANCIA INTERNA DEBIDO A LA ILUMINACIÓN DENTRO DEL RECINTO

Para calcular la carga interna, debida a la iluminación, se multiplica la superficie de cada dependencia por la potencia de iluminación por unidad de área, aplicándose un factor de corrección como consecuencia de que toda la potencia consumida en Watios no se transforma en calor, sino sólo una parte. La expresión a emplear será:

$$Q_{iluminación} = P_{iluminación} \times A \times f_{corrección} \quad (8)$$

Donde:

$Q_{iluminación}$: Ganancia interna debido a la iluminación [W]

$P_{iluminación}$: Potencia de iluminación por unidad de área [W/m^2]. Se considera una potencia de iluminación de $8W/m^2$, suponiendo que la vivienda equipa bombillas incandescentes.

A: Superficie total del ayuntamiento [m^2] (*ver apartado 1.5.2. Descripción del edificio*)

$f_{corrección}$: Factor de corrección como consecuencia de que toda la potencia consumida no se transforma en calor. El 18% se transforma en energía luminosa y el 82% en calor, por tanto $f_{corrección} = 0,82$.

$$Q_{iluminación} = 10686,53 \text{ W}$$

GANANCIA INTERNA DEBIDO AL USO DE EQUIPOS ELECTRÓNICOS

La carga térmica procedente del funcionamiento de equipos eléctricos se calcula sabiendo el consumo en Watos de dichos equipos. A fin de tener en cuenta todos los posibles equipos instalados en el edificio se ha considerado un valor medio y aproximado de dicho consumo obtenido del manual de aire acondicionado Carrier.

Por lo tanto la expresión empleada para el cálculo de la carga debida a equipos eléctricos será:

$$Q_{equipos} = Q_{consumo} \times N^{\circ} \text{ despachos} \quad (9)$$

Donde:

$Q_{equipos}$: Ganancia interna debida al uso de equipos eléctricos [W]

$Q_{consumo}$: Consumo estimado de los equipos en uso [W/despacho.] Se considera un consumo medio por despacho de 500W.

Nº despachos: 12 despachos (*ver apartado 1.5.2. Descripción del edificio*)

$$Q_{consumo} = 6000$$

CARGA TÉRMICA POR RADIACIÓN SOLAR

La radiación solar atraviesa las superficies traslucidas y transparentes e incide sobre las superficies interiores de los locales, calentándolas, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior. Las cargas por radiación se obtienen de la siguiente manera:

$$Q_{\text{radiación}} = I \times A \times f_{\text{corrección}} \quad (10)$$

Donde:

$Q_{\text{radiación}}$: Carga térmica por radiación [W]

I: Radiación solar que atraviesa un vidrio sencillo tabulada según mes, orientación y hora considerada. [W/m²]

A: Área de superficie acristalada [m²]

$f_{\text{corrección}}$: Factor de corrección. Este factor tiene en cuenta diversas características que tienen los cerramientos traslúcidos u opacos.

Las áreas de cada superficie acristalada se obtienen midiéndose directamente sobre planos ($A=86,7 \text{ m}^2$), observando que existe un tipo de ventana como se muestra en la *figura 11*.

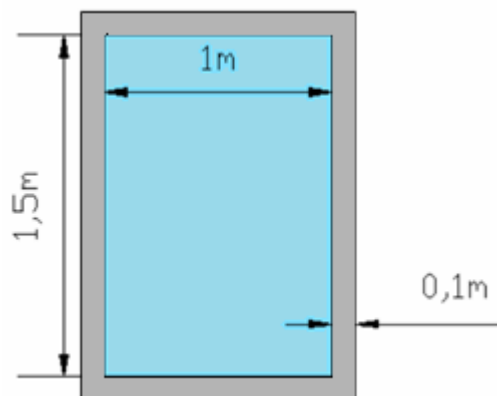


Figura 11: Tipo ventana ayuntamiento

Los distintos valores de aportación solar para cada mes vienen dados en la *Tabla 13*, obtenida del *Manual de aire acondicionado Carrierö*, según orientación y hora considerada, los cuales son:

Radiación orientación Norte	44 W/m ²
Radiación orientación Sur	280 W/m ²
Radiación orientación Este	122 W/m ²
Radiación orientación Oeste	122 W/m ²

(*) Datos obtenidos para el día 24 de Agosto en el intervalo horario de 11 a 13 horas.

Tabla 13: Valores de radiación solar

Los valores obtenidos deben ser corregidos mediante la aplicación del factor de corrección debido a distintos aspectos, como son la distinta naturaleza del marco de la ventana, limpieza del ambiente, la altitud, el punto de rocío y el tipo de vidrio, ya que la distinta composición de los cristales produce que absorban una fracción de radiación distinta en cada caso. Otro dato a tener en cuenta es la existencia de persianas en el interior.

También se considerará la posibilidad de la existencia de sombras producidas por edificios próximos al edificio a acondicionar. Las variaciones de la carga se corrigen mediante el factor de sombra, que también depende de la altura y del azimut del sol.

Las ventanas instaladas en el edificio tienen las siguientes características:

- Cristal doble con cámara de aire de 6mm.
- Marco metálico.
- Persianas interiores instaladas.

Por lo tanto el factor de corrección considerado en el proyecto para el tipo de ventana instalada en el edificio viene dado según los criterios siguientes, cuyos factores de corrección han sido obtenidos del *õmanual de aire acondicionado Carrierõ*:

ÉCon marco metálico: x 1,17.

ÉDebido al defecto de limpieza de la atmõsfera: x 0,9.

ÉAltitud Arganda del Rey: 663m. Como sobrepasa los 300m. de altitud, es necesario determinar el factor de corrección debido a la altitud (%) mediante la siguiente expresión:

$$\varphi = \frac{663}{300 \times 0,7} = 3.157 \quad (10)$$

Luego, se le añade un 1,353% debido a la altitud, es decir: x 1,03157.

ÉPor la diferencia del punto de rocío: Para hallar la temperatura de punto de rocío en función de las condiciones de proyecto será necesario el uso del diagrama Psicométrico. Así, para una temperatura de bulbo seco de 26°C y humedad relativa del 50%, se obtiene una temperatura de rocío de 12,6°C, con el diagrama psicométrico de la *figura 12*. Por tanto, el factor de corrección debido a la temperatura de rocío será:

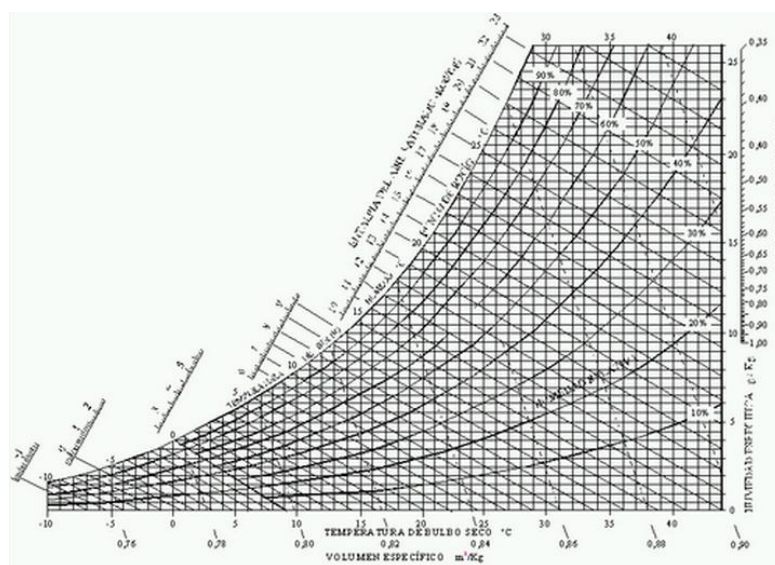


Figura 12: Diagrama Psicométrico

$$T_i - T_r = 26 - 13,4 = 12,6^\circ\text{C}$$

El factor de corrección por tanto será:

$$K_{\text{radiación}} = 1 + \frac{12,6}{10} \times 0,14 = 1,1484$$

El factor debido a la existencia de persianas interiores en todas las ventanas, según establece el Manual de aire acondicionado Carrier es: $\times 0,65$.

El factor debido a sombras: al estar el edificio en un lugar relativamente lejano a otras construcciones, no le afectarán las posibles sombras que le produjeran otros edificios, así que despreciamos este factor. Luego, el factor de corrección total a aplicar para el cálculo de la carga térmica por radiación es:

$$K_{\text{radiación total}} = 1,17 \times 0,9 \times 1,03157 \times 1,1484 \times 0,65 = 0,8101$$

Por lo tanto, sabiendo el valor del factor de corrección y los valores de radiación solar según la orientación, se calcula la carga debida a la radiación solar entrando en la ecuación 10.

	ÁREA VENTANA(m ²)	Q (W)	TOTAL
NORTE	42,3	1507,8	6843,1
SUR	7,4	1678,5	
ESTE	11,4	1126,7	
OESTE	25,6	2530,1	

Tabla 14: Carga térmica debida a la radiación solar

$$Q_{\text{radiación total}} = 6843,1 \text{ W}$$

2.3. RESULTADOS

Una vez calculadas todas las ganancias térmicas, los resultados finales aplicando la fórmula (1) son los siguientes:

$$Q_{\text{total}} = 19471,4 + 5841,12 + 15700 + 10686,53 + 6000 + 6843,1$$

$$Q_{\text{total}} = 64541,03 \text{ W}$$

La intención del proyecto es que el valor de la carga térmica se pueda utilizar en el software *Mathcad* para hacer las simulaciones de la demanda energética instantánea del edificio, en función de la temperatura.

Por lo tanto debemos obtener el coeficiente global de transferencia del edificio:

$$(UA)_G = \frac{Q_{\text{total}}}{\Delta T} \quad (11)$$

$(UA)_G = 5,136 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
--

3. DEPÓSITO DE ACUMULACIÓN

El almacenamiento térmico de salmuera consiste básicamente en acumular energía en forma de frío en un horario determinado para posteriormente utilizarlo en otro.

El sistema permite recortar los picos de la demanda de cargas térmicas que se producen durante el día, así como el aprovechamiento de la discriminación horaria nocturna, disminuyendo con ello el gasto eléctrico.

El ahorro asociado a un apropiado diseño de un sistema de almacenamiento de salmuera es substancial, puede suponer un 50% menos de gasto en electricidad. Los ahorros descritos compensan parcialmente el costo del equipo de almacenamiento de salmuera.

El depósito objeto de este proyecto estará destinado a almacenar agua con sal a baja temperatura. Atendiendo a razones dimensionales y energéticas, su temperatura interior deberá descender hasta una temperatura de -5°C de diseño.

El depósito se encontrará enterrado en el suelo de la sala de calderas en la planta sótano del edificio, esto se hace así para minimizar las pérdidas a través de las paredes del depósito y debido a razones estructurales.

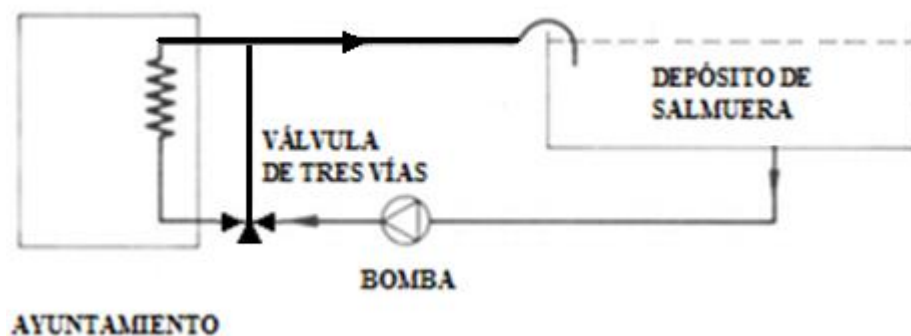


Figura 13: Esquema básico del sistema de almacenamiento de salmuera y climatización del ayuntamiento

3.1. ESPECIFICACIONES DEL DEPÓSITO DE SALMUERA

Hay una serie de factores de diseño que resultan decisivos a la hora de optimizar el funcionamiento del sistema de acumulación. De entre ellos destacamos los siguientes.

- Nivel de resistencia en condiciones de máxima presión y máxima o mínima temperatura.
- Protección ante corrosiones y degradaciones.
- La geometría del depósito debe tender a equipos verticales, para poder favorecer la estratificación.

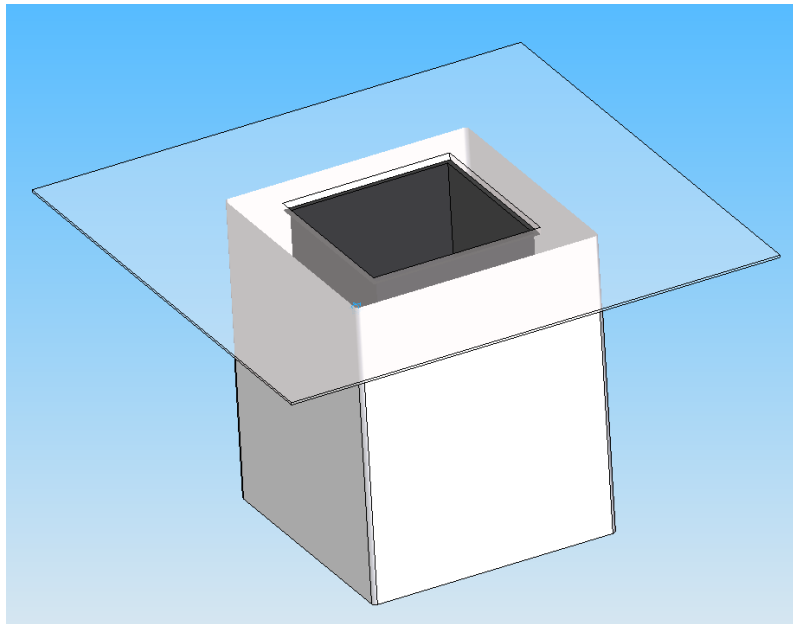


Figura 14: Imagen 3D, depósito de salmuera (solid edge)

Existen una serie de factores de funcionamiento que influyen fuertemente sobre el comportamiento real del sistema de acumulación:

UBICACIÓN Y CONDICIONES DE MONTAJE

Como criterio general, los depósitos de acumulación se deberán ubicar siempre que sea posible lo más cerca del punto de consumo, así como dentro de un local interior aislado, para evitar pérdidas de calor y minimizar el coste de aislamiento del equipo.

CAPACIDAD DE ESTRATIFICACIÓN

La capacidad de estratificación se refiere a la capacidad de distribución vertical de temperaturas del agua en función de su densidad.

Se favorecerá la estratificación utilizando depósitos de acumulación verticales y evitando las mezclas en el interior durante el proceso de calentamiento o enfriamiento.

MEZCLA

El proceso de mezcla, contrario a la estratificación, se debe a la alta velocidad del agua al entrar o salir del depósito de acumulación y siempre va a resultar perjudicial para las prestaciones de la instalación.

Para evitar este fenómeno se incorporan elementos difusores que reduzcan la fuerza con la que entra el agua caliente de la red al depósito de acumulación, de modo que se reduzca la velocidad de paso del fluido.

CIRCULACIÓN INTERIOR

Es imprescindible prestar una especial atención en el diseño de las conexiones de entrada y salida del depósito de acumulación, para evitar la circulación del fluido por caminos preferentes que provoquen calentamientos desiguales y mala estratificación.

CONEXIONES

Con objeto de aprovechar al máximo la energía almacenada y evitar la pérdida de la estratificación por temperatura en los depósitos, la situación de las tomas para las diferentes conexiones serán las establecidas en los puntos siguientes:

- La conexión de entrada de agua caliente procedente de la red al acumulador se realizará preferentemente a una altura comprendida entre el 50% y el 75% de la altura total del mismo.
- La conexión de salida de agua fría del acumulador hacia la red de climatización se realizará por la parte inferior de este.
- Se recomienda que la entrada de agua de retorno de consumo este equipada con una placa deflectora en la parte superior, a fin de que la velocidad residual no destruya la estratificación en el acumulador.

PÉRDIDAS DE CALOR

Deben aislarse adecuadamente con el tipo y espesor de aislamiento que indican las especificaciones técnicas correspondientes. Se evitarán los puentes térmicos a través de las conducciones hidráulicas y de los apoyos que utilicemos para ubicar el depósito de acumulación, procurando situarlo

en un local interior, ya que las pérdidas de calor serán menores que en el exterior.

El cálculo de las pérdidas por radiación y convección se calcula con la expresión:

$$Q = A \times h \times \Delta T \quad (12)$$

Siendo:

$A \text{ (m}^2\text{)}$ = Área de la superficie envolvente del acumulador.

$$h = \frac{1}{\frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_c}} \quad (13)$$

h es el coeficiente global de transmisión de calor del aislante, siendo e el espesor del material con coeficiente de conductividad k .

$$\Delta T = T_d - T_a \quad (14)$$

T_d = Temperatura de acumulación en el depósito

T_a = Temperatura ambiente

CORROSIÓN

A grandes rasgos se puede decir que la corrosión constituye la destrucción de un metal por diversas reacciones químicas o electroquímicas con el medio que lo rodea.

Como medida general, la aparición de corrosiones se puede evitar colocando ánodos de sacrificio de magnesio o protecciones catódicas permanentes (Correx-up), recubriendo interiormente los depósitos de acumulación con algún tratamiento especial (vitrificado) y evitando el contacto de materiales distintos (acero-cobre) usando manguitos dieléctricos.

EQUIPOS DE ACUMULACIÓN

Según el pliego de condiciones técnicas del IDAE, el empleo de acumuladores de obra, o prefabricados en hormigón requerirá de la presentación de un proyecto firmado por un técnico competente.

Cada uno de los acumuladores del sistema deberá venir equipado de fábrica de los necesarios manguitos de acoplamiento, soldados antes del tratamiento de protección.

En lo que se refiere a la protección exterior, el acumulador deberá estar completamente cubierto con material de tipo aislante, y es recomendable disponer una protección mecánica en chapa pintada al horno o lámina de material plástico.

En cumplimiento con la normativa IDAE, todos los acumuladores irán equipados con la protección catódica establecida por el fabricante para garantizar la durabilidad del acumulador.

3.2. DIMENSIONADO DEL DEPÓSITO

El dimensionado del depósito se hará en base a la demanda energética del edificio y a la estrategia operacional definida.

Las temperaturas utilizadas para realizar los cálculos serán las más desfavorables de una noche de verano, ya que será por la noche cuando el sistema esté en funcionamiento.

La *tabla 15* muestra las temperaturas de interés para el dimensionado del depósito:

TEMPERATURA INTERIOR DE LA SALA DE CALDERAS	TEMPERATURA DEL TERRENO	TEMPERATURA INTERIOR DEL DEPÓSITO
25°C	12°C	-5 °C

Tabla 15: Temperaturas nocturnas

La elección de la temperatura interior del depósito deriva de los sistemas de acumulación de hielo, que se tiene como referencia de otros fabricantes. En estos casos la temperatura de diseño es de -2°C y -3°C. Al disminuir la temperatura, se consigue disminuir el volumen del fluido almacenado. Sin embargo, esta temperatura no debe disminuir demasiado, debido a que esto implicaría un aumento excesivo de consumo. Por estos motivos, se elige -5°C.

Las dimensiones del depósito de salmuera deben ser lo suficientemente grandes para poder abastecer al sistema de climatización del ayuntamiento durante el día más caluroso. Por tanto, el dimensionado del acumulador se realizará en base al balance de energía del día con mayor demanda.

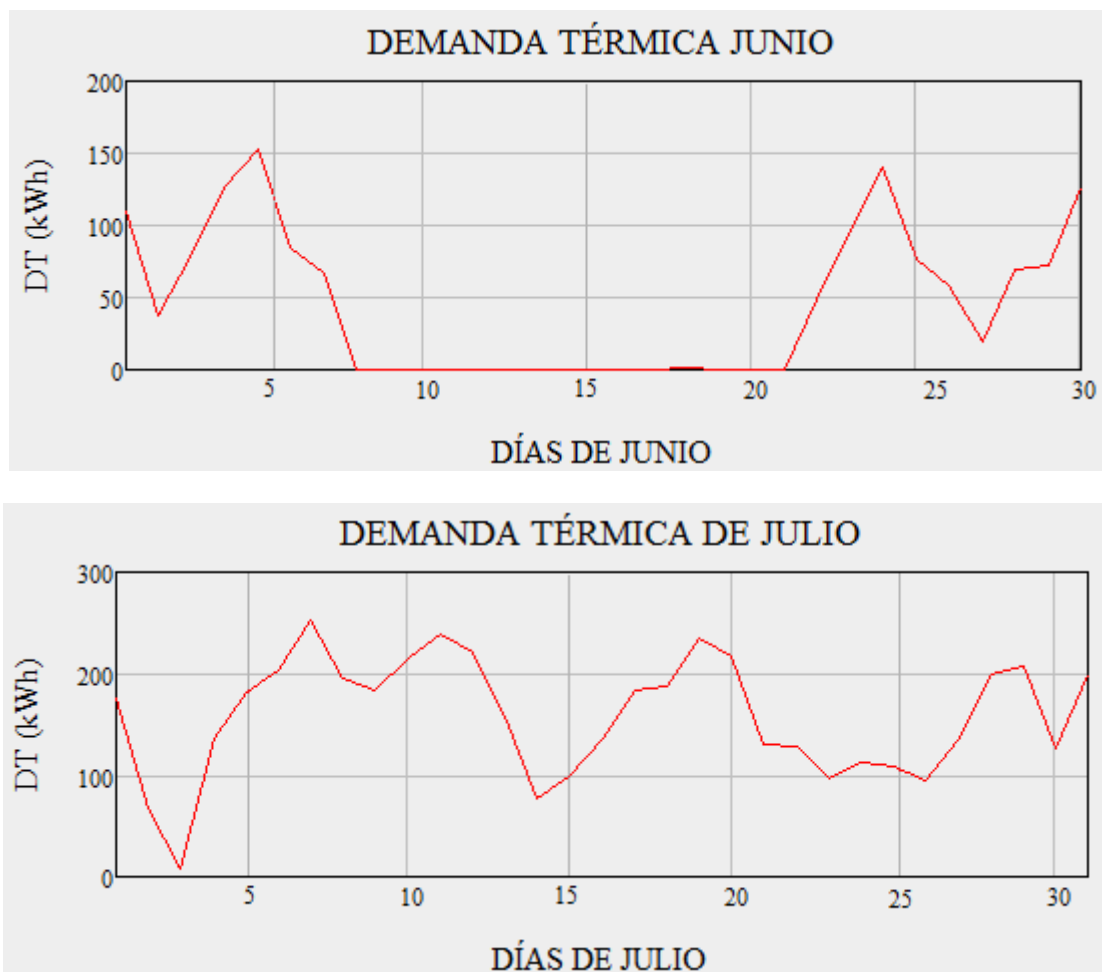
Para acercarnos lo más posible a la realidad, todas las simulaciones de la demanda se harán con los datos meteorológicos del Instituto Eduardo Torroja (*1.4. Datos de temperaturas*).

