



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial.

**Modelado de una bomba de calor
agua/agua que combine la utilización
de CO₂ como refrigerante con energía
geotérmica para la generación de agua
caliente sanitaria.**

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Autor: Víctor Ruiz Casas

Director: José Ramón García Cascales

Codirector: Fernando Illán Gómez



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Cartagena, 7 de Julio de 2018

Índice

1. Introducción.....	1
1.1 Justificación del trabajo.....	1
1.2. Objetivos.....	1
2. Fundamentos teóricos.....	2
2.1. Bomba de calor.....	2
2.1.1. Ciclo de Carnot.....	2
2.1.2. Ciclo de compresión de vapor.....	3
2.2. Bomba de calor geotérmica.....	5
2.3. Dióxido de carbono como refrigerante.....	6
2.3.1. Introducción.....	6
2.3.2. Propiedades únicas del dióxido de carbono. Régimen transcrito.....	6
2.4. Energía geotérmica.....	8
2.5. Intercambiadores de calor enterrados.....	9
2.5.1. Intercambiadores horizontales.....	9
2.5.2. Intercambiadores verticales.....	10
2.6. Transmisión de calor en el subsuelo.....	12
2.7. Propiedades térmicas del terreno.....	13
2.7.1. Conductividad térmica.....	13
2.7.2. Capacidad térmica.....	13
2.7.3. Difusividad térmica.....	13
2.8. Evolución de la temperatura con la profundidad.....	15
2.9. Resistencia térmica total del intercambiador enterrado.....	16
2.10. Ubicación de la instalación.....	18
3. Instalación.....	19
3.1. Bomba de calor agua-agua instalada en el ELDI.....	19
3.2. Sistema convencional a base de colectores solares.....	20
4. Modelado de los componentes de la bomba de calor agua-agua.....	21
4.1. Compresor.....	21

4.2. Intercambiador de calor enterrado.....	23
4.3. Gas Cooler.....	24
4.4. Evaporador.....	26
4.5. Intercambiador de calor intermedio.....	28
4.6. Válvula de expansión.....	29
4.7. Depósito.....	29
4.8. Mezcla de corrientes.....	29
4.9. Temperatura del agua de red.....	30
4.10. Sistema de control de la bomba de calor.....	30
4.11. Depósito.....	30
4.12. Consumo de agua caliente sanitaria.....	31
5. Diseño sistema convencional a base de colectores solares.....	32
6. Programación de componentes en TRNSYS.....	36
6.1. Crear componentes en TRNSYS.....	36
6.2. Entradas, parámetros y salidas de cada componente.....	43
6.2.1. Compresor.....	43
6.2.2. Intercambiador de calor enterrado.....	43
6.2.3. Gas cooler.....	44
6.2.4. Evaporador.....	44
6.2.5. Intercambiador de calor.....	45
6.2.6. Válvula termostática.....	45
6.2.7. Válvula presostática.....	46
6.2.8. Depósito/Cámara flash.....	46
6.2.9. Mezcla de corrientes.....	47
6.2.10. Sistema de control.....	47
6.3. Algoritmos de funcionamiento.....	48
6.3.1. Compresor.....	48
6.3.2. Intercambiador de calor enterrado.....	49
6.3.3. Gas Cooler.....	50

6.3.4. Evaporador.	51
6.3.5. Válvulas de expansión.	52
6.3.6. Intercambiador de calor.	53
7. Implementación de los componentes en TRNSYS.	54
7.1. Unión de componentes.	54
7.1.1. Ciclo de compresión con bypass.	55
7.1.2. Conexión del gas cooler con la instalación de ACS.	55
7.1.3. Sistema convencional a base de colectores solares.	56
7.2. Punto inicial de funcionamiento.	57
7.2.1. Obtención de los puntos iniciales de funcionamiento.	57
8. Resultados.	60
8.1. Simulaciones.	60
8.1.1. Análisis del depósito de acumulación y de la demanda de agua caliente sanitaria.	60
8.1.3. Análisis del gas cooler.	62
8.1.2. Análisis del Compresor.	63
8.1.3. Influencia de la presión en el gas cooler con el consumo energético.	64
8.2. Comparación con el sistema convencional a base de colectores solares.	65
8.2.1. Funcionamiento del circuito solar.	66
8.2.2. Temperatura de consumo de agua caliente sanitaria.	67
8.3. Estudio de impacto ambiental.	70
9. Conclusiones finales.	71
Referencias.	73

Índice de figuras.