Para simular la carga instantánea se utilizará la simplificación de la fórmula:

$$Q_{\square} = (UA)_{\square} \times \Delta T_{\square}$$

El coeficiente global de transferencia de calor se obtuvo en el apartado 2. *Cargas térmicas* ($UA_G=5,136 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$). La demanda térmica diaria se ha obtenido mediante la integración de la fórmula (15), con la ayuda del software.

Se muestra la demanda térmica diaria de los meses de verano (*figura 13*).



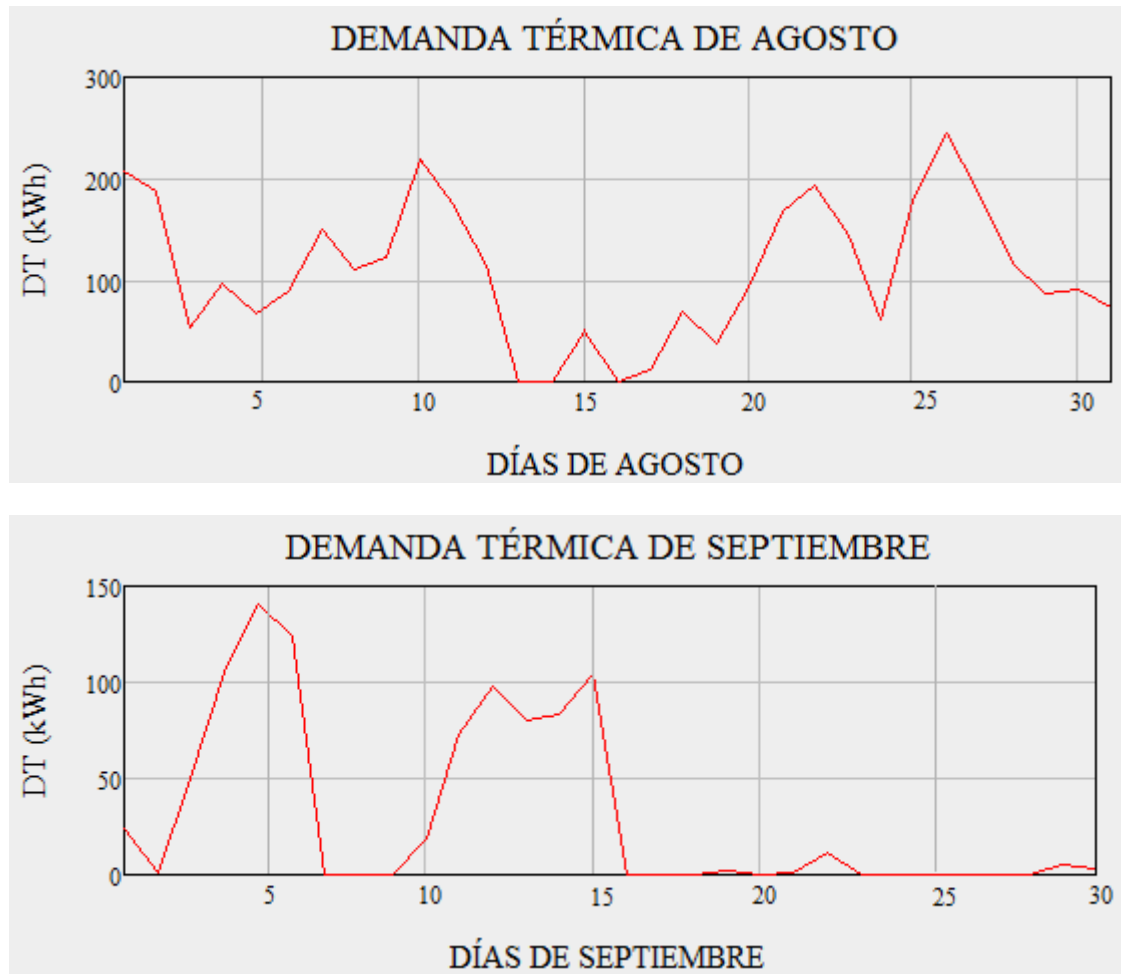


Figura 15: Demanda térmica de los meses de verano

Hay varios días en Junio y Septiembre en que la demanda es cero, lo que se debe a que la temperatura interior del edificio durante esos días no supera los 26°C necesarios para que el sistema de climatización se ponga en funcionamiento.

Los datos necesarios para el dimensionado del depósito los obtenemos de los días de máxima demanda. El día de máxima demanda se obtiene en Julio, y éste será el dato que utilizaremos para el dimensionado del depósito, ya que nos permitirá cubrir la demanda durante cualquier día de verano.

A continuación, se muestra la evolución de la demanda térmica durante las horas del funcionamiento del Ayuntamiento con fecha 6 de julio, día de máxima demanda:

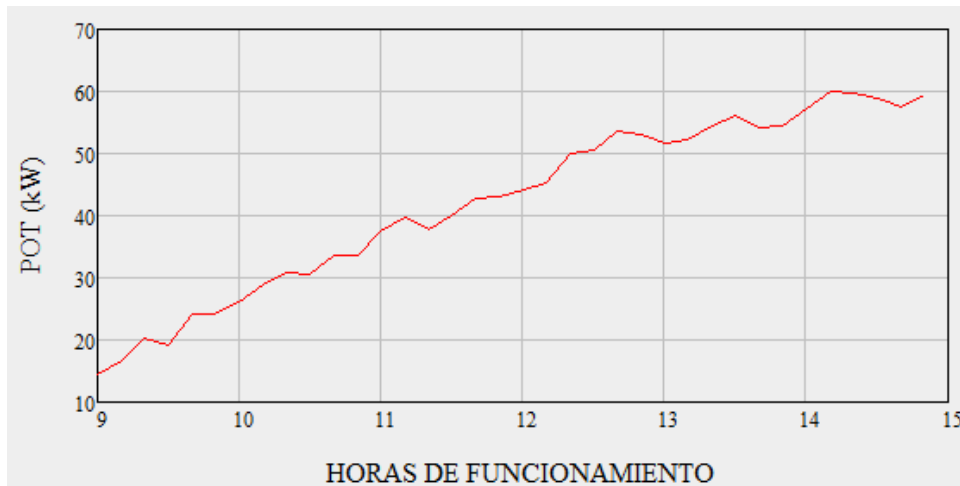


Figura 16: Demanda durante la mañana del día 6 de Julio

Demanda térmica obtenida con *Mathcad*:

$$DT = 252,635 \text{ kWh}$$

El periodo de carga de energía del depósito aprovechando la discriminación horaria se hará desde las 00:00 de la noche hasta las 08:00 de la mañana.

Las pérdidas totales del sistema de enfriamiento se calculan en el apartado *3.3.1. Materiales del tanque*, que se suma a la demanda térmica del día 6 de Julio. Estas pérdidas suponen aproximadamente el 8% de la energía total del depósito.

La energía total que se suministra al depósito durante la noche es:

$$E_D = 252,635 \text{ kWh} + 11,21 \text{ kWh} = 263,9 \text{ kWh}$$

Cuando el sistema de climatización del edificio se ponga en funcionamiento a las 9h de la mañana, el depósito acumulador debe tener el 100% de energía acumulada y su temperatura tiene que estar a -5°C .

La temperatura máxima del depósito que puede pasar por los fan-coils es de 10°C (*ver apartado 3.8. Fan-coils*). Por lo tanto, la instalación de climatización del edificio funciona hasta que la temperatura del depósito alcanza dicha temperatura.

El sistema acumula energía con una variación de temperatura del fluido de 15°C .

Podemos saber la cantidad de fluido que se necesita para una acumulación de energía con la formula (16):

$$E_D = m_{\text{salm}} \times c_{\text{psalm}} \times \Delta T \quad (16)$$

$$m_{\text{salm}} = \frac{E_D}{c_{\text{psalm}} \times \Delta T}$$

Donde:

T: Variación de temperatura entre las que funciona la instalación ($T_f = 10^{\circ}\text{C}$ y $T_i = -5^{\circ}\text{C}$)

c_{psalm} : Calor específico de la salmuera $3,737 \text{ [KJ/Kg}^{\circ}\text{C]}$

E_D : Energía que se acumula en el depósito [kWh]

$$M_{\text{salm}} = 16948,36 \text{ Kg} \rightarrow 16,35 \text{ m}^3$$

$$\rho_{\text{salm}}(-5^{\circ}\text{C}) = 1036,85 \text{ Kg/m}^3$$

<p>Volumen de salmuera = $16,35 \text{ m}^3$</p>

Se obtiene un volumen de salmuera de $16,35 \text{ m}^3$. El tamaño del depósito que se tiene que construir debe albergar todo el volumen.

La sala de calderas donde se construye el depósito tiene una superficie total de $19,25 \text{ m}^2$ ($3,65 \times 5,30$):

Con motivo de facilitar la estratificación del depósito y dejar un área de trabajo lo bastante amplia para la manipulación de la maquinaria en la sala de calderas, se opta por una superficie del depósito de $(2,2 \times 2,2) \text{ m}^2$ y de una profundidad para favorecer la estratificación de $3,6 \text{ m}$. (figura 17)

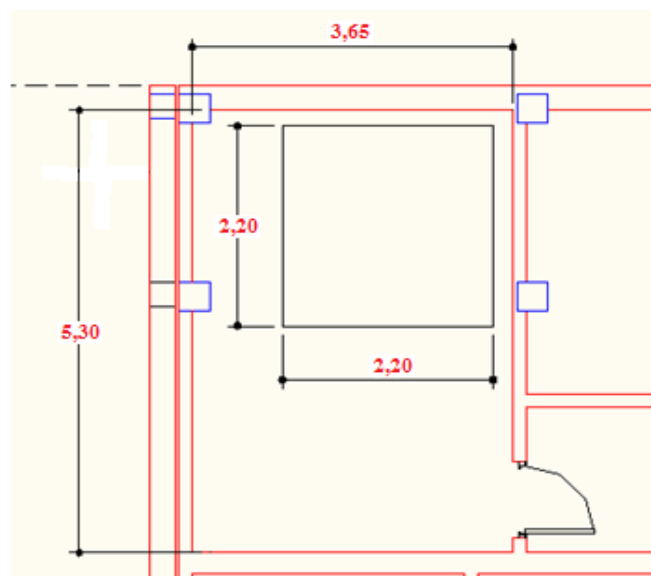


Figura 17: Dimensiones del depósito

Con las especificaciones marcadas, el depósito construido será de $17,43 \text{ m}^3$, capaz de albergar el volumen de salmuera.

3.3. MATERIALES DEL DEPÓSITO

Los materiales más empleados en la fabricación de interacumuladores son el acero inoxidable y el acero con tratamiento esmaltado o vitrificado.

Se tendrán en cuenta los siguientes criterios:

- Es recomendable el empleo de equipos vitrificados para aplicaciones donde sea preciso instalar equipos de pequeño volumen.
- Con independencia de que para volúmenes más bajos se desee también optar por este material, para todas las aplicaciones de mayor volumen es recomendable la selección de equipos de acero inoxidable.
- No obstante, se evitará el empleo de equipos en acero inoxidable en función de calidad del agua en cada zona, en concreto de su nivel de PH y contenido en cloruros.

3.3.1. MATERIAL CONSTRUCTIVO

El material seleccionado a pesar de su gran volumen es acero con tratamiento vitrificado o esmaltado, ya que el acero inoxidable no es el recomendado en el uso de acumuladores con contenido en cloruros. El depósito sería similar al mostrado en la *figura 18*.



Figura 18: Depósito de acero con tratamiento vitrificado

El esmaltado o tratamiento vitrificado consiste en un compuesto de vidrio que es aplicado en el interior del tanque. A nivel constructivo se aplica, en primer lugar una capa de níquel sobre el acero, y a continuación se sumerge el equipo en una serie de cubas a temperatura controlada, donde se consigue que vaya absorbiéndose la capa de esmaltado.

Por último, se somete al acumulador a una fase de horneado y secado, que garantiza la correcta uniformidad del revestimiento sobre toda la superficie. Para garantizar una adecuada resistencia frente a la corrosión y oxidación.

Al tratarse de una operación en la que se aplica un material ajeno sobre el acero, si la calidad del proceso no es la adecuada podemos encontrarnos con graves problemas en los equipos de vitrificado. Entre estos problemas, todos ellos consecuencia de la mala calidad en el proceso de revestimiento, nos encontramos con:

- La aparición de poros, que se convierten en focos de corrosión y oxidación.
- La discontinuidad o falta de regularidad en la capa de esmaltado, que traerá consigo un envejecimiento no uniforme.
- La mala adherencia de la capa de esmaltado, que puede hacer que bajo condiciones de alta temperatura en su interior se produzca desprendimiento de parte de la misma.

En lo que respecta a la protección catódica, un tanque cuyo material base no ha sido vitrificado de una forma adecuada puede presentar en su superficie pequeños microporos, a través de los cuales la salmuera llegue a contactar con el acero sin tratar.

Para dificultar la aparición del proceso de corrosión en estos microporos, que acabaría afectando a todo el material del depósito, se suele utilizar ánodos de superficie de protección catódica. Dichos elementos se componen de unas barras de un elemento más propenso a la oxidación, como puede ser el magnesio, que proporciona una protección catódica pasiva al acero y al disolverse recubre estos microporos en forma de sal.

Por ello es necesario controlar de forma periódica el estado de conservación del ánodo de sacrificio. La manera de hacerlo consiste en medir la conductividad eléctrica a través del mismo, de modo que su valor

no exceda de uno crítico (normalmente en el entorno de 60 microSievers por centímetro).

Siempre que se prevea que la conductividad es extremadamente pequeña se recomienda la instalación de un ánodo de protección catódica activa de corriente directa tipo Correx-up.

El depósito estará enterrado en el suelo de la sala de calderas y rodeado de un armazón de hormigón armado de 50 cm. de espesor, debido a condiciones técnicas calculadas en el proyecto de cálculo de la estructura del edificio del ayuntamiento. Esto confiere mayor aislamiento y previene de mejor manera las pérdidas del depósito.

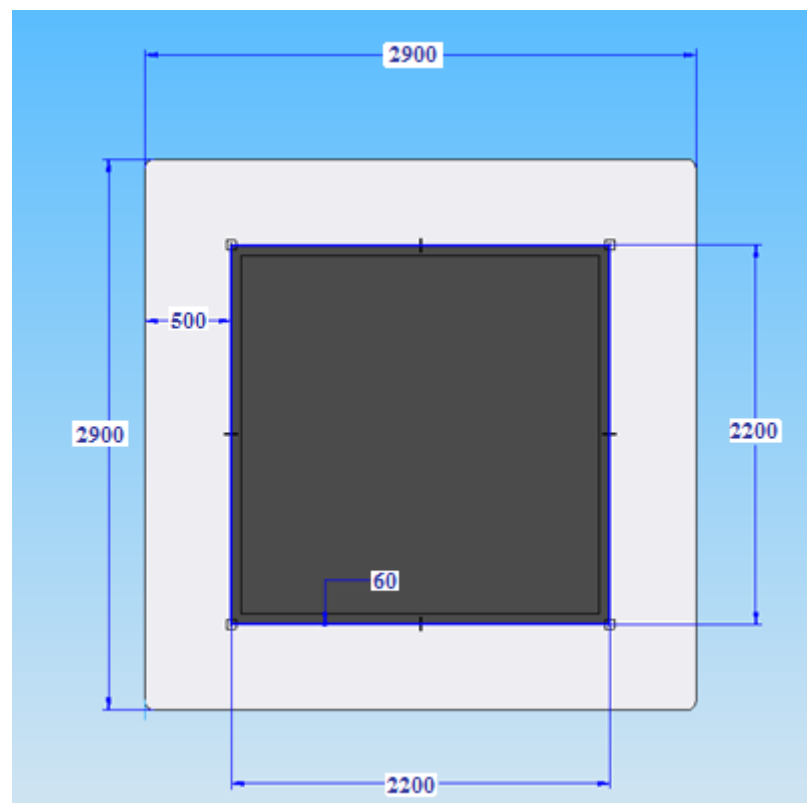


Figura 19: Imagen planta, depósito de salmuera (solid edge)

3.3.2. ESPESOR CRÍTICO DEL MATERIAL AISLANTE

Según la instrucción de aislamiento térmico de instalaciones del RITE, con el objetivo de evitar los consumos energéticos superfluos, los aparatos, equipos y conducciones que contengan fluidos a temperatura inferior a la ambiente o superior a 40°C dispondrán de un aislamiento térmico para reducir las pérdidas de energía.

Se establece que en estos casos y cuando la superficie de perdidas sea superior a 2 m² el aislamiento será como mínimo equivalente a 50 mm de material con conductividad térmica de 0.040 W/ m°C a 0°C, mientras que si la superficie de pérdida es inferior a 2m² bastará con 30mm de dicho material, como indica la *tabla 16*. En el caso de emplear un aislante con conductividad distinta a la considerada, el espesor mínimo deberá ser corregido mediante la fórmula (17):

$$d = d_{ref} \frac{\lambda}{\lambda_{ref}} \quad (17)$$

Donde:

d= espesor mínimo del material empleado, en mm

d_{ref}= espesor mínimo de referencia, en mm

= conductividad térmica del material empleado, igual a 0.040 W/(m°C)

_{ref}=conductividad térmica de referencia, en W/(m°C)

SUPERFICIE m ²	ESPESOR (mm)
Ö2	30
× 2	50

Tabla 16: Espesor de aparatos y depósitos según la instrucción

Se acudirá a un fabricante para tener una de idea aproximada de los materiales, espesores y conductividades que se podrían utilizar para su construcción.

El acero utilizado en la producción del panel será un acero laminado en frío de bajo contenido en carbono, con superficie interior de acero vitrificado, superficie exterior de chapa galvanizada y núcleo de aislante, proporcionado por la empresa VITREX. (*figura 20*).

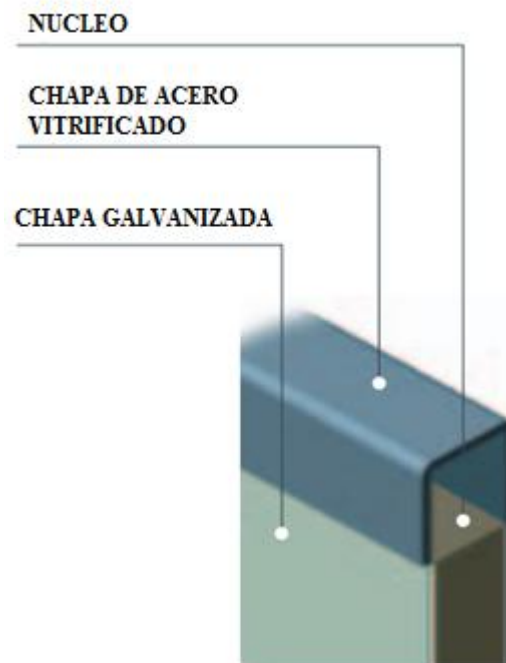


Figura 20: Panel VITREX

Los paneles tipo sándwich deben cubrir la totalidad del depósito. Las dimensiones del hueco destinado a la ubicación del depósito son 3,4 m. de profundidad y $(2,2 \times 2,2)$ m² de base.

La superficie interior de acero vitrificado en contacto con la salmuera tiene un espesor de 2 mm. La superficie exterior de chapa galvanizada en contacto con el hormigón tiene un espesor 0.5 mm.

El núcleo está formado por:

MATERIAL	ESPESOR (mm.)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)
Aglomerado	10	---
Fibrosilicato	10	0,03
Poliestireno	30	0,03
yeso-celulosa	10	0,18

Tabla 17: Núcleo depósito

Esto hace un ancho de 62.5 mm. del panel.

El espesor total del aislante es de 50 mm. con una conductividad total de:

$$\lambda = \frac{50}{\frac{10}{0.03} \times \frac{30}{0.03} \times \frac{10}{0.18}} = 0.036 \frac{\text{W}}{\text{m} \times ^\circ\text{C}}$$

$$d = 50 \times \frac{0.036}{0.040} \text{ mm} = 45 \text{ mm}$$

Como nos indica la fórmula (17), el espesor crítico es de 45 mm. y el que nos facilita el fabricante es de 50 mm., por lo tanto cumple con la norma.

3.3.3. PÉRDIDAS TOTALES DEL DEPÓSITO

Para conocer las pérdidas del depósito durante el día es necesario conocer el espesor total del mismo y tener en cuenta que está enterrado en el suelo del sótano, rodeado de una estructura de cemento para su contención.

MATERIAL	ESPESOR (mm)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)	RESISTENCIA (m²K/W)
Acero	2,5	47	---
Núcleo aislante	50	0,036	---
Hormigón armado normal	500	1,63	---
Coefficiente de película interior	---	---	0,60
Coefficiente de película exterior parte enterrada	---	---	0,11
Coefficiente de película exterior parte en superficie	---	---	0,18

Tabla 18: Materiales del aislante

Coefficiente global de transmisión a través de las paredes del depósito:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_T} \quad (18)$$

Donde:

- R_T es la resistencia térmica de capa [m²°C/W]
- e es el espesor de la capa del material ñ perteneciente al cerramiento [m]
- λ es la conductividad térmica de la capa ñ [W/m°C]
- h_e es el coeficiente de convección exterior [W/m²°C]
- h_i es el coeficiente de convección interior [W/m²°C]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.11} + \frac{2.5}{47} + \frac{50}{0.036} + \frac{500}{1.63} + \frac{1}{0.60}} = 5.86 \times 10^{-2} \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

La superficie en contacto con el hormigón y enterrado en el terreno es de 36,48 m² y la diferencia de temperaturas entre el interior del depósito y el terreno que lo rodea es de 17°C [T= 12°C-(-5°C)].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.18} + \frac{2.5}{47} + \frac{50}{0.036} + \frac{1}{0.60}} = 7,19 \times 10^{-2} \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

La superficie en contacto con el ambiente de la sala de calderas es de 4,84m² y la diferencia de temperaturas entre el interior del depósito y el ambiente de la sala de calderas es de 30°C [T= 25°C-(-5°C)].

$$\text{PÉRDIDAS} = A \times U \times \Delta T \quad (12)$$

$$\text{PÉRDIDAS} = 36,48 \times 5,86 \cdot 10^{-2} \times 17 + 4,84 \times 7,19 \cdot 10^{-2} \times 30 \times 24$$

PÉRDIDAS = 11,21 kWh

Las pérdidas totales del depósito son de 11,21 kWh en las peores condiciones, considerando una temperatura interior del depósito constante de -5°C y una temperatura constante de la sala de calderas de 25 °C durante todo el día.