Figura 1. Esquema ciclo inverso de Carnot.....	2
Figura 2. Diagrama T-S del ciclo inverso de Carnot.....	3
Figura 3. Esquema del ciclo de compresión de vapor.....	3
Figura 4. Diagrama P-h del ciclo de compresión de vapor.....	4
Figura 5. Diagrama P-h del ciclo de compresión de vapor real.....	5
Figura 6. Esquema del funcionamiento de una bomba de calor geotérmica.....	5
Figura 7. Representación de intercambiador horizontal.....	10
Figura 8. Configuraciones del intercambiador horizontal enterrado.....	10
Figura 9. Representación de intercambiador vertical.....	10
Figura 10. Configuraciones del intercambiador vertical enterrado.....	11
Figura 11. Tipos de tuberías.....	11
Figura 12. Variación de la temperatura en función de la profundidad a lo largo de un año.....	15
Figura 13. Sección transversal intercambiador simple U.....	16
Figura 14. Mapa geológico de Cartagena.....	18
Figura 15. Esquema de la bomba de calor agua-agua.....	19
Figura 16. Sistema solar convencional.....	20
Figura 17. Representación del rendimiento isoentrópico frente a la relación de presiones.....	22
Figura 18. Datos del gas cooler.....	25
Figura 19. Datos del evaporador.....	27
Figura 20. Datos del intercambiador intermedio.....	28
Figura 21. Irradiación diaria mensual sobre plano horizontal, directa y difusa en Murcia.....	33
Figura 22. Creación de un componente.....	36
Figura 23. Nombre del componente.....	37
Figura 24. Definición de variables.....	37
Figura 25. Exportación a Developer Studio.....	38
Figura 26. Subrutinas programa REFPROP.....	38
Figura 27. Introducción de subrutinas REFPROP.....	39
Figura 28. Declaración de variables.....	39

Figura 29. Código para cargar el refrigerante.....	40
Figura 30. Definición de salidas.....	41
Figura 31. Continuación de funciones.....	42
Figura 32. Carga del refrigerante.....	42
Figura 33. Conexión entre componentes.....	54
Figura 34. Representación de salidas con online plotter	54
Figura 35. Ciclo de compresión con bypass.....	55
Figura 36. Conexión del gas cooler con la instalación de ACS.....	55
Figura 37. Sistema convencional a base de colectores solares.....	56
Figura 38. Introducción de datos en el software SIMPLE CO2 ONE STAGE PLANT.....	57
Figura 39. Ciclo de compresión con bypass.....	58
Figura 40. Diagrama P-h.....	59
Figura 41. Evolución de la temperatura en el depósito acumulador.....	60
Figura 42. Consumo de ACS y señal de control.....	61
Figura 43. Consumo y temperatura ACS.....	61
Figura 44. Temperatura y caudal de salida del gas cooler.....	62
Figura 45. Caudal másico y potencia absorbida por el compresor.....	63
Figura 46. Integrador para el cálculo del consumo energético anual.....	63
Figura 47. Representación del consumo energético para diferentes presiones del gas cooler.....	64
Figura 48. Función de funcionamiento del sistema de control.....	66
Figura 49. Funcionamiento del circuito solar.....	66
Figura 50. Temperatura en el depósito de acumulación.....	67
Figura 51. Temperatura de entrada al sistema de apoyo y consumo de ACS.....	68
Figura 52. Temperatura de consumo de ACS y potencia consumida por el sistema de apoyo.....	69
Figura 53. Ciclo diario de la temperatura para ACS y potencia del sistema de apoyo.....	69
Figura 54. Consumo energético y emisiones de CO ₂ anuales.....	70

Índice de tablas.