Las pérdidas del depósito son de aproximadamente:

PÉRDIDAS DEL DEPÓSITO = 8%

3.4. FLUIDO CALOPORTADOR

Los sistemas de acumulación para refrigeración pueden clasificarse en:

- Sistemas de calor sensible: Agua fría
- Sistemas de calor latente: Aguaóhelo o sales hidratadas

En la mayoría de los casos cuando la temperatura no baja de los 0°C, el agua es el medio de transferencia más comúnmente utilizado para transportar una carga de refrigeración hasta un evaporador, ya que tiene magníficas propiedades tales como fluidez, alto calor específico, alto coeficiente de película, muy bajo costo y casi no es corrosivo.

El agua obviamente no puede emplearse como fluido caloportador, cuando se requieren temperaturas por debajo del punto de congelación, en cuyo caso una de las soluciones posibles es la utilización de salmuera.

Estos sistemas se caracterizan por permitir grandes cantidades de almacenamiento térmico a casi temperatura constante porque dependen del calor latente asociado con un cambio de estado físico o también denominado cambio de fase generalmente hielo.

La salmuera es una solución de sales y agua. Si la sal se disuelve en agua, la temperatura de congelamiento de la solución será menor que la del agua pura. Esto ocurrirá hasta cierto punto, cuanta más sal tenga la solución, menor es el punto de congelación. Sin embargo, si la concentración se aumenta más allá de cierto grado, el punto de congelación aumentará en vez de bajar, *figura 21*. Es decir, una solución de sal y agua tiene una concentración a la cual es mínimo el punto de congelación. Este punto se llama solución eutéctica.

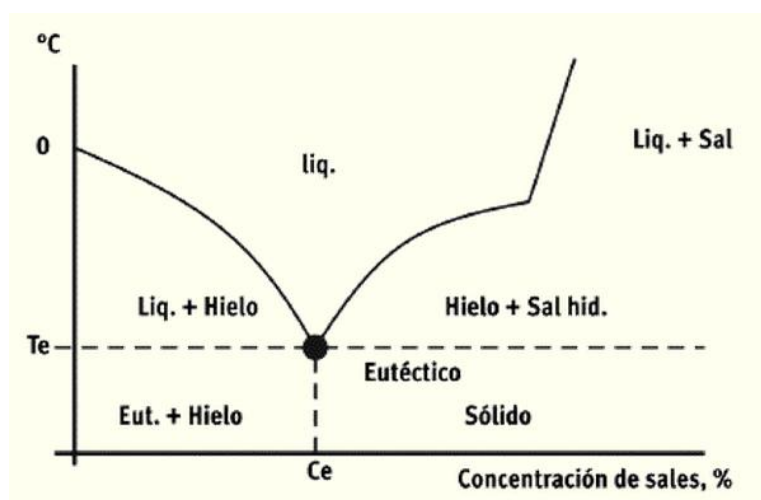


Figura 21: Concentración de sales frente a temperatura

Las salmueras. Estas pueden ser:

- Una solución acuosa de sales inorgánicas, por ejemplo, cloruro de sodio o cloruro de calcio. Para bajas temperaturas se puede utilizar una mezcla eutética.
- Una solución acuosa de compuestos orgánicos, por ejemplo, alcoholes o glicoles.
- Hidrocarburos y halocarburos clorados o fluorados.

Una solución de cualquier sal en agua, o en general cualquier solución tiene una cierta concentración en la que el punto de congelación es un mínimo. Una solución de esta concentración se llama mezcla eutética. La temperatura a la que se congela es la temperatura eutética. Una solución en cualquier otra concentración comienza a congelarse a una temperatura más alta.

Cuando la temperatura de una salmuera, cuya concentración es inferior a la eutética, desciende por debajo del punto de congelación, se forman cristales de hielo y la concentración de la solución residual aumenta hasta alcanzar la temperatura eutética; la solución restante alcanza su concentración eutética. Por debajo de esa temperatura la disolución se solidifica formando una mezcla de hielo y solución eutética solidificada. Cuando la temperatura de una salmuera con concentración superior a la eutética desciende por debajo del punto de congelación, se depositan

crisales del cuerpo disuelto y la concentración disminuye hasta que, a la temperatura eutéctica, la solución restante alcanza la concentración eutéctica. Por debajo de esa temperatura la disolución se solidifica formando una mezcla de sal y solución eutéctica solidificada.

La selección de una salmuera está basada en consideraciones de los siguientes factores:

1. Punto de congelación. La salmuera debe ser adecuada para el funcionamiento a la temperatura más baja.
2. Aplicación. Cuando se emplea un sistema de canalización abierta, habrá que verificar la posibilidad de contaminación del producto por la salmuera.
3. Coste. La carga inicial y la cantidad necesaria de producto para la reposición o relleno son factores que intervienen en la determinación de los costes.
4. Seguridad. Toxicidad e inflamabilidad de la salmuera.
5. Comportamiento térmico. La viscosidad, el peso específico, el calor específico y la conductividad se utilizan para determinar el comportamiento térmico.
6. Adecuación. La canalización y el material del equipo del sistema requieren una salmuera estable y relativamente exenta de propiedades corrosivas.
7. Reglamentación. La salmuera no debe ser recusable por la reglamentación o disposiciones de carácter general, ordenanzas locales o compañías de seguros.

Las salmueras que más se utilizan son soluciones acuosas de cloruro de calcio y de cloruro de sodio. Aunque estas tienen la ventaja de que su coste es bajo, tienen el inconveniente de ser corrosivas. Para evitar la corrosión se puede añadir un inhibidor a la salmuera. El dicromato de sodio es un inhibidor satisfactorio y económico. El hidróxido de sodio se añade para que la salmuera sea ligeramente alcalina.

El cloruro de sodio es más barato que el cloruro de calcio, pero no se puede utilizar por debajo de su punto eutéctico de 21°C. Es preferible cuando no sea admisible el contacto con la salmuera de cloruro de calcio, por ejemplo,

en productos alimenticios no herméticamente cerrados. El uso de cloruro de calcio de grado comercial no es satisfactorio a temperatura inferior a -40°C .

Los sistemas que utilizan soluciones acuosas de alcohol o glicol son más susceptibles de fugas que aquellos en los que se utilizan sales. Una desventaja del alcohol es su inflamabilidad. Se utiliza principalmente en procesos industriales en los que ya existen riesgos análogos, y en el mismo margen de temperaturas que las sales (hasta -40°C). La toxicidad de la mezcla de agua y metanol es un inconveniente. Por el contrario la no toxicidad de agua y etanol es una ventaja.

Los inhibidores de corrosión deben utilizarse con salmueras del tipo de alcohol de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.

Las soluciones acuosas de glicol se utilizan principalmente en aplicaciones comerciales y no en procesos industriales. El etilenglicol y el propilenglicol tienen igual corrosividad, la cual puede ser neutralizada por un inhibidor. Las superficies galvanizadas son particularmente propensas a ser atacadas por los glicoles, por lo que no se las debe utilizar.

Para la reposición de salmueras de glicol son recomendables un inhibidor y agua potable. Deberá ser consultado por el fabricante del glicol en cuanto al uso del inhibidor.

Algunos fabricantes tienen el servicio de análisis de muestras de salmuera para facilitar el mantenimiento de condiciones satisfactorias de la salmuera en el sistema. Existen glicoles destinados a la transferencia de calor con inhibidores no aceitosos que no disminuyen las propiedades de transferencia (nitrato de sodio o boro).

Se pueden utilizar los glicoles como medios de transferencia de calor a temperatura relativamente altas. Con estabilizadores, la oxidación del glicol en el aire a altas temperaturas es eliminada para todos los fines prácticos. El etilenglicol es más tóxico que el propilenglicol, pero menos que el agua de metanol. Los hidrocarburos clorados y fluorados y se les utiliza en servicios de muy baja temperatura (inferior a -40°C).

3.4.1. SALMUERA

Las salmueras comerciales son de dos clases: Cloruro de calcio CaCl_2 , y cloruro de sodio NaCl (sal común).

El cloruro de calcio se usa en la industria, donde se requieren temperaturas inferiores a $17,7^\circ\text{C}$, mientras que la mínima temperatura que se obtiene para el cloruro de sodio es de -21°C .

<i>% CaCl_2 por peso</i>	<i>Principia la cristalización</i>
5	27.7°F
8	24.6
10	22.3
12	19.3
15	13.5
18	5.9
20	- 0.4
22	- 7.8
25	-21.0
28	-37.8
29.87	-67
30	-50.8
32	-19.5
34	+ 4.3

Tabla 19: Temperaturas de cristalización de la mezcla agua-Cloruro de calcio

<i>% NaCl_2 por peso</i>	<i>Principia la cristalización</i>
5	27.0°F
10	20.4
15	15
20	+ 1.8
21	- 0.8
22	- 3.0
23	- 6.8
24	+ 3.8
25	+16.1
25.2	+32.

Tabla 20: Temperatura de cristalización de mezcla agua cloruro de sodio

Con las salmueras se debe tener en cuenta que, cuanto más concentración haya, más disminuirá la fluidez, el calor específico y la conductibilidad térmica. Por esto, a mayores concentraciones se requiere más cantidad de salmuera.

La salmuera elegida es cloruro de sodio, pero es corrosivo y se le tiene que añadir un inhibidor a la salmuera. Este es el dicromato de sodio que es un inhibidor satisfactorio y económico, además se le añade hidróxido de sodio para que la salmuera sea ligeramente alcalina.

Los datos necesarios para el proyecto de C_p y ρ_{salm} se han obtenido del libro *Manual del aire acondicionado Carrier*. Según la *tabla 20*, para la temperatura de enfriamiento del tanque, -5°C , su concentración debe ser del 10%:

$$C_{\text{dicromato}} (-5^\circ\text{C}) = 3.737 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \times ^\circ\text{C}}$$

$$\rho_{\text{dicromato}} (-5^\circ\text{C}) = 1036.85 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

3.5. BOMBA DE CIRCULACIÓN

El transporte del fluido caloportador a lo largo del circuito primario se realiza con la ayuda de bombas de circulación, que son aparatos accionados por un motor eléctrico capaz de suministrar al fluido una cantidad de energía venciendo la resistencia que opone el fluido a su paso por la tubería y por el resto de componentes de la instalación.

La introducción de una bomba en el circuito tiene una gran importancia, ya que la instalación que estamos realizando es con circulación forzada, y esto implica que el fluido de trabajo aumenta su velocidad de circulación.



Figura 22: Ejemplo bomba de circulación

3.6. VÁLVULA DE TRES VÍAS

Las válvulas de tres vías están diseñadas para procesos de mezcla de fluidos, disponen de sensores de temperatura, control neumático y control electrónico, para el correcto funcionamiento de las aplicaciones típicas.

La válvula de tres vías instalada en el proyecto pone en contacto el fluido frío que sale del depósito y el fluido caliente que retorna de la instalación para que el fluido que va a los fan-coils esté a la temperatura adecuada de funcionamiento, en este caso 10°C (*Apartado 3.8.1 Fan-coils*).



Figura 23: Ejemplo válvula de tres vías

3.7. TUBERÍAS Y AISLAMIENTO TÉRMICO

La normativa de aplicación en vigor, que está contenida en el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE), con desarrollo en las Instrucciones Técnicas Complementarias y su referencia a diversas normas UNE.

REDES DE TUBERÍAS

El cálculo del diámetro de las tuberías se hará teniendo en cuenta el caudal y las características físicas del fluido portador a la temperatura media de funcionamiento, las características del material utilizado (para lo cual se seguirán las recomendaciones del fabricante) y el tipo de circuito (caudal constante o variable).

Se procurará que el dimensionado y la disposición de las tuberías de una red de distribución se realice de tal forma que la diferencia entre los valores extremos de las presiones diferenciales en las acometidas de las distintas unidades terminales no sea mayor que el 15% del valor medio.

Para el cálculo de redes de fluidos de temperatura dual se adoptará el caudal obtenido a partir de la carga correspondiente al régimen de enfriamiento y se calculará la diferencia de temperatura correspondiente a la carga en régimen de calefacción o viceversa, de manera que el caudal del fluido portador sea igual en ambos regímenes de funcionamiento.

AISLAMIENTO TÉRMICO DE LAS INSTALACIONES

Según ITE, Aislamiento Térmico de Redes y Tuberías, todas las tuberías y accesorios, así como equipos, aparatos y depósitos de las instalaciones térmicas dispondrán de un aislamiento térmico cuando contengan fluidos con temperatura menor que la temperatura del ambiente del local por el que discurren.

Todas las tuberías de agua enfriada están aisladas con coquilla de fibra de vidrio y emulsión asfáltica, *tabla 21*.

Los espesores, expresados en mm, serán los indicados en los siguientes apartados.

FLUIDO INTERIOR FRÍO				
DIAMETRO INTERIOR (mm)	TEMPERATURA DEL FLUIDO (°C)			
	-20 a -10	-9,9 a 0	0,1 a 10	>10
D ≤ 35	40	30	20	20
35 < D ≤ 60	50	40	30	20
60 < D ≤ 90	50	40	30	30
90 < D ≤ 140	60	50	40	30
140 < D	60	50	40	30

Tabla 21: Tuberías y accesorios



Figura 24: Ejemplo tubería con aislamiento térmico

3.8. FAN-COILS

Un fan-coil consiste en una batería de intercambio agua-aire, y un electro-ventilador. El aire de la habitación es forzado a atravesar el intercambiador enfriándolo para ser de nuevo lanzado al local.

Los fancoils están compuestos de:

BATERÍA

La batería estará construida en tubo de cobre con aletas continuas de aluminio y conexiones con rosca gas hembra.

Estará provista de un purgador de aire y de un tapón de desagüe. La batería completa deberá estar ensayada a una presión de 30 Kg/cm² antes del montaje.

BANDEJA DE DESAGÜE

Deberá estar tratada con pintura anticorrosiva. Existirá una cámara de aire entre la bandeja de desagüe y la tapa frontal superior para evitar la formación de condensación extrema.

Existirán dos posibilidades para la conexión del desagüe (izquierda o derecha), una de las cuales deberá estar cerrada mediante un tapón y la otra abierta y con un tubo de desagüe. El tapón y el tubo podrán intercambiarse fácilmente para disponer el desagüe donde se requiera.

CONJUNTO MOTO-VENTILADOR

El ventilador estará equilibrado estática y dinámicamente, siendo accionado por un motor de tres velocidades.

El motor llevará incorporado un dispositivo de protección térmica automático con cojinetes sellados de larga duración para un trabajo mínimo de 20.000 horas de trabajo.

Las conexiones eléctricas entre el ventilador y el conmutador de tres velocidades se efectuarán mediante una clavija unidireccional que impedirá cualquier posible error de conexionado.

3.8.1. FAN-COILS INSTALADOS

Las unidades interiores o fan-coils irán en falso techo, en zonas donde su impacto sea reducido.

El edificio se tratará con unidades interiores tipo fan-coil horizontal de techo que se instalan en los falsos techos de los despachos o vestíbulos.

REDES DE AGUA U OTROS FLUIDOS

El fluido elegido en nuestra instalación de climatización será la salmuera procedente del circuito cerrado que llevará frío a los fan-coils.

Esta red de tuberías se ejecutará con tuberías de acero negro de diferentes diámetros, según cálculos y medición, norma DIN 2440 y sin soldadura. La tubería irá pintada con pintura antioxidante.

CONDUCTOS DE AIRE TRATADO

El tratamiento del aire en cada una de las estancias a climatizar se realizará por medio de los fan-coils.

Para conseguir el tratamiento del aire se han previsto una serie de difusores lineales para impulsión de aire orientable sobre 180° mediante aletas direccionables móviles de 1 m de longitud, en aluminio anodizado satinado y con fijación oculta mediante tornillos y una serie de rejilla lineales de retorno en aluminio anodizado, simple deflexión con aletas fijas horizontales a 15°, con fijación mediante clips y compuerta de regulación manual en acero galvanizado. Estos difusores y rejillas se conectarán a los conductos de aire para conectarse finalmente con las unidades interiores.

UNIDADES TERMINALES

Las unidades interiores que se han proyectado son fan-coil horizontal de techo sin carcasa decorativa, con caudales de aire, potencias frigoríficas sensibles y potencias caloríficas variables según las estancias que vayamos a tratar.

Estas unidades trabajan con una batería de 2 tubos capaz de admitir suministro de agua fría a 10°C en verano y con un caudal que varía entre 1500 y 3000 l/h.

TEMPERATURA DE FUNCIONAMIENTO DE LOS FAN-COIL
10°C

Tabla 22: Temperatura funcionamiento fan-coil



Figura 25: Ejemplo fan-coil de techo

4. MÁQUINA FRIGORÍFICA

La máquina frigorífica es el circuito encargado de enfriar el depósito de salmuera durante la noche.

Para el dimensionado de sistemas de aire acondicionado convencional, sus componentes deben seleccionarse en base a su carga en periodo punta. Sin embargo en sistemas de almacenamiento, que no se ven afectados por picos de carga, el sistema de refrigeración se selecciona en base a la potencia por hora requerida y a la estrategia operacional definida.

En la instalación se hace circular el refrigerante a temperatura de -5°C , a esta temperatura y con una concentración de sal del 10%, la salmuera del depósito que rodea los tubos del evaporador se enfría sin llegar a congelarse, almacenando así energía frigorífica durante la noche. Durante el día se libera la energía frigorífica almacenada climatizando el edificio.

Una desventaja de este sistema es la pérdida de eficiencia de la máquina enfriadora, que tiene que evaporar a temperaturas muy bajas por lo que el rendimiento frigorífico disminuye en relación con la producción normal.

Por otro lado, una ventaja al respecto, es que al enfriar por la noche además de beneficiarse de la discriminación horaria, la temperatura exterior de condensación disminuye en relación a la producción durante el día, consiguiendo una mejora de la eficiencia del ciclo.

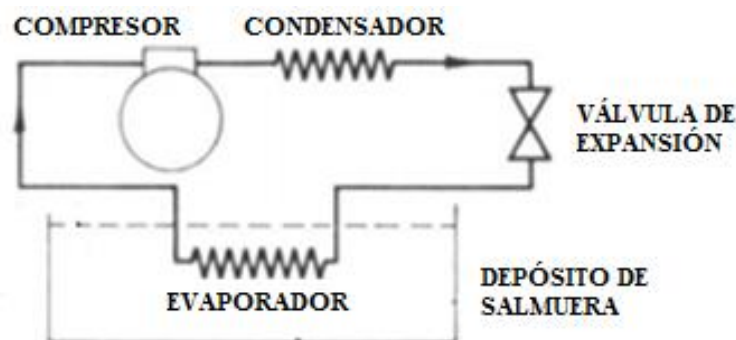


Figura 26: Esquema básico del sistema de almacenamiento de salmuera con serpentín evaporador

4.1. REFRIGERANTES

Tradicionalmente, el refrigerante más usado para aplicaciones similares a la de este proyecto ha sido el R-22 (Monoclorodifluormetano). Este refrigerante está catalogado como un HCFC. Con la aprobación del protocolo de Montreal el 16 de Septiembre de 1987 y sus posteriores revisiones, se pone fecha para la desaparición de esta sustancia por contribuir a la destrucción de la capa de ozono. A partir del 1 de enero de 1996 se fija un calendario para la progresiva desaparición de los refrigerantes HCFC, incluido el R-22. Dicho calendario toma como referencia el año 1989 y fija para el 1 de enero de 1996 un consumo máximo del 2,8% del consumo de CFCs más el consumo de HCFCs de 1989. Establece para unas determinadas fechas el porcentaje del consumo de este año que no se debe exceder al comienzo de estos periodos. En el año 2030 el consumo debe ser cero. El calendario es el siguiente:

Fecha	% del consumo en 1996
01-ene-04	65
01-ene-10	35
01-ene-15	10
01-ene-20	0,5
01-ene-30	0

Tabla 23: Calendario de desaparición de los HCFCs.

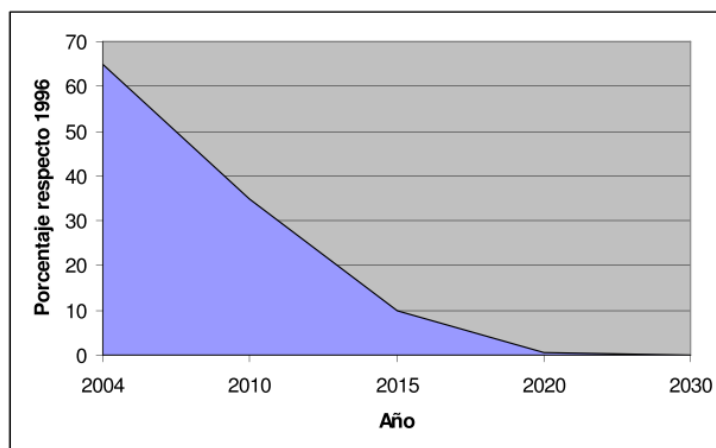


Figura 27: Calendario de desaparición de los HCFCs

A día de hoy según el Protocolo de Montreal, se debería haber trabajado para que el 1 de enero de 2010 la utilización de HCFCs fuese el 35% que se registró en 1996.

Ante esta perspectiva se comenzaron a comercializar sustitutos de estos refrigerantes. Estos sustitutos deben ser sustancias que no dañen la capa de ozono y que tengan unas propiedades lo más parecidas posibles a las de las sustancias que sustituyen.

No todos los sustitutos logran tener el mismo comportamiento que el R-22 en todo el rango de temperaturas. Algunos de ellos se recomiendan para determinados rangos, ya que es ahí donde mejor trabajan. Los sustitutos que actualmente se han venido usando son los siguientes:

1. R404A: Recomendado para aplicaciones de refrigeración.
2. R410A: Recomendado para sustituir al R-22 en aplicaciones de aire acondicionado o producción de calor, es decir, en aplicaciones donde todas las temperaturas sean positivas. Según el fabricante, este refrigerante debe ser usado sólo en instalaciones diseñadas específicamente para él.
3. R407C: Al igual que el R-410 a, se presenta como un sustituto del R-22 en aplicaciones de climatización. La diferencia es que sus propiedades son más parecidas al R-22 y puede ser usado como sustituto en instalaciones existentes.

R 507: Recomendado para aplicaciones de refrigeración.

4.1.1. REFRIGERANTE R-404A

Las aplicaciones más comunes para este refrigerante que será utilizado en el proyecto son las aplicaciones nuevas para bajas y medias temperaturas:

- Almacenamiento de productos refrigerados.
- Máquinas de hielo.

Se presenta como sustituto al R-22 o al R-502. En el campo de aplicación del R22, el R-404 a está indicado para ser usado en aplicaciones de baja y media temperatura. Según el fabricante de referencia que se usa en este proyecto, para temperaturas de evaporación de entre -1°C y 10°C la capacidad refrigerante es similar a la del R-22. Para temperaturas de evaporación menores de -1°C esta capacidad frigorífica es mayor (6% mayor a -18°C y 30% mayor a -40°C). No obstante, el mismo fabricante indica que el consumo energético también es mayor con este refrigerante para bajas temperaturas (-12°C en adelante).

Este refrigerante resulta de la mezcla de varias sustancias. Su composición es:

COMPONENTE	PORCENTAJE (%)
Pentafluoretano (HFC-125)	44
1,1,1-Trifluoretano (HFC-134 ^a)	52
1,1,1,2 Tetrafluoretano (HFC-134 ^a)	4

Tabla 24: Composición del R-404A

Al igual que el R-22 puede llegar a ser mortal al ser inhalado en grandes concentraciones. Sus efectos son similares, causando confusión, descoordinación y, en el peor de los casos, arritmias. No contiene componentes cancerígenos.

- No es inflamable.
- Se recomienda usar aceites POE.

Las características técnicas son:

Especificaciones técnicas		R-404A
Descripción química		Pentafluoroetano/ 1,1,1-Trifluoroetano/ 1,1,1-Tetrafluoroetano
Fórmula química		$\text{CHF}_2\text{-CF}_3/\text{CH}_3\text{-CF}_3/ \text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$
Peso molecular	Kg/kmol	97,60
Punto de ebullición a 1.013 bar	°C	-46,4/45,7
Punto burbuja/Punto rocío		
Temperatura crítica	°C	72,07
Presión crítica	bar	37,32
Densidad crítica	Kg/m ³	485
Volumen crítico	m ³ /Kg	2,06 x 10 ⁻³
Densidad del líquido a 25°C	Kg/m ³	1.045
Densidad del vapor saturado a 25°C	Kg/m ³	64,033
Calor de vaporización a 25°C	kJ/kg	143,68
Calor específico a 25°C (líquido)	kJ/kgK	1,64
Calor específico a 25°C y 1.013 bar (vapor)	kJ/kgK	1,03

Tabla 25: Características técnicas R-404A

4.2 CICLO FRIGORÍFICO

El objeto de esta sección es el dimensionado del sistema de enfriamiento que se elige en función de la demanda térmica diaria máxima, siendo la potencia instalada el resultado de dividir la demanda térmica por las 8 horas nocturnas durante las cuales el equipo funcionará. Por tanto esta potencia no se verá afectada por picos de demanda térmica.

Se desarrollará el cálculo del ciclo frigorífico usado para disminuir la temperatura del depósito durante la noche hasta -5°C con una temperatura exterior máxima de 30.3°C (õ1.5. *Datos de temperaturas*).

Cuando se quiere producir frío a temperaturas bajas, las máquinas frigoríficas de compresión mecánica simple pueden tener una eficiencia pequeña, además de otros problemas de índole técnica, debido al aumento de la relación de compresión.

Si la relación de compresión es superior a 10 se pueden producir problemas importantes como una excesiva temperatura de escape del compresor, o bien, nos podemos encontrar problemas al adentrarnos en la zona de vapor recalentado, ya que se produce una inclinación cada vez mayor de las líneas de entropía constante, lo que implica un incremento de la potencia requerida por el compresor. A partir de ciertos límites puede resultar más económico utilizar un ciclo de doble compresión, ya que corrige estos problemas.

Por todo esto, se hará un pequeño estudio de un sistema de doble compresión frente a uno de compresión simple para ver cuál es el más adecuado y se ajusta a las necesidades de nuestra instalación.

4.2.1. CICLO DE DOBLE COMPRESIÓN

1) Temperaturas de operación.

En un ciclo frigorífico real, las temperaturas en los intercambiadores de calor tienen que ser ligeramente diferentes a la exterior o interior. Estas diferencias se eligen en función de varios parámetros. El primero es el tipo de intercambiador que se va a emplear. En el caso del condensador, la diferencia de temperatura o salto térmico no será la misma si se emplea condensadores de flujo forzado de aire o torres de refrigeración. Otro valor importante es si tenemos sistema indirecto o si es el propio refrigerante quien se pone en contacto con el medio a enfriar. En nuestro caso, tendremos sistemas de expansión directa, es decir, sin un fluido intermedio y el evaporador será de tubo en espiral inmerso en el depósito de salmuera.

Por tanto, las temperaturas de evaporación y condensación serán:

$T_{\text{Evaporador}}$	$T_{\text{Condensador}}$
$T_{\text{int}} - 5^{\circ}\text{C} = -10^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{ext}} + 15^{\circ}\text{C} = 45.3^{\circ}\text{C}$

Tabla 26: Temperaturas de evaporación y condensación

Estos incrementos de temperatura han sido elegidos arbitrariamente, pero dentro de las recomendaciones para temperaturas bajo cero para el evaporador ($T_{\text{evap}} = T_{\text{int}} - \{5^{\circ}\text{C}, 8^{\circ}\text{C}\}$) y el salto de temperatura para un condensador directo ($T_{\text{cond}} = T_{\text{ext}} + 15^{\circ}\text{C}$).

2) Sobrecalentamiento y subenfriamiento.

Una vez definidas las temperaturas de evaporación y condensación se definen las temperaturas de sobrecalentamiento y subenfriamiento. El sobrecalentamiento consiste en elevar la temperatura a la salida del evaporador, de tal forma que en la aspiración del compresor haya vapor sobrecalentado y no vapor saturado, en el que podrían aparecer pequeñas gotas de líquido que dañarían el compresor. El subenfriamiento consiste en bajar la temperatura a la salida del condensador. Esto se hace para aumentar ligeramente la eficiencia del evaporador, evaporando desde un porcentaje de vapor más bajo. Estos valores se eligen bajo las recomendaciones de los fabricantes y son de 5°C para el recalentamiento y 5°C para el subenfriamiento.

3) Presiones de operación.

Usando las gráficas del software *Solkane 7.0* obtenemos las isobaras del refrigerante R-404A utilizado en nuestra instalación a la temperatura de evaporación -10°C y condensación 45,3°C. Quedan representadas en las líneas horizontales de los puntos 1 y 3:

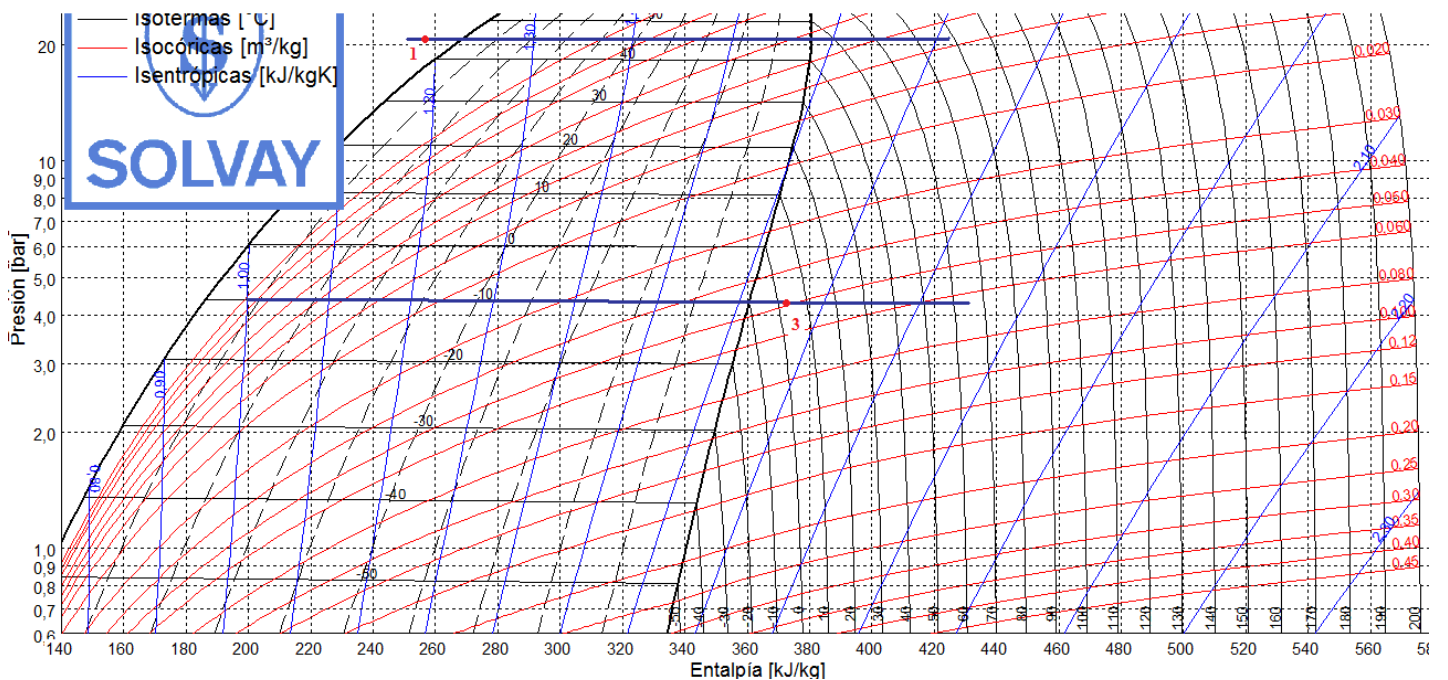


Figura 28: Isobaras de presión y condensación

De este paso obtenemos las presiones de operación del condensador y el evaporador.

Al efectuarse la compresión en dos etapas, la presión intermedia se establece en un valor igual a la media geométrica de las presiones de evaporación y condensación. Así se consigue que ambos compresores operen en la misma relación de compresión. Conocida la presión de alta $P_A=20,59$ bar y la presión de baja $P_B=4,31$ bar, podemos obtener la presión intermedia:

$$P_{\text{I}} = \sqrt{P_A \times P_B} = \sqrt{20,59 \times 4,31} = 9,42 \text{ bar}$$

Conocida la presión intermedia, de condensación y la de evaporación, podemos conocer la relación de compresión total y la relación de compresión de alta y de baja. En este momento es necesario mencionar que en los intercambiadores de calor debe haber una pérdida de carga. Esta pérdida, a efectos de este proyecto, será un valor fijo sacado de la bibliografía, obtenido empíricamente. La presión de aspiración será un 10% menor que la de evaporación y la presión de descarga un 5% mayor que la de condensación. De esta gráfica se extraen los siguientes datos:

	PRESIÓN (BAR)	RELACIÓN DE COMPRESIÓN
COMPRESOR ALTA	20,59 9,42	2,1858
COMPRESOR BAJA	9,42 4,31	2,1856
ASPIRACIÓN DESCARGA	20,59 4,31	4,777

Tabla 27: Presión y aspiración de descarga. Relación de compresión total, de alta y de baja.

4) Doble compresión.

Al efectuarse la compresión en dos etapas, con una refrigeración intermedia, disminuye el trabajo específico de compresión, además la relación de compresión es menor para cada compresor, por lo que se evita la necesidad de emplear compresores especiales.

En un caso teórico, la compresión discurre directamente por una de las líneas isoentrópicas de la gráfica, pero en la realidad una compresión no es isoentrópica y las líneas tienen una pendiente menor. Es necesario aplicar un rendimiento isoentrópico a la compresión que obtenemos del software *ðSolkane 7.0ö*.

Obtenemos las gráficas de ciclo de doble compresión, así como los datos de sus entalpías y podemos estudiar el consumo en los compresores:

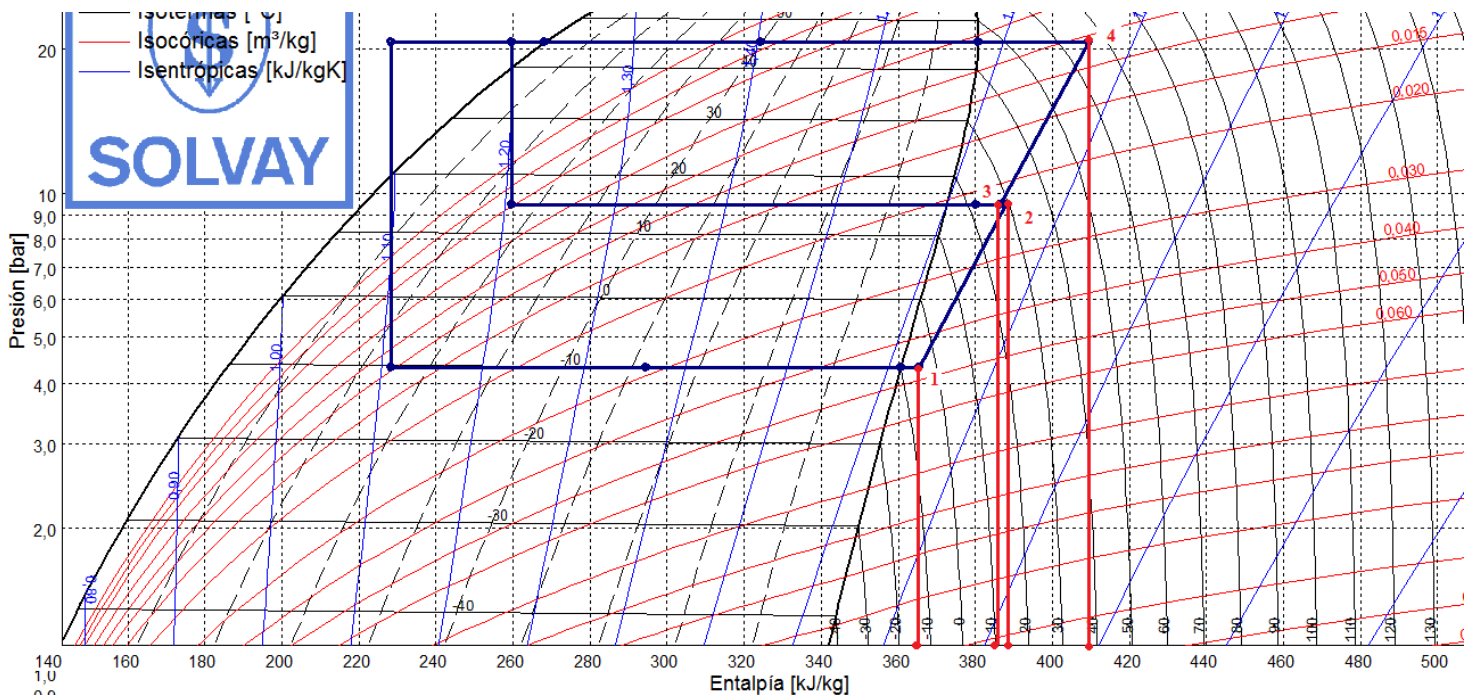


Figura 29: Doble compresión isoentrópica

La siguiente tabla resume las entalpías que aparecen en ciclo real de la imagen para las dos compresiones:

PUNTO	h (Kj/Kg)
1	365,33
2	387,87
3	386,28
4	409,34

Tabla 28: Entalpias doble compresión

La temperatura a la salida del compresor o temperatura de descarga es: 66,03°C

El trabajo específico de baja compresión:

$$\omega_{21} = h_2 - h_1 = 22,54 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

El trabajo específico de alta compresión:

$$\omega_{43} = h_4 - h_3 = 23,06 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

5) Entalpias de operación.

Con la ayuda del software *öSolkanne 7.0ö* obtenemos las graficas del ciclo de doble compresión completo y así obtenemos las entalpias con las que opera nuestro ciclo. Desde el punto 4 hasta el punto 5, encontramos la diferencia de entalpías en el condensador y desde el punto 8 hasta el punto 1, encontramos la diferencia de entalpias en el evaporador:

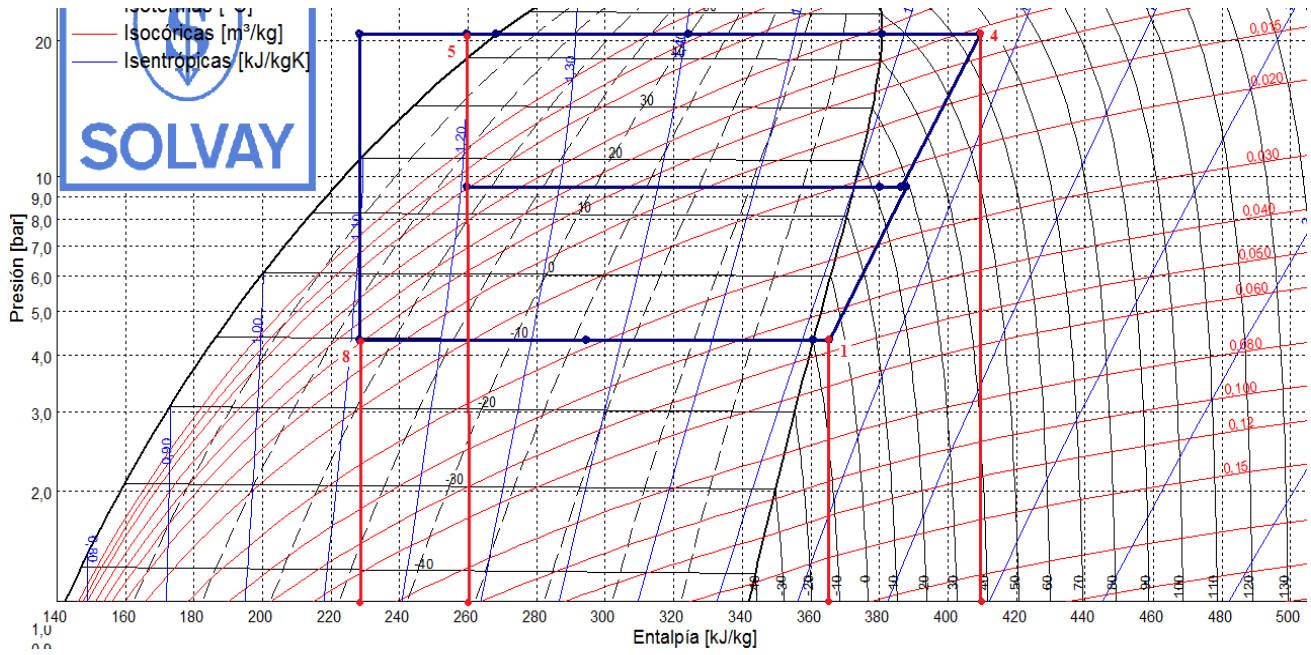


Figura 30: Doble compresión real y expansión isoentálpica

Diferencia de entalpías en el condensador:

PUNTO	h(KJ/Kg)
4	409,34
5	259,72
$q_{\text{cond}} = 149,62$	

Tabla 29: Entalpía de condensación

Diferencia de entalpías en el evaporador.

PUNTO	h(KJ/Kg)
8	228,31
1	365,33
$q_{\text{evap}} = 137,02$	

Tabla 30: Entalpía de evaporación

6) Masas de operación.

Para conocer la masa de fluido que circula por el circuito debemos hacer un balance de energía en el volumen de control (Figura 31):

$$m_2 \times [h_2 - h_1] = m_2 \times [h_2 - h_1] + m_2 \times [h_2 - h_1] + m_2 \times [h_2 - h_1] \quad (19)$$

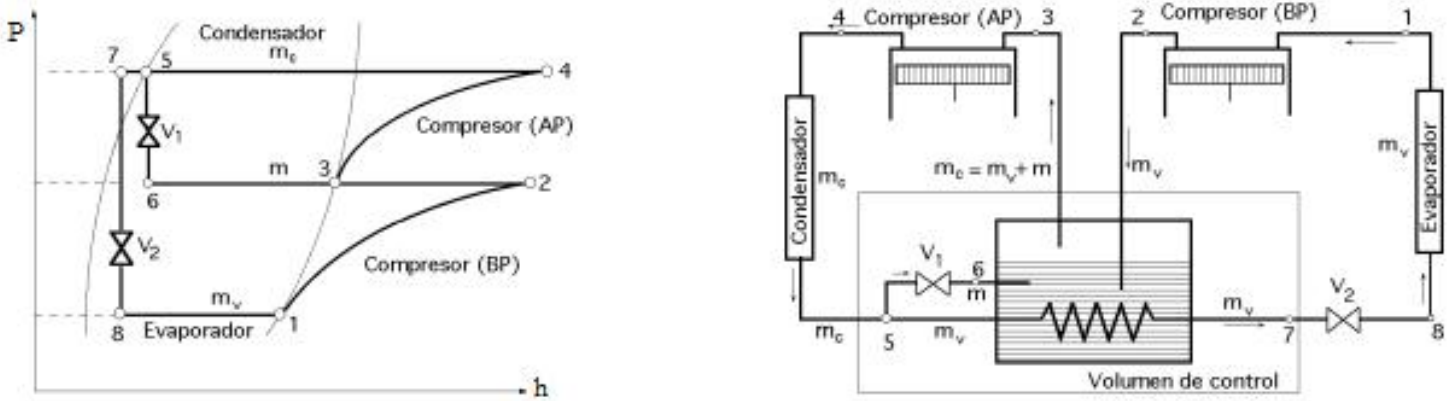


Figura 31: Ciclo teórico enfriador intermedio, tipo cerrado con inyección parcial.

Lo siguiente es resolver el balance y pasar estas magnitudes de calor específico a potencia.

Un sistema de refrigeración directa evapora en función de la carga térmica del edificio. Sin embargo, al sistema de refrigeración indirecta no le afecta la carga térmica instantánea del edificio porque produce frío de forma diferida en el tiempo. Por esto, la potencia a extraer en el evaporador es constante y depende de la energía demandada durante el día anterior, que se divide entre las 8 horas del funcionamiento del sistema.

$$Q_{22} = \frac{263,9 \text{ kWh}}{8 \text{ h}} = 32,98 \text{ kW}$$

$$m_2 = \frac{Q_{22}}{q_{2222}} = 0,241 \frac{\text{Kg}}{\text{S}}$$

$$m_2 = \frac{h_2 - h_2}{h_2 - h_2} m_2 = 0,3039 \frac{\text{Kg}}{\text{S}}$$

$$m = m_2 + m_2 = 0,5449 \frac{\text{Kg}}{\text{S}}$$

Con estos valores convertimos el resto de parámetros a potencia:

$$W_{22} = \omega_{22} m_2 = 5,432 \text{ kW}$$

$$W_{22} = \omega_{22} m_2 = 7,008 \text{ kW}$$

$$Q_{22} = 32,98 \text{ kW}$$

$$Q_2 = 45,47 \text{ kW}$$

El Coeficiente de Eficiencia Energética isoentrópico (CEE_i) se calcula de la siguiente manera:

$$CEE_i = \frac{Q_{22}}{W_{22} + W_{22}} = 2,6511$$

Este valor da la eficiencia del ciclo, que debería complementarse añadiendo los rendimientos del compresor, porque sólo se ha tenido en cuenta el rendimiento isoentrópico, que es el aumento de entropía respecto a una compresión ideal, pero en un compresor intervienen otros tres rendimientos.

Por ser una compresión mecánica, habrá un rendimiento asociado a las pérdidas por fricción de los elementos mecánicos o a otros factores puramente operacionales como los retrasos en la apertura de válvulas. El uso de aceite especificado, con sus características adecuadas de viscosidad, lubricidad, solubilidad y miscibilidad con los refrigerantes, son determinantes en la reducción de las pérdidas por fricción.

En el caso de este proyecto se tendrán compresores accionados por motores eléctricos, los que a su vez llevan asociado otro rendimiento en la conversión de energía eléctrica en energía mecánica.

Por último se debe tener muy en cuenta el rendimiento volumétrico, la cantidad real (volumen por unidad de tiempo) de vapor en metros cúbicos por hora que bombea realmente un compresor a una determinada presión de succión y una presión de descarga, comparada con el volumen de bombeo teórico interno del cilindro.

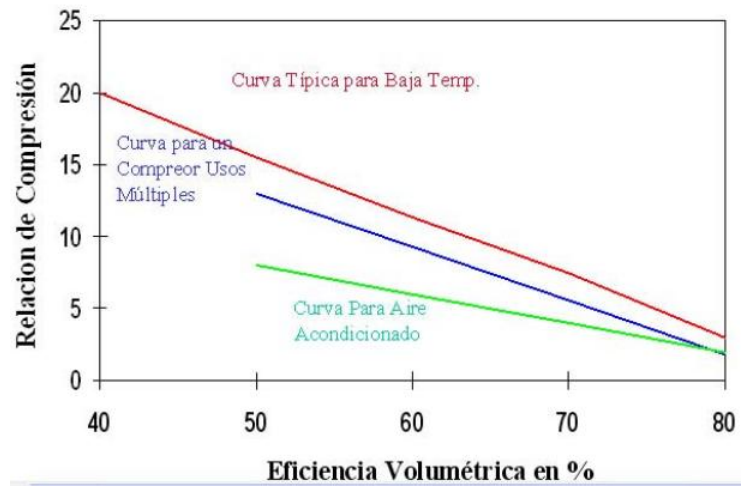


Figura 32: Curva de eficiencia volumétrica de compresor

De este modo el CEE queda como sigue:

$$\begin{aligned}
 \eta_{2,2} &= 0,85 \\
 \eta_{2,2,2} &= 0,9 \\
 \eta_{2,2,2,2} &= 0,76
 \end{aligned}
 \quad \text{CEE} = \frac{Q_{2,2}}{W_{2,2} + W_{2,2}} \times \eta_{2,2} \times \eta_{2,2,2} \times \eta_{2,2,2,2} \quad (20)$$

$$\text{CEE} = 1,5414$$

4.2.2. CICLO DE COMPRESIÓN SIMPLE

Muchos de los datos del ciclo de doble compresión son los mismos que en el caso de compresión simple. Cuando esto ocurra no se volverá a dar una explicación detallada de los pasos seguidos.

1) Temperaturas de operación:

Temperaturas de evaporación y condensación serán:

$T_{\text{Evaporador}}$	$T_{\text{Condensador}}$
$T_{\text{int}} - 5^{\circ}\text{C} = -10^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{ext}} + 15^{\circ}\text{C} = 45.3^{\circ}\text{C}$

Tabla 31: Temperaturas de evaporación y condensación

2) Sobrecalentamiento y subenfriamiento:

Como en el caso anterior y por los mismos motivos se han elegido valores de 5°C para el recalentamiento y 5°C para el subenfriamiento.

3) Presiones de operación:

Usando las gráficas del programa *Solkane 7.0* obtenemos las isobaras del refrigerante R-404A. Quedan representadas en las líneas horizontales de los puntos 1 y 3:

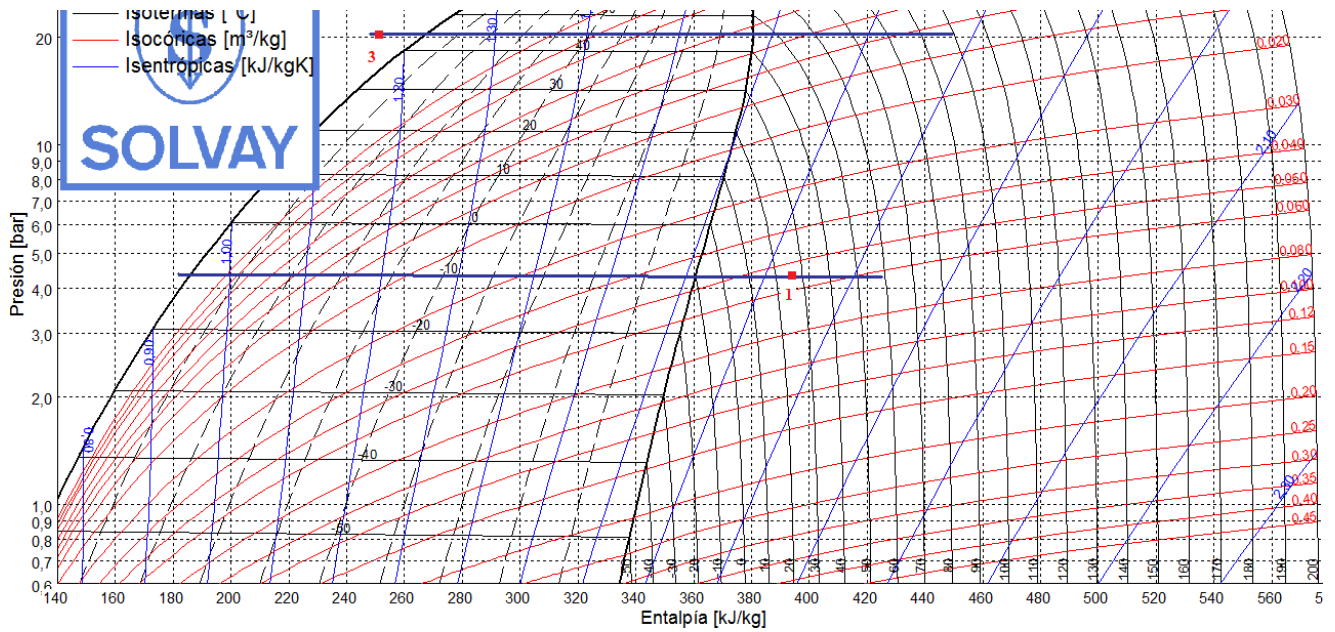


Figura 33: Isobaras de presión y condensación

De este paso obtenemos las presiones de operación del condensador y el evaporador, así como la relación de compresión. La presión de aspiración será 0,9 veces la de evaporación y la presión de descarga, 1,05 veces la de condensación. De esta gráfica se extraen los siguientes datos:

	PRESIÓN (bar)	
CONDENSADOR	19,56	RELACIÓN DE COMPRESIÓN:
EVAPORADOR	4,75	
DESCARGA	20,59	4,78 bar
ASPIRACIÓN	4,31	

Tabla 32: Presiones, compresión simple

4) Compresión simple

Es necesario aplicar rendimiento isoentrópico a la compresión. Dicho rendimiento para el R-404A se obtiene del software *öSolkanne 7.0ö*.

La *figura 34* muestra la gráfica del ciclo de compresión simple así como los datos de sus entalpías y podemos estudiar el consumo en el compresor:

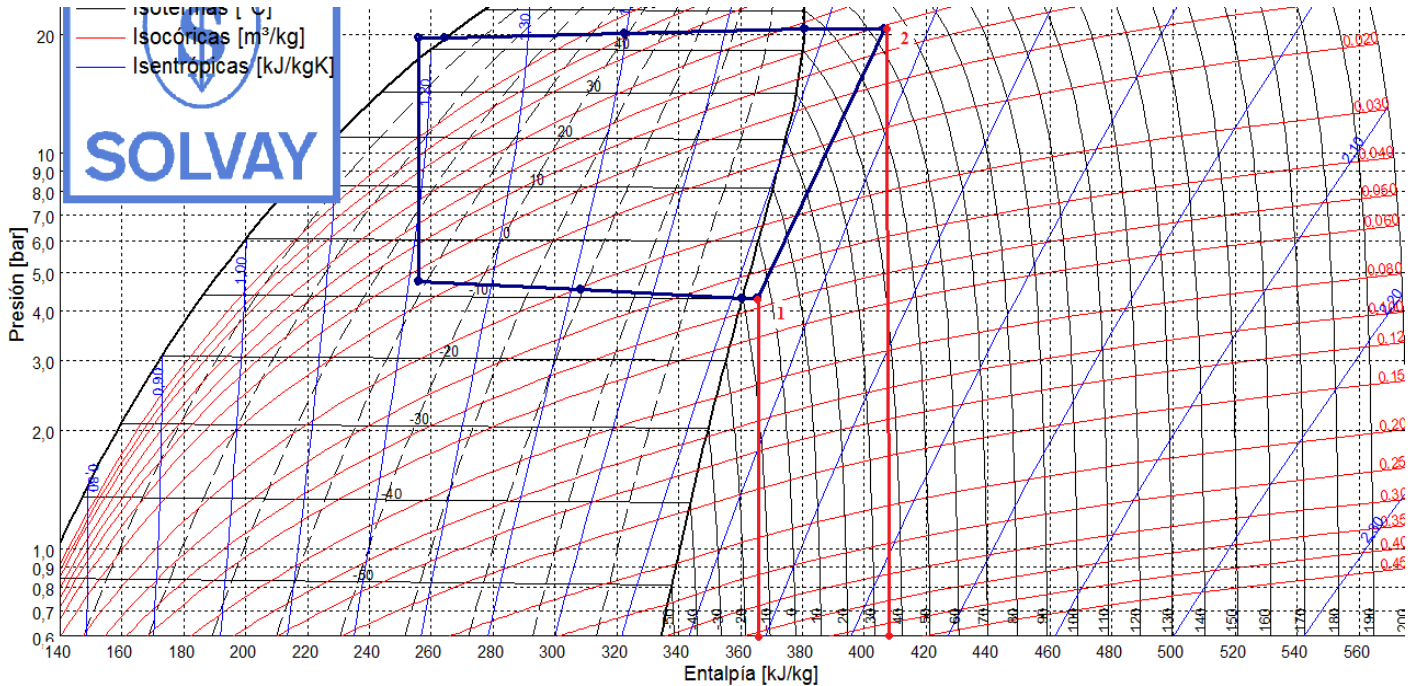


Figura 34: Compresión simple no isoentrópica

La siguiente tabla resume las entalpías que aparecen en ciclo real de la *figura 34* para la compresión:

PUNTO	h (Kj/Kg)
1	365,33
2	406,73

Tabla 33: Entalpías

La temperatura a la salida del compresor o temperatura de descarga es:
63,97°C

El trabajo específico de compresión es:

$$\omega_{\square} = h_{\square} - h_{\square} = 41,4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

5) Entalpías de operación.

La *figura 35* muestra la grafica del ciclo de compresión simple. Desde el punto 2 hasta el punto 3, encontramos la diferencia de entalpías en el condensador y desde el punto 4 hasta el punto 1, encontramos la diferencia de entalpías en el evaporador:

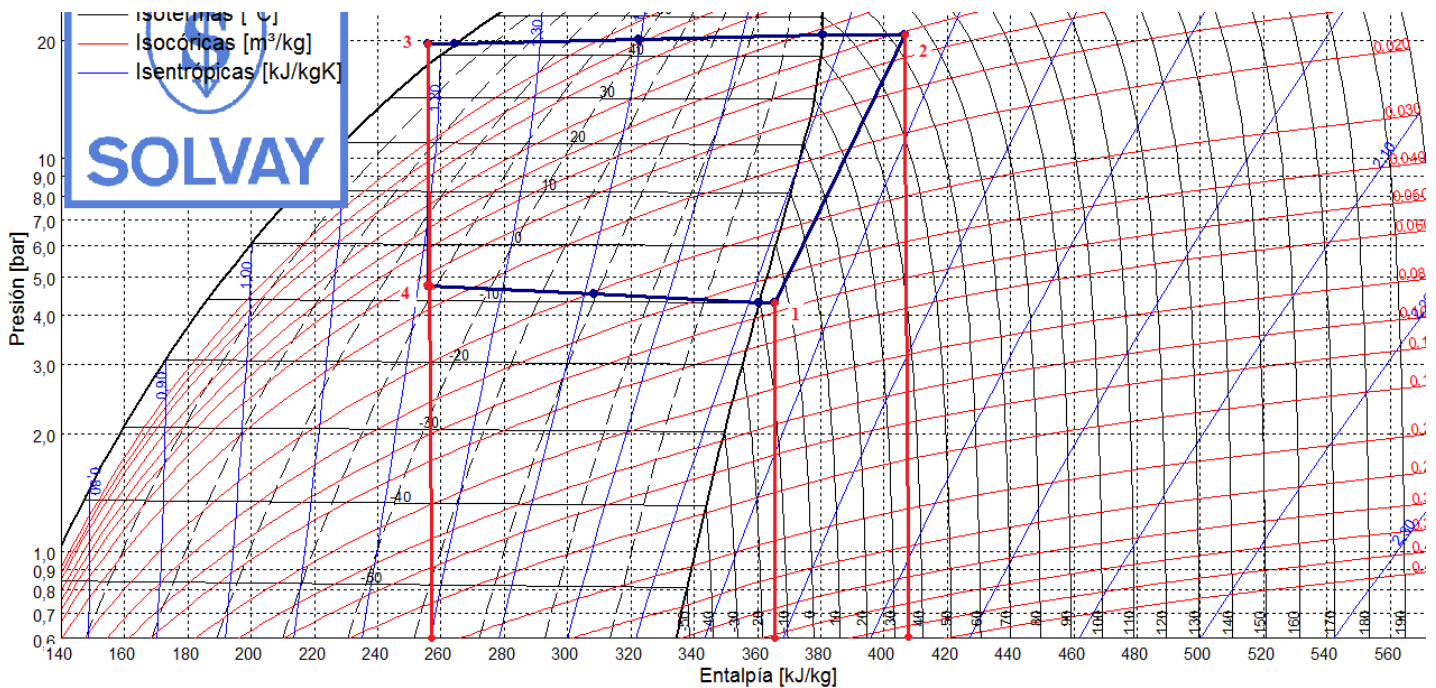


Figura 35: Ciclo compresión simple completo

Diferencia de entalpías en el condensador:

PUNTO	h(KJ/Kg)
2	406,73
3	256,13
$q_{cond} = 150,6$	

Tabla 34: Entalpía de condensación

Diferencia de entalpías en el evaporador:

PUNTO	h(KJ/Kg)
4	256,13
1	365,33
$q_{evap} = 109,2$	

Tabla 35: Entalpía de evaporación

Queda así definido el ciclo termodinámico, en términos de temperaturas, presiones y entalpías. El siguiente paso es pasar estas magnitudes de calor específico a potencia.

$$\dot{Q}_{23} = 32,98 \text{ kW}$$

6) Masa de operación:

Para conocer la masa de fluido que circula por el circuito

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{23}}{h_{23}} = 0,3020 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Con estos valores convertimos el resto de parámetros a potencia:

$$Q_{con} = Q_{comp} = 12,503 \text{ kW}$$

$$Q_{evap} = 32,98 \text{ kW}$$

$$Q_{ref} = 45,48 \text{ kW}$$

El Coeficiente de Eficiencia Energética isoentrópico (CEE_i) se calcula de la siguiente manera:

$$CEE_i = \frac{Q_{evap}}{Q_{con}} = 2,6378$$

Aplicando los rendimientos que se detallaron anteriormente, el CEE_R queda como sigue:

$$\begin{aligned}
 \eta_{comp} &= 0,85 \\
 \eta_{ref} &= 0,9 \\
 \eta_{evap} &= 0,76
 \end{aligned}
 \quad
 \begin{aligned}
 CEE_R &= \frac{Q_{evap}}{Q_{con}} \times \eta_{comp} \times \eta_{ref} \times \eta_{evap} \quad (20)
 \end{aligned}$$

$CEE = 1,5336$

Se resumen los datos de interés de los dos sistemas en la siguiente tabla:

	RELACIÓN DE COMPRESIÓN	POTENCIA COMPRESOR	Q_{con}	Q_{evap}	CEE_i	CEE
DOBLE COMPRESIÓN	2,1858 2,1856	12,44	45,47	32,98	2,6511	1,5414
COMPRESIÓN SIMPLE	4,78	12,503	45,48	32,98	2,6378	1,5336

Tabla 36: Doble compresión frente a compresión simple

El estudio y comparación de ambos sistemas se plantea por la posibilidad de una disminución de la eficiencia del ciclo y por problemas técnicos derivados de la alta relación de compresión.

Al disminuir la temperatura de evaporación se aumenta la relación de compresión. Sin embargo, al igual que disminuye la temperatura de evaporación, también lo hace la temperatura de condensación al funcionar por la noche. Para considerar que la relación de compresión es perjudicial para la instalación, tendría que ser superior a 10 y en el sistema de simple compresión no supera la relación de compresión de 5.

Además, ambos sistemas tienen una eficiencia muy parecida (un $CEE=1,5414$ el sistema de doble compresión y un $CEE=1,5336$ el sistema de compresión simple) y resultaría mucho más costoso la adquisición de un sistema de doble compresión frente al de simple, por tanto se opta por la instalación de este último.

4.3. COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

En esta sección se explicará las funciones de cada componente, especificando donde proceda el tipo de elemento que más se ajusta a las características de este proyecto.

EVAPORADOR

Cualquier equipo de transferencia de calor (intercambiador de calor) en el que se vaporiza un refrigerante con el propósito de eliminar calor de un materia, fluido o de un recinto a refrigerar recibe el nombre de evaporador. En el caso de una instalación frigorífica es el elemento productor de frío. En la instalación frigorífica el evaporador está situado entre la válvula de expansión y la aspiración del compresor.

Tiene la misión de absorber el calor del fluido a refrigerar y lo hace de la siguiente forma: el refrigerante entra al evaporador a la temperatura de ebullición correspondiente a la presión de evaporación y sale como vapor saturado muy húmedo. Debido a su baja temperatura (siempre inferior a la temperatura a la que se quiere mantener el recinto) absorbe calor a través de las paredes del evaporador, por lo que se evapora la fracción líquida y aumenta hasta llegar a vapor saturado seco a la salida del evaporador.

Las características principales que debe satisfacer un evaporador son:

ÉGran superficie del evaporador en contacto con el refrigerante.

ÉEl vapor debe salir saturado seco hacia el compresor.

ÉMínima pérdida de carga pero con una velocidad suficiente para originar una buena transferencia de calor.

ÉDeben presentar estanqueidad.

ÉDebe ser de construcción sencilla y precio bajo.

ÉDebe ser resistente a la corrosión.

El evaporador elegido para este proyecto es un elemento intercambiador de calor con forma de serpentín.

El serpentín que se encarga de la transferencia de calor se encuentra situado en el interior del depósito de almacenamiento de salmuera, en la parte superior del mismo (*figura 36*) para favorecer la convección libre, es decir, que el fluido se mueva por diferencia de densidad creada por la temperatura de la masa del fluido.

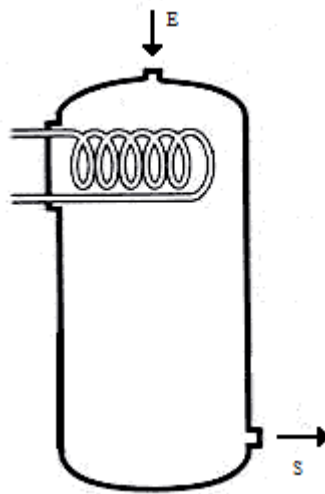


Figura 36: Esquema básico, acumulador con serpentín.

En realidad el serpentín no es otra cosa más que un rollo de tubería que se encuentra sumergida dentro del depósito de acumulación, a través del que circula el fluido refrigerante. Desde las paredes de esta tubería se transmite la potencia térmica demandada al depósito.

Según IDAE la superficie útil de transferencia de calor equivale a la superficie total del elemento de intercambio que se encuentra en contacto directo con el agua del acumulador.

De este modo, por ejemplo, la potencia térmica del serpentín se podría calcular en función de los metros cuadrados del serpentín para un salto térmico determinado:

$$Q = \frac{P}{h(t_s - t_f)} \quad (21)$$

Donde:

S= Superficie del sólido

h= coeficiente de película, 238 W/m²°C

t_s= temperatura del sólido, 12°C

t_f=temperatura del fluido, -5°C

$$Q = \frac{50000}{238(12 - (-5))} = 12,36 \text{ m}^2$$

El diámetro será siempre superior a 1 centímetro según IDAE.

Teniendo en cuenta la superficie útil para poder transferir la potencia, se elige un diámetro de tubería de serpentín de 6,5 centímetros.

$$S = \frac{Q}{D \times L} \quad (22)$$

S= Superficie del serpentín, 12,36 m²

D = diámetro del Serpentín, 4,5 cm.

L = Longitud del serpentín

$$L = \frac{12,36}{0.045 \times Q} = 87,43 \text{ m}$$

La longitud total del serpentín necesaria para transferir la potencia de la máquina son de 87,43 m, el depósito tiene unas dimensiones de $(2,2 \times 2,2)$ m² y 3,6 metros de profundidad.

Cada nivel del serpentín medirá 44 metros y ocupará una longitud de 2 metros por 2 metros de lado en el interior del depósito. Además tendrá una distancia vertical de separación entre los 2 niveles del serpentín de 30 centímetros.

El número de vueltas del serpentín dentro del depósito es de 44 vueltas y estará colocado en la parte superior del depósito, para facilitar la convección natural.



Figura 37: Imagen ejemplo serpentín- evaporador

CONDENSADOR

La licuación del refrigerante gaseoso, es decir, de los gases a la salida del compresor, es llevada a cabo en el condensador. Es el lugar de la instalación donde se produce la eliminación de calor. La carga del condensador siempre será superior a la del evaporador, en una cantidad igual al trabajo de compresión. Dentro del condensador el refrigerante evoluciona a través de tres fases. La primera, a la salida del compresor, el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado, que se enfría a presión constante hasta la temperatura de saturación. Entonces pasa a una segunda fase en la que el refrigerante se encuentra en saturación, aumentando la fracción de líquido. Por último se puede dar el caso en el que se produzca un subenfriamiento. Este subenfriamiento se aconseja para mejorar la producción frigorífica.

Los condensadores pueden clasificarse en función del medio refrigerante empleado:

Condensadores enfriados por agua: Se clasifican a su vez en dos categorías:

Sistemas en los que el agua de enfriamiento no es recirculada: El agua tras atravesar el condensador es devuelta a la red de desagüe. Este sistema puede llegar a ser ilegal debido al desperdicio de agua.

Sistemas que reutilizan el agua de enfriamiento: En estos sistemas el agua que abandona el condensador es bombeada hacia una torre de enfriamiento donde la temperatura del agua es reducida hasta la temperatura de entrada de la misma al condensador. Estos condensadores corresponderían a los de tipo torre de refrigeración, que debido a su consumo de agua (parte del agua se evapora) no será usado en este proyecto.

Condensadores enfriados por aire: El aire tiene un calor específico muy bajo y el coeficiente de transferencia de calor entre un vapor y un gas también es reducido. Estas dos características obligan a mover grandes volúmenes de aire y emplear grandes superficies. Pese a ello, es preferible asumir estos inconvenientes y afrontar un gasto constante de agua, tanto desde el punto de vista económico como ambiental. Por todo ello será este tipo de condensador el que se instalará. Los condensadores pueden

clasificarse por su construcción de modo similar a los evaporadores, por lo que no se volverá a enumerar los tipos.

Se seleccionará el condensador en función de la potencia máxima de condensación. Por tanto el condensador elegido entre los fabricantes disponibles en el mercado debe tener una potencia de 45,48 Kw.



Figura 38: Imagen ejemplo condensador

COMPRESOR

En una instalación frigorífica se da el nombre de compresor a la máquina que se encarga de aumentar la presión de vapor para poder condensarlo y hacerlo líquido de nuevo. El compresor utilizado en la instalación será de tecnología Inverter, que se adapta a la variabilidad de la carga térmica.

Esta tecnología se refiere a la habilidad del sistema para controlar la cantidad de refrigerante que pasa por el serpentín del evaporador, se consigue porque el compresor cuenta con sensores a su entrada y salida, conectados al microprocesador, el cual calcula el flujo másico de refrigerante óptimo para mantener un grado de sobrecalentamiento constante abriendo o bien cerrando la válvula de expansión.

Se seleccionará un compresor de velocidad variable que modula la capacidad para ajustarse a la demanda. El compresor elegido entre los fabricantes disponibles en el mercado debe tener una potencia máxima de 12,503 Kw.



Figura 39: Imagen ejemplo compresor inverter

VÁLVULA DE EXPANSIÓN

La válvula de expansión es el componente del sistema, que tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema. Es un tipo de dispositivo de expansión (un elemento de las máquinas frigoríficas por compresión) en el que la expansión es regulable manual o automáticamente.

La válvula elegida será de expansión electrónica ya que son las únicas que permiten, el funcionamiento ideal del evaporador, manteniéndolo lleno de líquido y gas refrigerante y permitiendo que sólo salga del mismo gas sobrecalentado para no dañar el compresor.

5. SIMULACIONES

Con la simulación de la demanda de los meses de verano, del día 1 de Junio al día 30 de Septiembre (*figura 38*), se representa la evolución del sistema de refrigeración indirecta durante el verano.

Para hacer las simulaciones se emplea la base de datos climatológica mencionada anteriormente (*1.4 òdatos de temperaturaö*).

Cada noche la temperatura del depósito vuelve a los -5°C de diseño, el sistema de enfriamiento funciona almacenando siempre la máxima energía posible. Hay pocos días en los que el sistema de enfriamiento consuma la energía total almacenada, en la mayoría de los casos se consumirá una parte y otra quedará almacenada en el depósito.

Por lo tanto el sistema de enfriamiento repone energía en función de la demanda térmica consumida el día anterior.

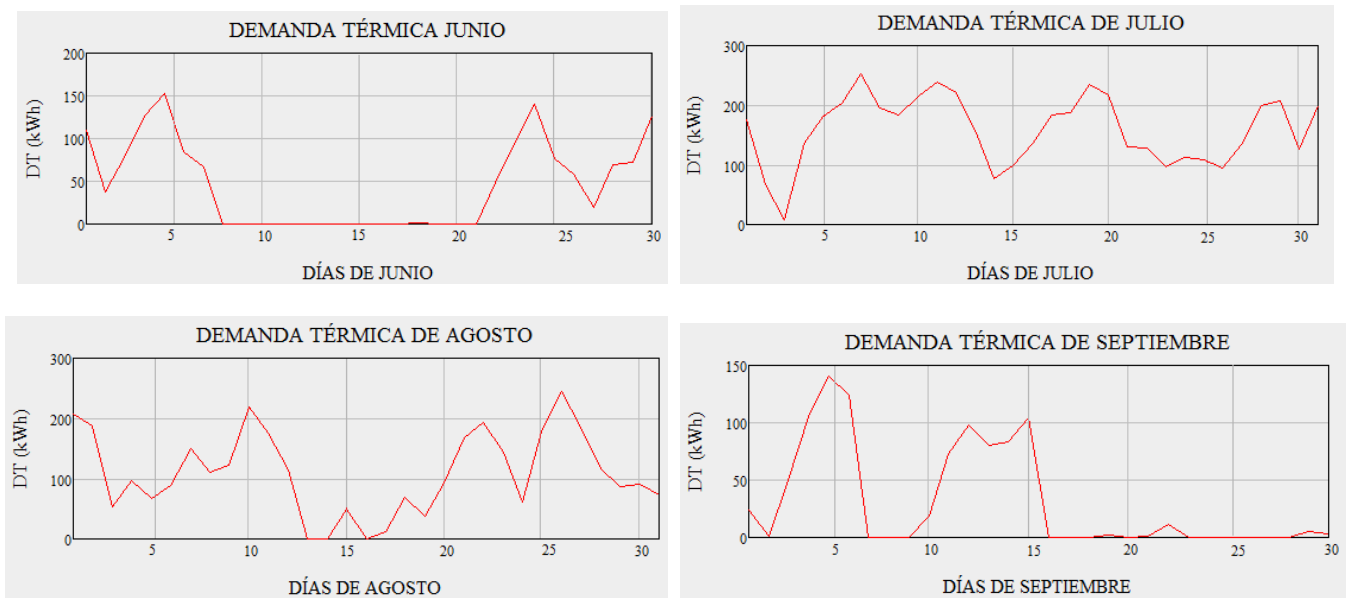


Figura 40: Demanda del edificio

5.1. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Para automatizar los cálculos se busca ajustar una serie de puntos a funciones definidas, con el objetivo de obtener funciones dependientes de la temperatura, y así poder realizar las simulaciones a partir de la base de datos de temperatura que tenemos.

A continuación se detalla el procedimiento de cálculo correspondiente al compresor, entre los puntos 1 y 2 del diagrama, que se muestra en la *figura 41*.

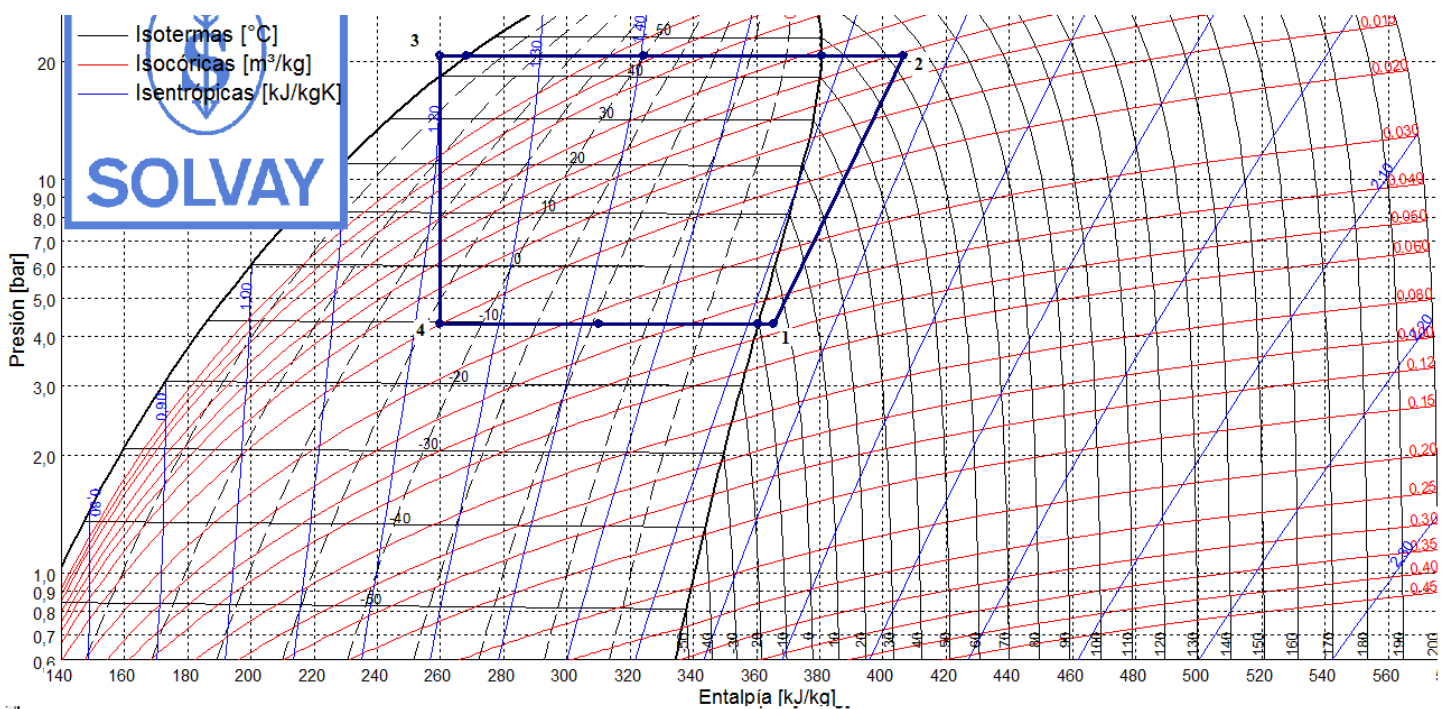


Figura 41: Ciclo completo, compresión simple

El evaporador trabaja a temperatura constante -10°C , con recalentamiento de 5°C . El punto uno, que indica la entrada al compresor, será constante durante todo el tiempo de funcionamiento de la instalación.

La entalpía del punto dos del ciclo, a la salida del compresor, cambia en función de la temperatura exterior. La temperatura exterior por la noche variará desde una mínima de $8,6^{\circ}\text{C}$ a una temperatura máxima de $30,3^{\circ}\text{C}$.

Durante el proceso de simulación del consumo del compresor, se buscará ajustar la serie de datos de temperaturas a funciones definidas (polinómicas o lineales) de modo que siempre se obtengan ecuaciones donde la incógnita sea siempre una temperatura.

Los datos de entalpía de la *figura 42* se han obtenido del software *öSolkane 7.0ö* y han sido tratados con una hoja de cálculo para obtener la ecuación (23) de entalpía a la salida del compresor en función de la temperatura exterior. Los límites se han elegido de tal forma que incluyan el rango de temperaturas de trabajo de la instalación.

$$h_2 = 0,6283 T_{cond} + 378,25 \quad (23)$$

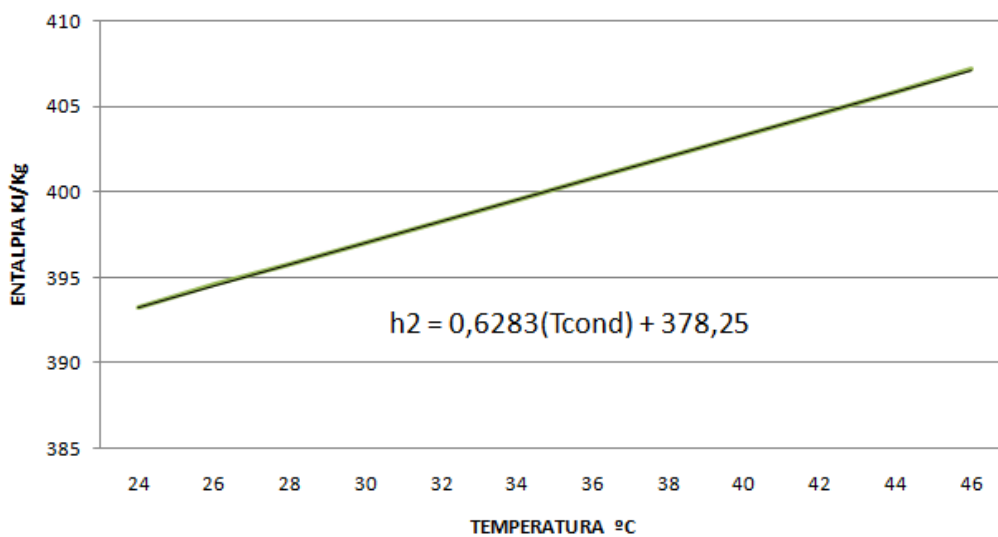


Figura 42: Curva de ajuste y ecuación entalpía-temperatura

Todos los valores de entalpía obtenidos son específicos, es decir, están expresados en función de la masa.

Para obtener la ecuación (24) del gasto másico en función de la temperatura, se ha procedido como en el caso anterior de entalpías.

$$m = 0,000107 T_{cond} + 0,00465 \quad (24)$$

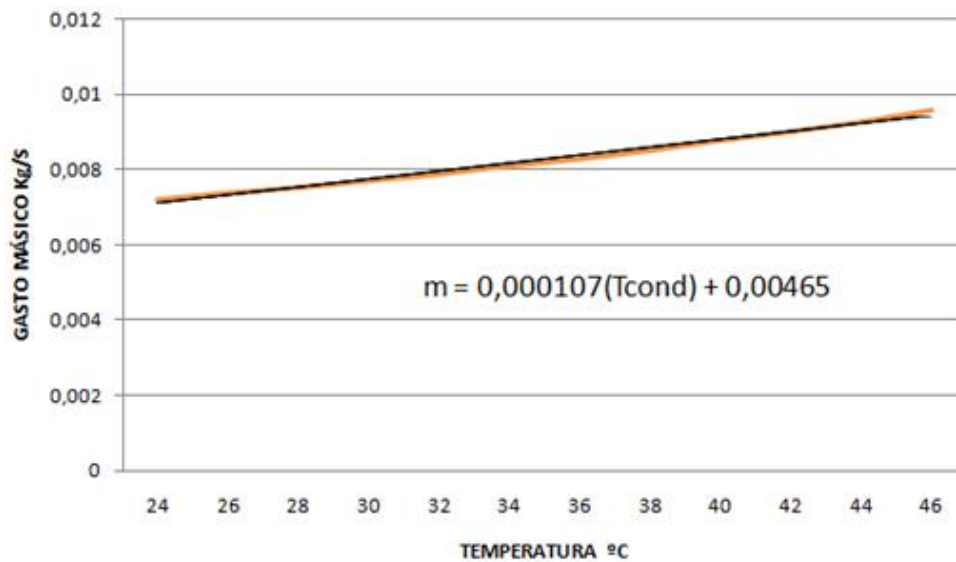


Figura 43: Curvas de ajuste y ecuaciones gasto másico-temperatura por kWev

Para presentar resultados y compararlos lo haremos en términos de potencia. Para obtener la potencia que tiene que evaporar el sistema se realiza un balance de energía en el depósito (Ecuación 25).

Conociendo la energía que se tiene que suministrar al depósito durante la noche conoceremos la potencia del evaporador:

$$\Delta E_D = Q_{EV} \times t \quad (25)$$

Donde:

E_D = Es la energía que se debe almacenar durante la noche para reponer lo gastado durante el día anterior.

Q_{EV} = Potencia a evaporar en función de la energía demandada por el sistema de enfriamiento.

t = El tiempo que está en funcionamiento el sistema, 8 horas.

El balance nos muestra la energía que hay que acumular durante la noche. Por lo tanto cada noche el sistema de enfriamiento de caudal variable funcionará a una potencia \tilde{Q}_{EV} distinta.

Para simular el consumo instantáneo se utilizará la simplificación de la fórmula:

$$\dot{Q}_{\text{comp}} = \frac{(\dot{Q}_{\text{ev}} - \dot{Q}_{\text{c}}) \times \eta_{\text{c}}}{\eta_{\text{c}} \times \eta_{\text{m}} \times \eta_{\text{el}}} \quad (26)$$

El consumo diario se ha obtenido mediante la integración de la fórmula (26), con la ayuda del software *Mathcad*.

En cuanto al ciclo termodinámico propiamente dicho, el único parámetro que restaría por calcular es el coeficiente de eficiencia energética o CEE. Este valor compara el trabajo que realiza el compresor con la cantidad de calor evacuada en el evaporador, para su simulación se utiliza la fórmula:

$$\text{CEE} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev}}}{\dot{Q}_{\text{comp}}} \times \eta_{\text{c}} \times \eta_{\text{m}} \times \eta_{\text{el}}$$

El coeficiente de eficiencia energética se ha obtenido mediante la integración de la fórmula (27), con la ayuda de *Mathcad*.

5.2. SIMULACIONES DIARIAS

Para las simulaciones se eligen días significativos y que representen de una manera amplia el funcionamiento del sistema. Por esto, se seleccionan tres días, el día de máxima demanda, un día de demanda media y un día de poca demanda, que se corresponde con los días 6 de Julio, 11 de Agosto y 2 de Septiembre.

En la *tabla 37* se muestra la energía demandada por el edificio durante los tres días (datos obtenidos de *Mathcad*) y la energía que se tiene que almacenar en el depósito teniendo en cuenta las pérdidas (*apartado 3.3.2. Pérdidas totales del depósito*).

DIAS DE VERANO	DEMANDA (kWh)	ENERGÍA(kWh)
6 de Julio	252,635	263,845
11 de Agosto	114,692	125,902
2 de Septiembre	49,712	60,922

Tabla 37: Demanda del edificio y energía a almacenar

SIMULACIÓN DÍA 6 DE JULIO

La energía que demanda el edificio el día 6 de Julio es de 252,635 kWh. A continuación se muestra la evolución de la potencia del evaporador durante las horas de apertura del edificio, que se obtiene de *Mathcad*.

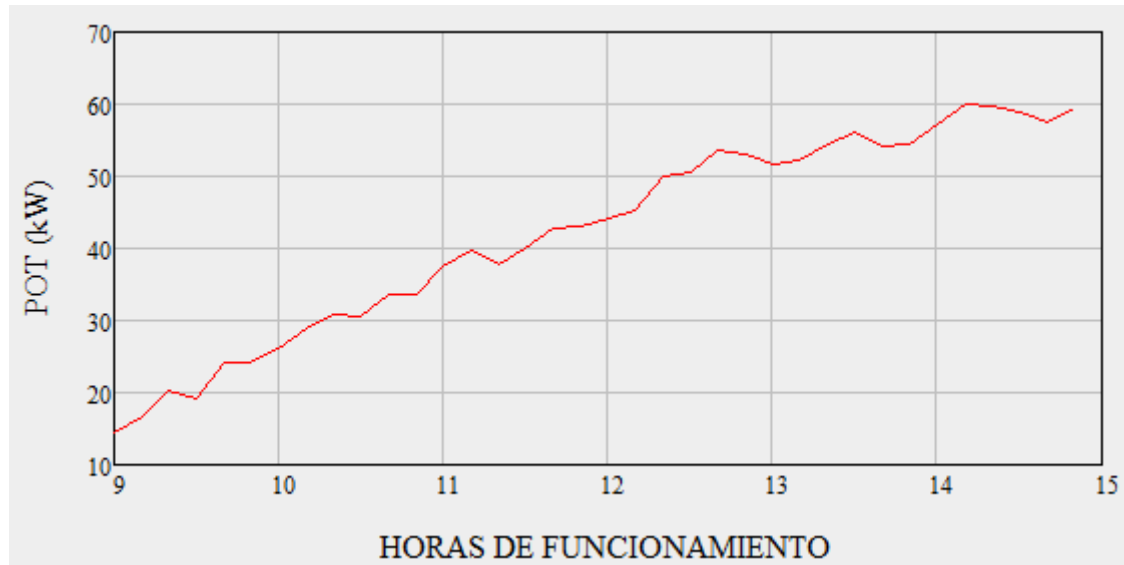


Figura 16: Demanda durante la mañana del día 6 de Julio

Durante el día 6 de Julio se consume el total de la energía acumulada, por lo tanto, el sistema de enfriamiento debe reponerla durante la noche.

La energía que se tiene que almacenar es la que demanda el edificio el día anterior, más las pérdidas del depósito y el sistema de distribución. Se estiman estas pérdidas en el 8% del total de la energía acumulada (*apartado 3.3.2. Pérdidas totales del depósito*).

$$E_D = 263,845 \text{ kWh}$$

El sistema de enfriamiento no se ve afectado por los picos de demanda térmica durante el día, la energía que se tiene que acumular se reparte entre las 8 horas de funcionamiento del sistema, disminuyendo de manera significativa la potencia del evaporador.

A continuación se obtiene la potencia del evaporador en el depósito el día 6 de Julio, durante las 8 horas de funcionamiento, aplicando la fórmula (25):

$$263,845 = \dot{Q} \times (8h) \rightarrow Q_{EV} = 32,98 \text{ kW}$$

La *figura 44* nos da una idea aproximada de cómo actúa el sistema de enfriamiento durante la noche (columnas azules), en función de la demanda del edificio durante el día (columnas rojas). Durante las horas de funcionamiento del ayuntamiento la potencia de evaporación no es constante y va aumentando hasta llegar a un pico de 60 kW. Sin embargo, en las horas que funciona el sistema de enfriamiento del depósito, la potencia máxima de evaporación es constante de 33 Kw.

El día 6 de Julio es el de mayor demanda de todo el verano, el que utilizamos para dimensionar el depósito y el que mayor consumo va tener.

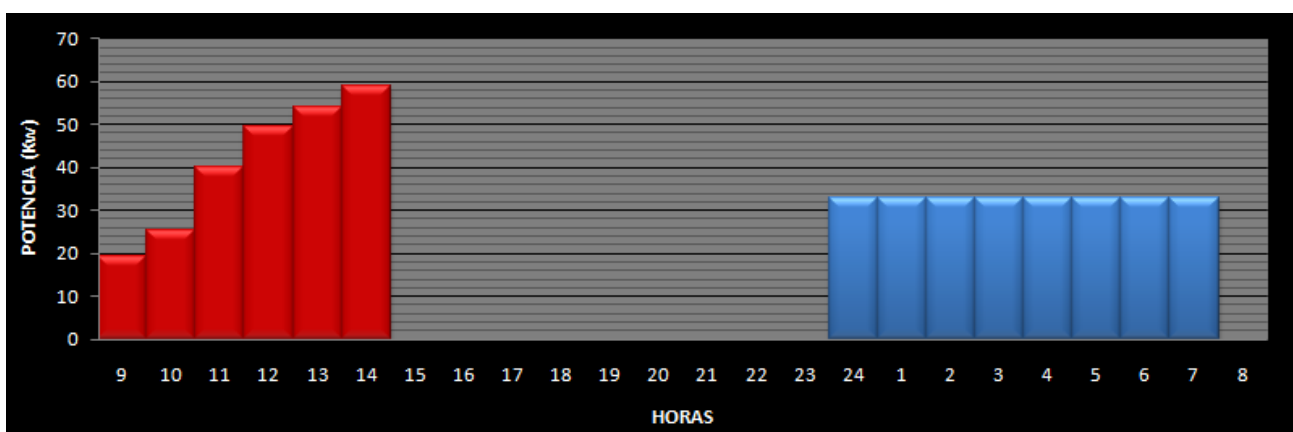


Figura 44: Evolución de la potencia térmica a lo largo del día 6 de Julio

La *figura 45* nos ilustra el consumo del compresor durante la noche siguiendo los pasos del apartado 5.1. *Procedimiento de cálculo*.

La potencia del evaporador es constante durante toda la noche, la variación en el consumo se debe a las temperaturas exteriores. Se alcanza un máximo de potencia de consumo de 16,2 kW y la energía total consumida durante ese periodo es de 115,501kWh.

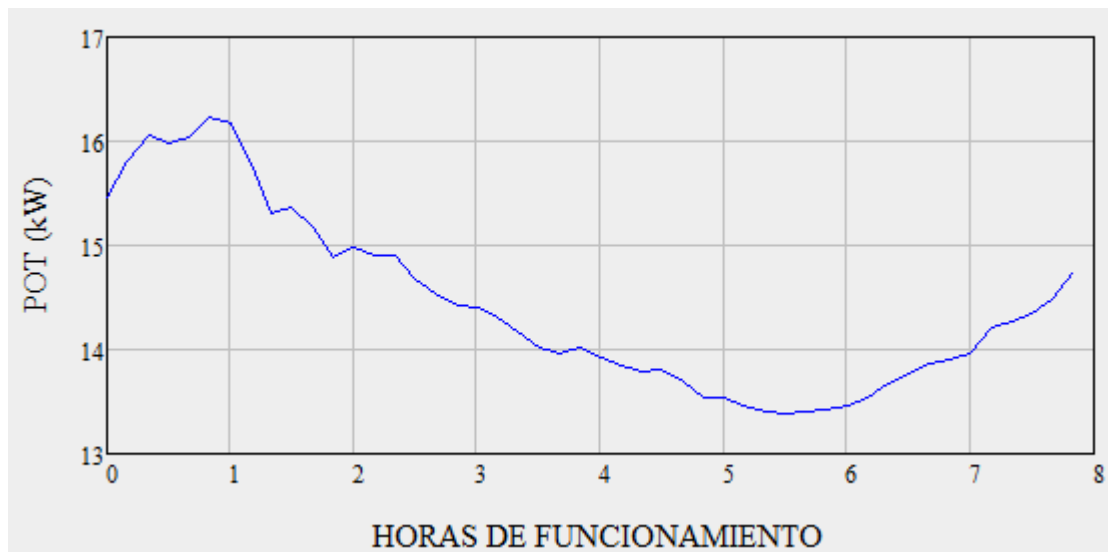


Figura 45: Consumo del compresor durante la noche, día 6 de Julio

La *figura 46* nos muestra el CEE, siguiendo los pasos del apartado 5.1. *Procedimiento de cálculo*, que es un buen indicativo de lo efectivo que es un refrigerante. El CEE mejora a medida que disminuye la temperatura durante la noche.

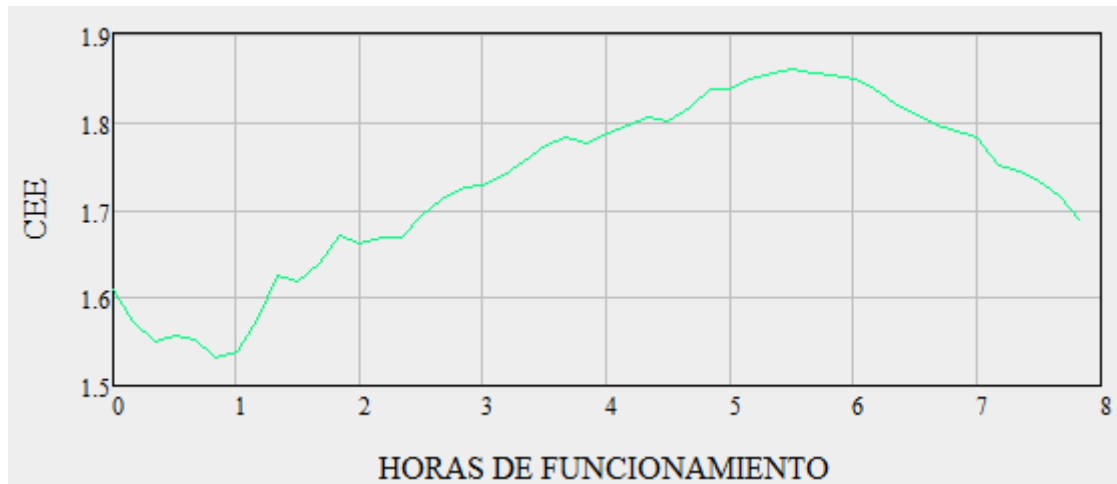


Figura 46: CEE durante la noche, día 6 de Julio

SIMULACIÓN DÍA 11 DE AGOSTO

La energía demanda por el edificio el día 11 de Agosto es de 114,692 kWh. A continuación se muestra la evolución de la potencia del evaporador durante las horas de apertura del edificio.

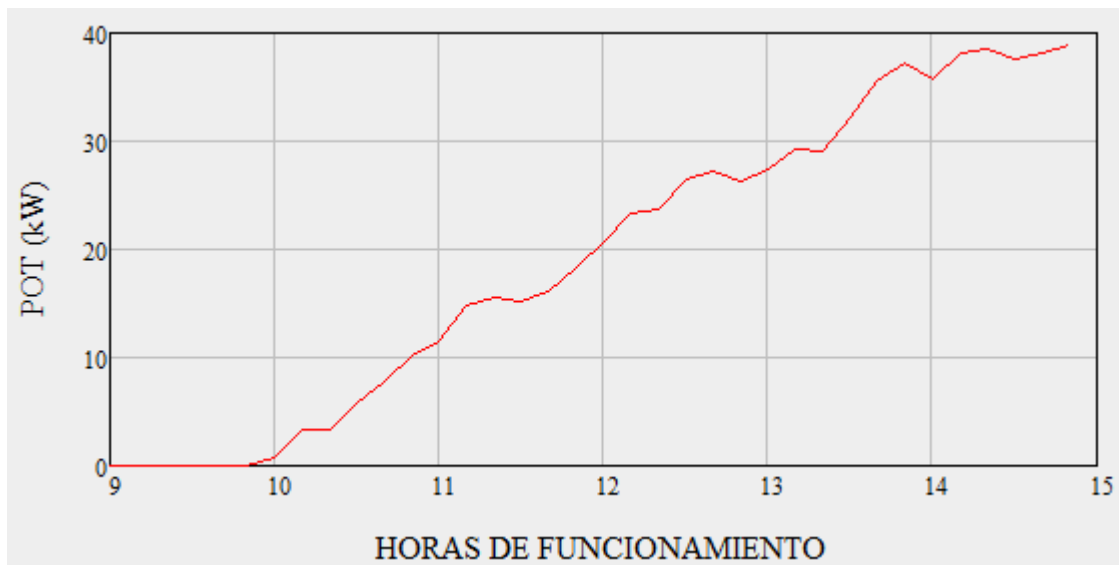


Figura 47: Demanda durante la mañana del día 11 de Agosto

Durante el día 11 de Agosto el consumo del depósito no llega a ser el total de la energía acumulada, por lo tanto el sistema de enfriamiento debe reponer lo gastado durante la noche.

La energía que debe almacenar la máquina frigorífica es:

$$E_D = 125,902 \text{ kWh}$$

A continuación se obtiene la potencia del evaporador durante la noche del día 11 de Agosto aplicando la fórmula (25):

$$125,902 = \dots \rightarrow Q_{EV} = 15,738 \text{ kW}$$

El día 11 de Agosto es un día de demanda media. El sistema de climatización del edificio no entra en funcionamiento hasta una hora después de su apertura. Esto se debe a que el interior del recinto no supera la temperatura de 26°C.

En el gráfico (figura 48) se observa el pico de potencia que alcanza la demanda térmica durante la apertura del edificio 37,7 kW y como en las horas que funciona el sistema de enfriamiento del depósito, la potencia máxima de evaporación no supera los 16 Kw.

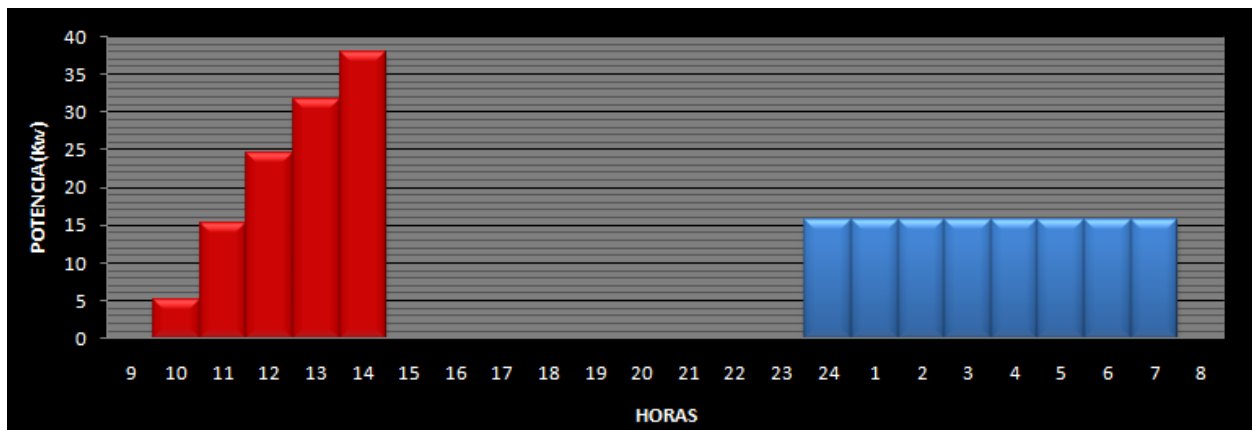


Figura 48: Evolución de la potencia térmica a lo largo del día 11 de Agosto

La *figura 49* nos muestra el consumo del compresor durante la noche. Se alcanza un máximo de potencia de consumo de 6,3 kW y la energía total consumida durante ese periodo es de 44,656 kWh.

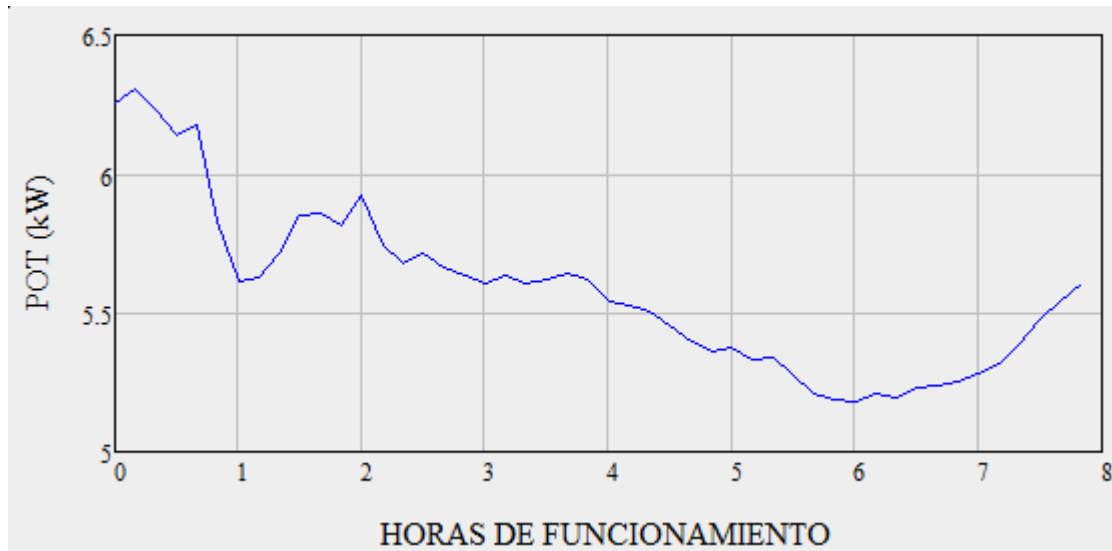


Figura 49: Consumo del compresor durante la noche, día 11 de Agosto

La *figura 50* nos muestra el CEE del compresor durante el periodo de enfriamiento del depósito.

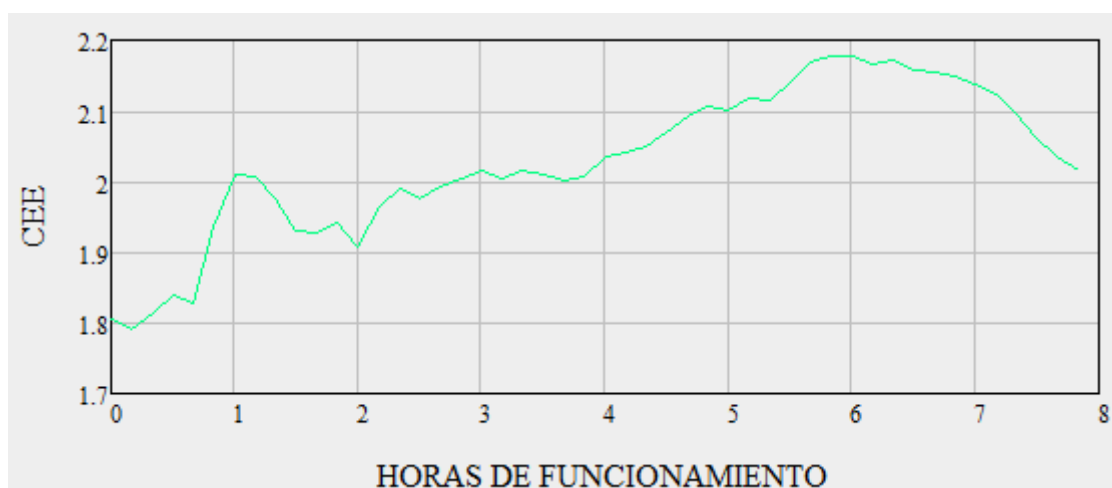


Figura 50: CEE durante la noche, día 11 de Agosto

SIMULACIÓN DÍA 2 DE SEPTIEMBRE

La energía demanda por el edificio el día 2 de Septiembre es de 49,71 kWh. A continuación se muestra la evolución de la potencia del evaporador durante las horas de apertura del edificio.

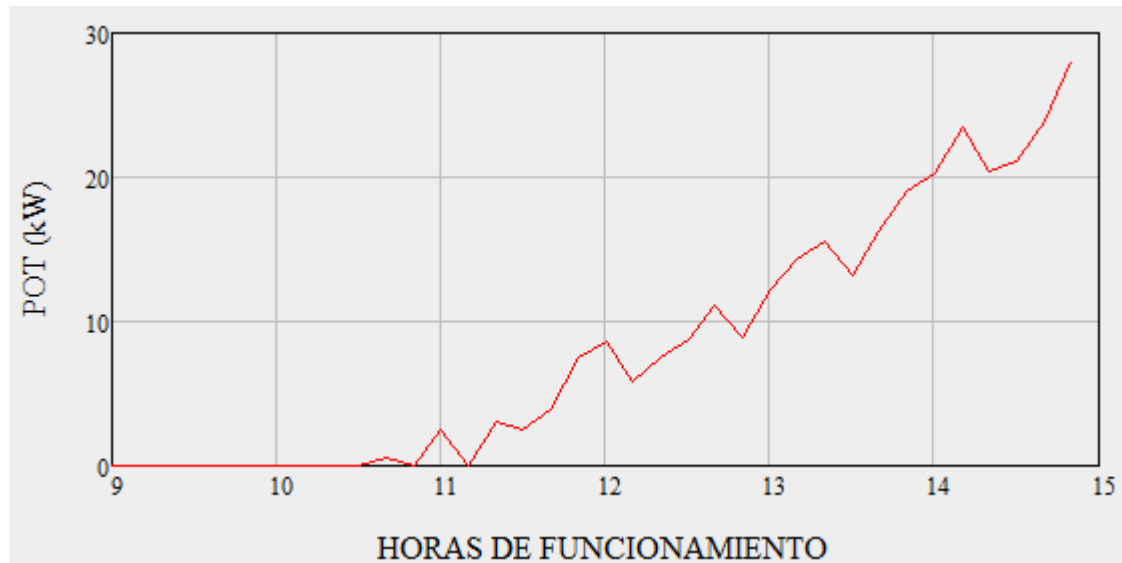


Figura 51: Demanda durante la mañana del día 2 de Septiembre

El día 2 de Septiembre es un día de poco consumo, por lo tanto, el sistema de enfriamiento debe reponer poca energía durante la noche.

La energía que debe almacenar la máquina frigorífica es:

$$E_D = 60,922 \text{ kWh}$$

A continuación se obtiene la potencia del evaporador en el depósito el día 2 de Septiembre aplicando la fórmula (25):

$$60,922 = \frac{E_D}{Q_{EV}} \rightarrow Q_{EV} = 7,615 \text{ kW}$$

El edificio empieza a consumir energía a la hora y media de su apertura. Esto se traduce en una menor demanda y por lo tanto, menor potencia de enfriamiento de la máquina durante la noche.

En el gráfico (*figura52*) se observa un pico de potencia de 23,5kW en las horas de apertura del ayuntamiento, mientras que en las horas de enfriamiento del depósito la potencia máxima de evaporación no supera los 8 kW.

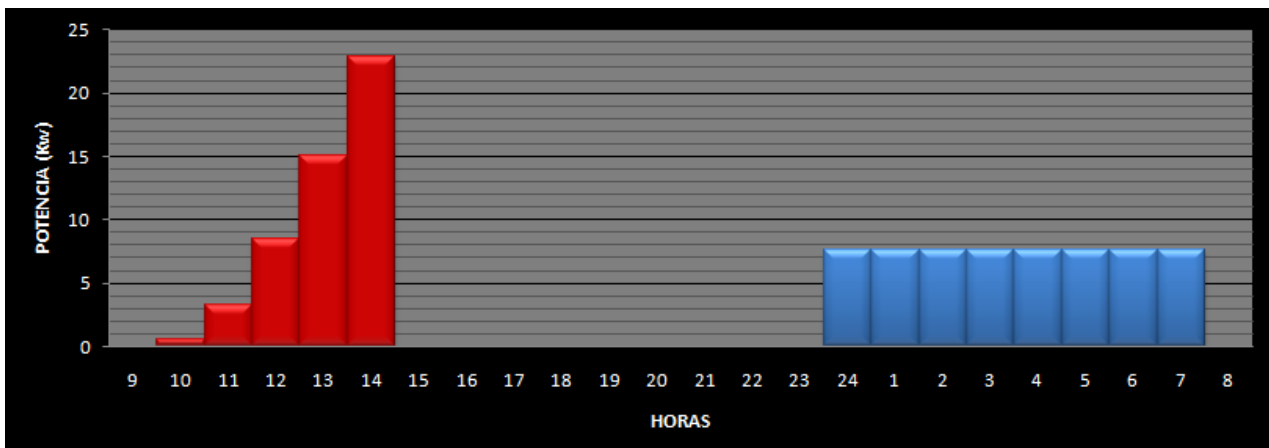


Figura 52: Evolución de la potencia térmica a lo largo del día 2 de Septiembre

La *figura 53* nos ilustra el consumo del compresor durante la noche. Se alcanza un máximo de potencia de consumo de 2,63 kW y la energía total consumida durante ese periodo es de 19,51 kWh.

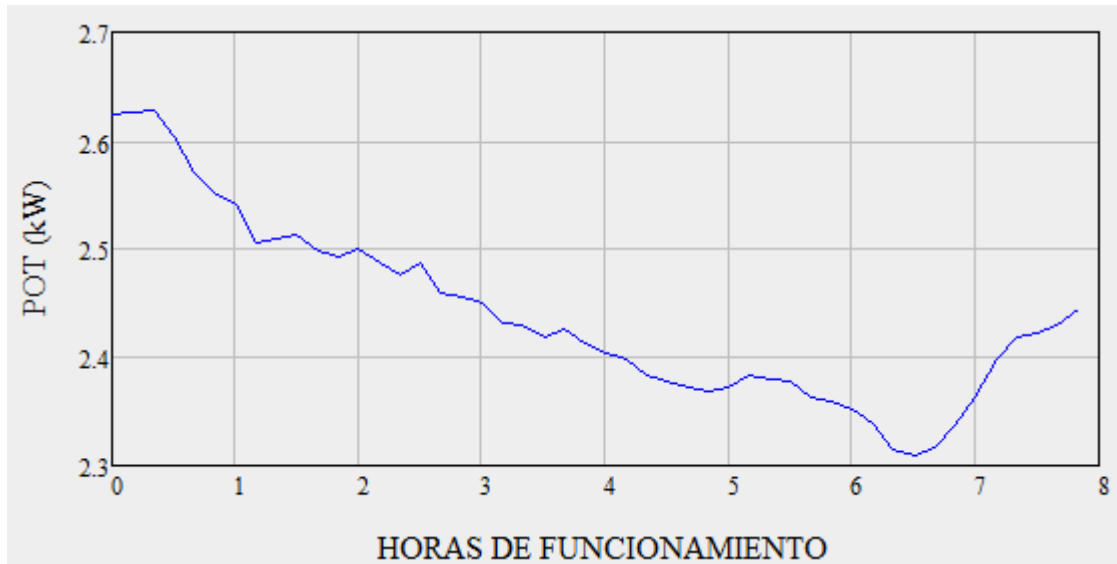


Figura 53: Consumo del compresor durante la noche, día 2 de Septiembre

La *figura 54* nos muestra el CEE del compresor durante el periodo de enfriamiento del depósito.

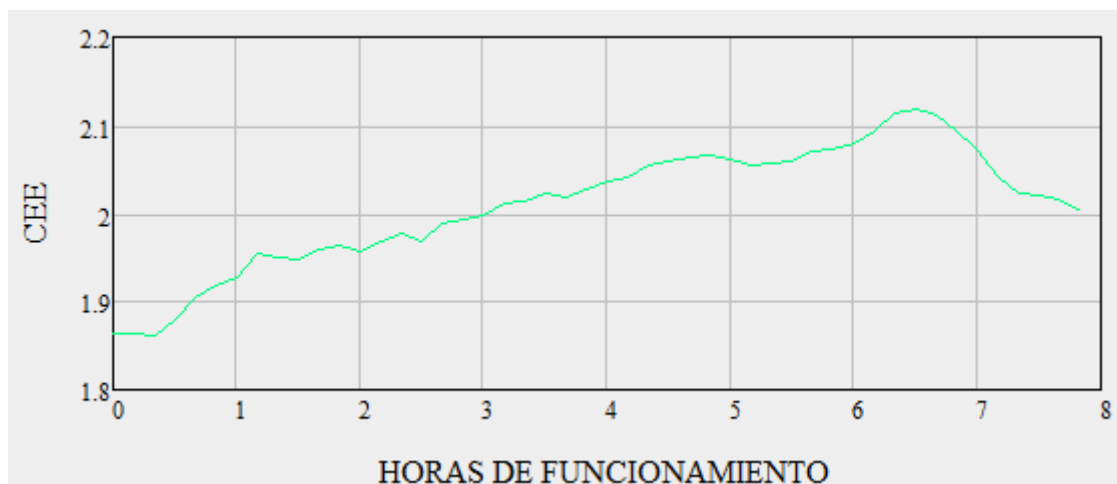
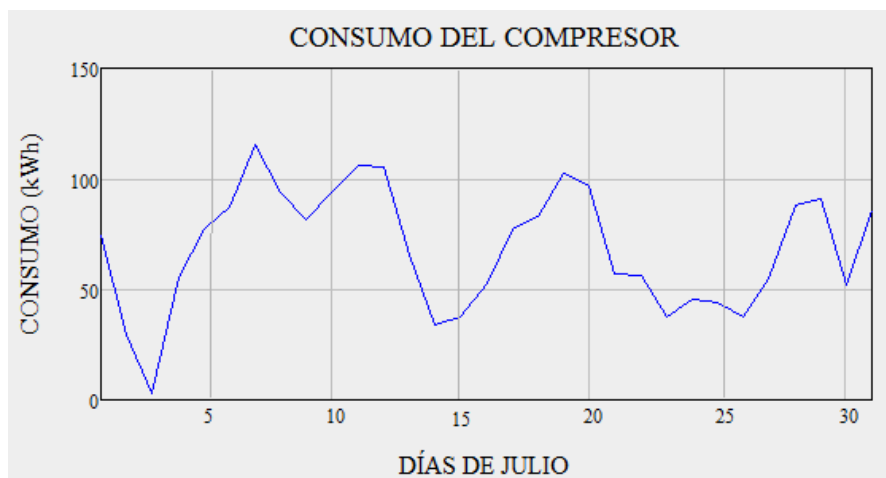
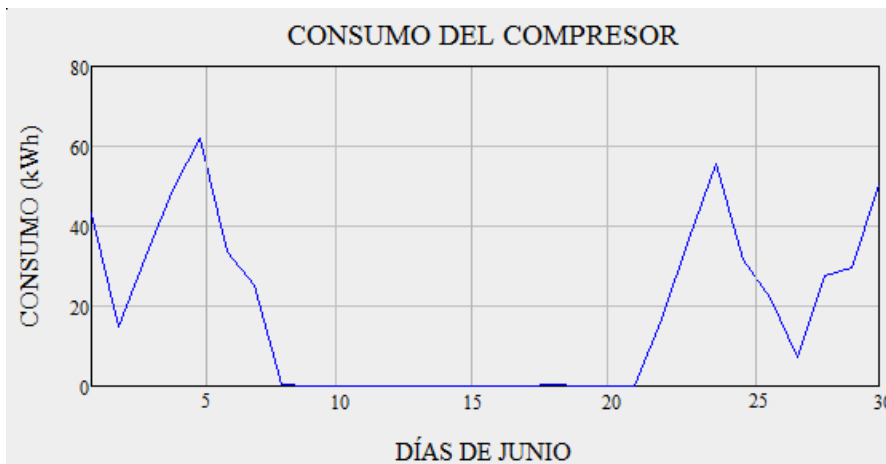


Figura 54: CEE durante la noche, día 2 de Septiembre

5.3. CONSUMO DE LA INSTALACIÓN

En el punto anterior se ha mostrado el consumo del compresor en días significativos, se ha visto su evolución durante la noche en función de la potencia que tenía que evaporar y la temperatura exterior. A continuación se observará la evolución del consumo del compresor a largo de los meses de verano, integrando la formula (26) entre las 12 de la noche y las 8 de la mañana y con temperatura de evaporación de -10°C .

Estas son las graficas del consumo del compresor durante la noche, se tiene en cuenta el consumo del ventilador del condensador, del evaporador y de la bomba de circulación, estimada en un 10% de la energía total:



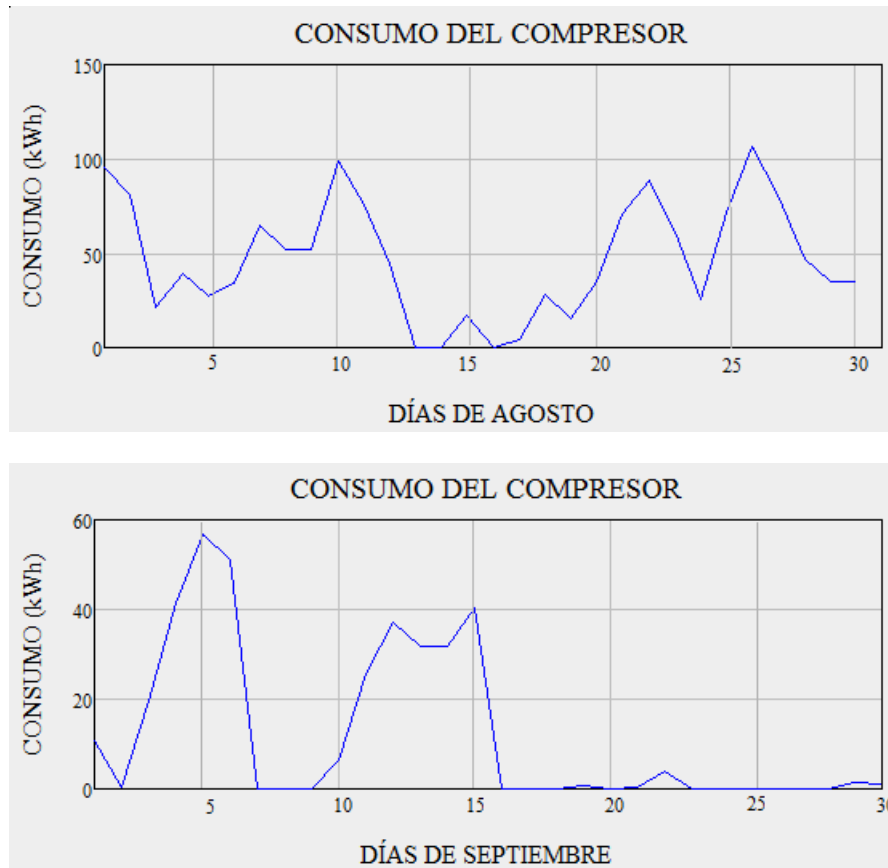


Figura 55: Consumo del compresor durante la noche, en los meses de verano

Estos datos por si solos no son significativos, por eso debemos compararlos con otros, para poder llegar a unas conclusiones.

La manera más común de climatización de edificios se lleva a cabo a través de sistemas directos. Los sistemas de climatización indirecta no son comunes para uso de climatización de edificios, por eso, se van a comparar ambos sistemas y comprobar si se consiguen ahorros eléctricos.

Algunos dispositivos de climatización combinan ambos sistemas. Climatizan con el sistema indirecto hasta que se agota la energía del depósito y después climatizan con el sistema directo.

Por esto, el sistema de compresión simple que se utiliza para el enfriamiento del depósito se puede utilizar para climatizar directamente el edificio.

Para poder comparar resultados se utilizará un sistema similar al de enfriamiento del depósito para climatizar durante el día.

Se procede como en el caso de consumo del compresor durante la noche, se buscará ajustar la serie de datos de temperaturas a funciones lineales, teniendo en cuenta que la temperatura de evaporación pasa de -10°C por la noche a 5°C durante la mañana (Temperatura según fabricantes). También hay que incluir nuevas gráficas de entalpía (*figura 56*) y gasto másico (*figura 57*) porque el rango de temperaturas de utilización es distinto, ahora se trabaja durante las 9h de la mañana y las 15h del mediodía y tendremos otras temperaturas de condensación.

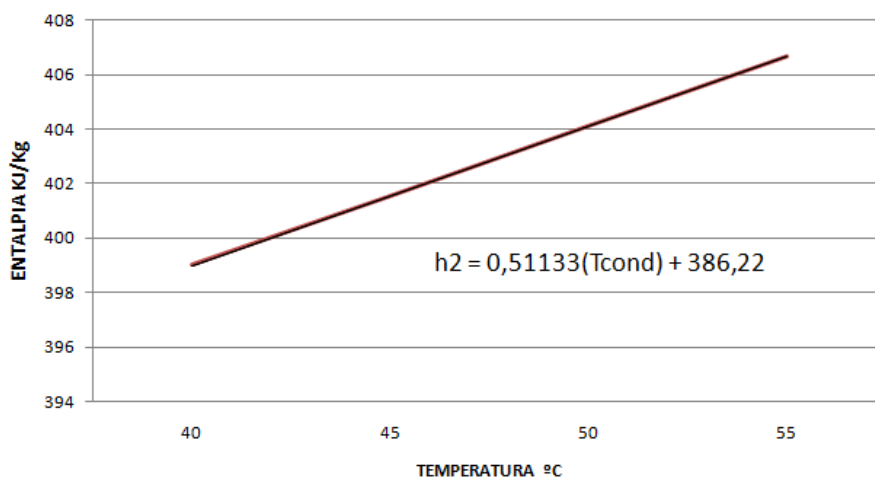


Figura 56: Curva de ajuste y ecuación entalpía-temperatura (mañanas)

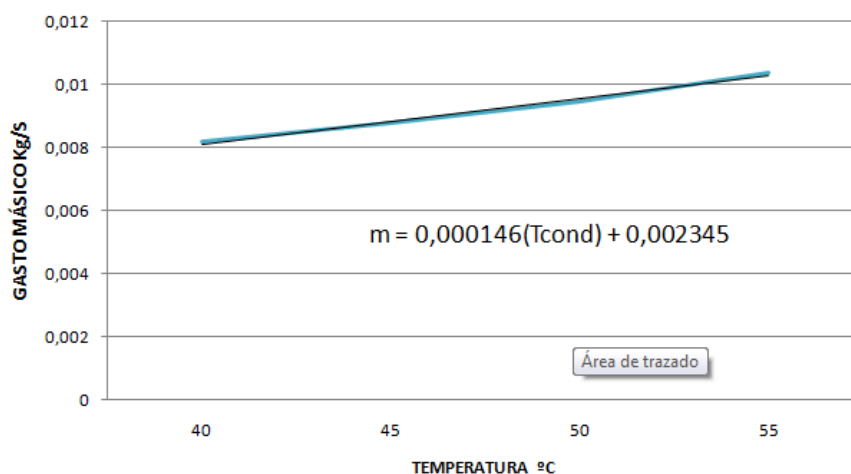
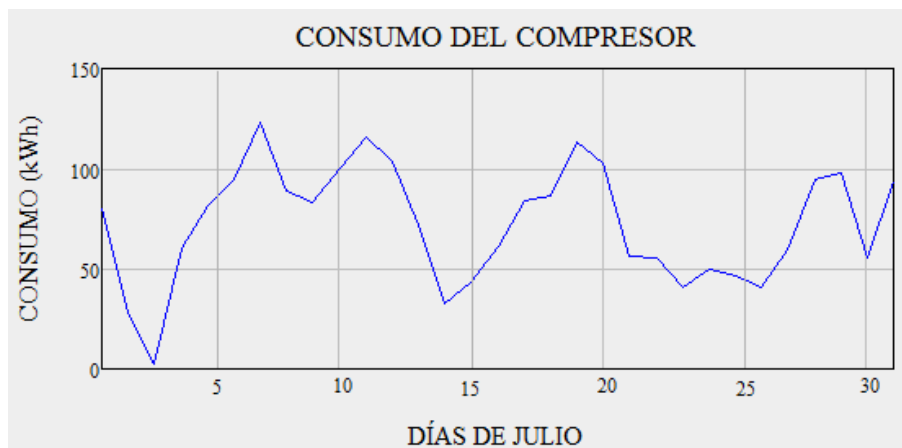
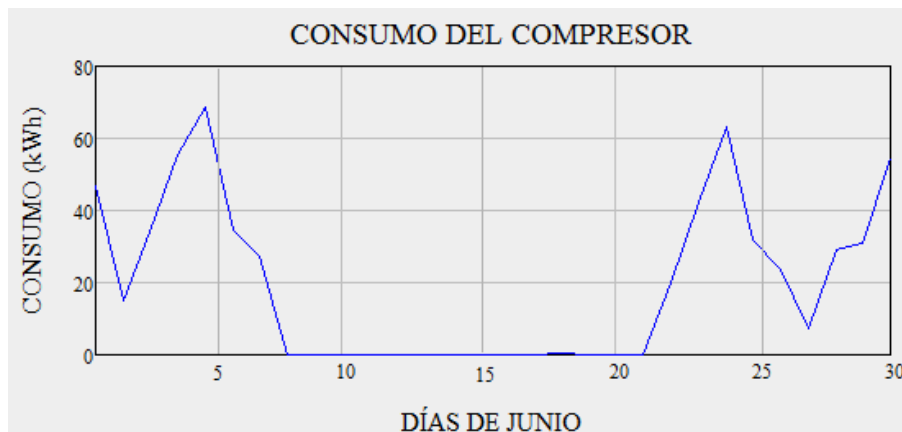


Figura 57: Curva de ajuste y ecuación gasto másico-temperatura por kWev (mañanas)

Todos los valores de entalpía así obtenidos son específicos. Para presentar resultados lo haremos en términos de potencia. En este caso la potencia de evaporación es la carga térmica del edificio durante las horas de apertura del ayuntamiento.

A continuación se mostrará la evolución del consumo del compresor a largo de los meses de verano, integrando la fórmula (26) entre las 9 de la mañana y las 15 de la tarde y con temperatura de evaporación de 5°C (según fabricantes).

Esta es la simulación del sistema de climatización durante la mañana, se tiene en cuenta el consumo del ventilador del condensador y del evaporador, estimada en un 10% de la energía total:



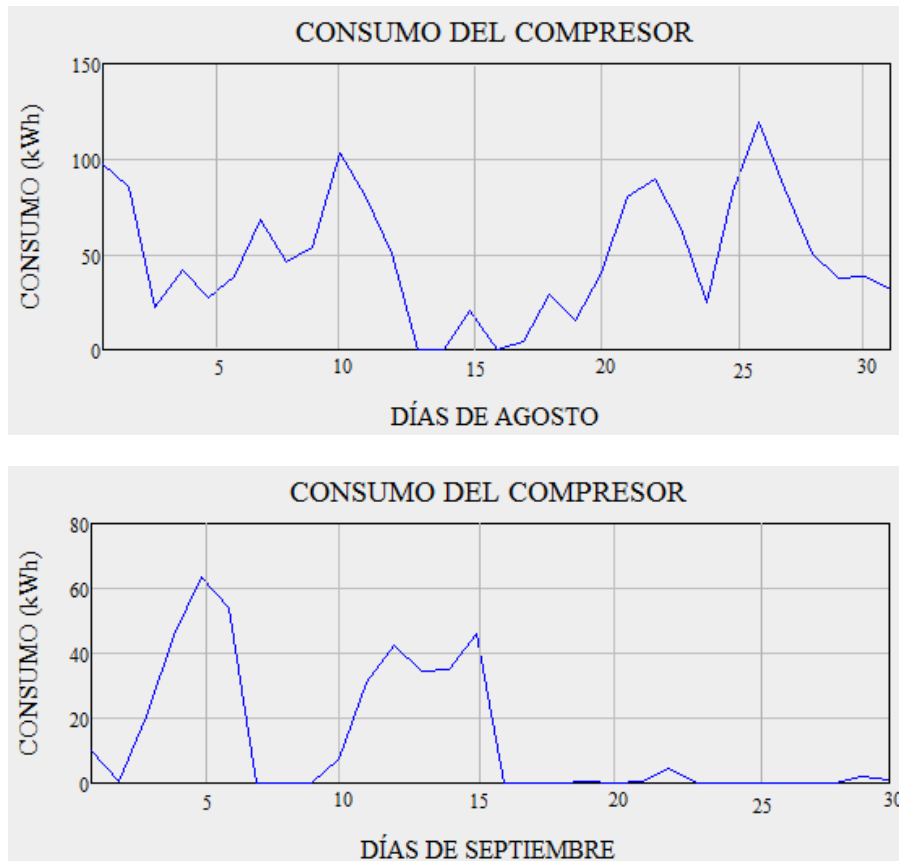


Figura 58: Consumo del compresor durante la mañana, en los meses de verano

A continuación se muestran los datos de consumo para cada mes de la instalación:

	CONSUMO (kWh)				
	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	TOTAL
NOCHE	539,5	2121	1437	360,1	4458
DÍA	585,3	2154	1528	398,3	4665

Tabla 38: Consumo compresores durante los meses de verano

El sistema de refrigeración indirecta consume menos que el sistema de refrigeración directa, aunque la diferencia es pequeña. Sin embargo cuando se aplica la tarificación correspondiente a cada periodo el ahorro económico es superior al 50%.

Como ejemplo se acude a las tarifas de una eléctrica española, Iberdrola, datos del 2011, *tabla 39*.

		TÉRMINO DE ENERGÍA (p/kWh)
TARIFA SIN DISCRIMINACIÓN HORARIA		0,140069
TARIFA CON DISCRIMINACIÓN HORARIA	PERÍODO TARIFARIO 1	0,168965
	PERÍODO TARIFARIO 2	0,060407

Tabla 39: Tarifas eléctricas (Iberdrola)

Cuando se aplica al consumo del compresor, en su tarificación correspondiente se observa claramente el ahorro económico:

FUNCIONAMIENTO DURANTE EL DÍA	$4665 \text{ kWh} \times 0,140069 \text{ p/kWh}$	653,42 p
FUNCIONAMIENTO DURANTE LA NOCHE	$4458 \text{ kWh} \times 0,060407 \text{ p/kWh}$	269,29 p

Tabla 40: Consumo de la instalación

CONCLUSIONES

A lo largo del proyecto se ha expuesto aquello necesario para el diseño y dimensionado de un sistema de refrigeración indirecta con acumulación para su eventual instalación en un ayuntamiento en Arganda del Rey. También se ha diseñado el posible sistema de enfriamiento del depósito acumulador y se han obtenido las gráficas correspondientes a su consumo.

El sistema de enfriamiento del depósito es de compresión simple. Se decidió esta opción tras barajar la posibilidad de trabajar con un sistema de doble compresión, ya que se concluyó que las eficiencias eran similares y una relación de compresión de 5 no suponía problemas técnicos al sistema.

Se compara un sistema de refrigeración indirecto y un sistema de refrigeración directo utilizando sistemas de simple compresión:

La temperatura de evaporación que se requiere en un sistema indirecto siempre es menor que la que se requiere con refrigeración directa, esto supone una penalización en el consumo. Por otro lado, la máquina de enfriamiento del depósito funciona durante la noche, aprovechando las bajas temperaturas nocturnas para trabajar con temperaturas de condensación menores que el sistema directo, lo que ayuda a disminuir su consumo.

El consumo del sistema directo de refrigeración funcionando durante seis horas es muy similar al consumo del sistema indirecto funcionando durante ocho horas. Pero después de aplicar las tarificaciones eléctricas correspondientes a cada periodo, el sistema indirecto consigue ahorros de casi el 60% en el precio de la electricidad.

Una ventaja adicional a estos sistemas es que generalmente permiten la instalación de equipos de enfriamiento de menor capacidad. Nuestro sistema de enfriamiento tiene una potencia de evaporación máxima de 33 kW, mientras que el sistema directo, climatizando el edificio, puede llegar a alcanzar un pico de demanda de 60 kW. Esto se traduce en una inversión inicial menor en equipos, aunque la instalación y la operación del equipo de almacenamiento suponen un costo adicional.

BIBLIOGRAFÍA:

- Asignatura: Tecnología del frío
- Asignatura: Termodinámica industrial.
- Libro: Calefacción, ventilación y aire acondicionado. Análisis y diseño. McQuiston-Parker-Spitler.
- Libro: Manual de aire acondicionado Carrier
- Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración: Escrito por Eduardo Hernández Goríbar
- Sistemas de aire acondicionado, calidad del aire interior.- Editorial Alsina (Néstor Quadri)
- Revista "Frío y Calor" N°80
- Energía solar térmica en la edificación. Editorial: AMV ediciones (José M. Fernández Salgado, Vicente Gallardo Rodríguez)

Proyectos

- Proyecto: Néstor Caballero Redondo
- Proyecto: Daniel Vera Marín
- Proyecto: María Fernández Fanego
- Proyecto: Rafael González Sobrinos
- Proyecto: Jorge Rodrigo Ruiz
- Proyecto: Zaida Salamanca Pérez

Software

- Solkane 7.0
- Mathcad
- Solid Edge

Páginas web de consulta

<http://www.transfermaker.com>.

<http://es.libros.redsauce.net/index.php>

<http://www.biblioteca.org>.

<http://www.acondicionamiento.com>

<http://www.aciem.org>

<http://www.forofrio.com>

<http://www.frioycalor.cl/80/tema2.html>

<http://www.construarea.com/>