Tabla 1. Usos de energía geotérmica en función de la temperatura.	9
Tabla 2. Valores orientativos de conductividad y capacidad térmica para distintos tipos de suelo.	14
Tabla 3. Coeficientes para el cálculo del caudal másico y potencia absorbida por el compresor.	21
Tabla 4. Geometría y propiedades del terreno.....	24
Tabla 5. Propiedades del refrigerante.	24
Tabla 6. Temperatura del agua de red.	30
Tabla 7. Consumo diario de agua caliente sanitaria.	31
Tabla 8. Energía térmica demandada para producir agua caliente sanitaria.....	33
Tabla 9. Cálculo irradiación diaria media mensual sobre plano inclinado.....	34
Tabla 10. Contribución solar mínima anual exigida.....	35
Tabla 11. Cálculo factor de aporte para 12m ² de superficie de colectores solares.....	35
Tabla 12. Entradas, parámetros y salidas del compresor.....	43
Tabla 13. Entradas, parámetros y salidas del intercambiador de calor enterrado.....	43
Tabla 14. Entradas, parámetros y salidas del gas cooler.	44
Tabla 15. Entradas, parámetros y salidas del evaporador.....	44
Tabla 16. Entradas, parámetros y salidas del intercambiador de calor.....	45
Tabla 17. Entradas, parámetros y salidas de la válvula termostática.....	45
Tabla 18. Entradas, parámetros y salidas de la válvula presostática.	46
Tabla 19. Entradas, parámetros y salidas de la cámara flash.....	46
Tabla 20. Entradas, parámetros y salidas de la mezcla de corrientes.....	47
Tabla 21. Entradas, parámetros y salidas del sistema de control.....	47
Tabla 22. Puntos iniciales de funcionamiento.	58
Tabla 23. Influencia de la presión en el consumo energético.....	64
Tabla 24. Emisiones de CO ₂ a la atmósfera.	70

1. Introducción.

1.1 Justificación del trabajo.

La gran volatilidad del precio de la energía en el mercado y el gran impacto medioambiental de los sistemas de producción de calor y frío debido a las emisiones de gases de efecto invernadero de los equipos y de las fugas de refrigerante, nos exige la búsqueda de soluciones alternativas, eficientes y renovables. La solución que se estudiará en este trabajo será la utilización de CO₂ como refrigerante por ser un refrigerante natural no tóxico ni inflamable, además de la utilización de energía geotérmica que se encuentra almacenada en toda la superficie de la Tierra.

El sistema de bomba de calor geotérmica es una tecnología de energía renovable altamente eficiente debido a que se transfiere calor con una temperatura estable en el subsuelo, calor que aprovecharíamos para elevar la temperatura del foco frío de nuestra instalación, teniendo un salto de temperaturas menor, lo que reduciría el trabajo de compresión. En la actualidad, esta tecnología se puede considerar como madura y no presenta barreras técnicas para su implementación. Además, los costes de mantenimiento y operación suelen ser menores que en los sistemas convencionales utilizados a excepción de unos mayores costes de implementación.

La HE-4 del código técnico de la edificación obliga a tener una contribución solar mínima para producir agua caliente sanitaria en edificios de nueva construcción a excepción de sustituir la energía solar por otro tipo de fuente de energía renovable con la condición de que el consumo de energía no renovable del sistema y las emisiones de CO₂ sean menores a los producidos por la instalación solar, estando la alternativa a estudiar en este trabajo bajo el cumplimiento de la normativa.

1.2. Objetivos.

Este trabajo se centra en el modelado mediante TRNSYS de una bomba de calor geotérmica agua-agua que utiliza CO₂ como refrigerante para producir agua caliente sanitaria (ACS), para posteriormente hacer un estudio comparativo con una instalación solar. Dicha instalación se encuentra disponible en el laboratorio de Calor y Frío del ELDI

Los objetivos principales del trabajo son:

- Estudiar y entender el funcionamiento de la bomba de calor y de todos sus componentes.
- Conocer las ventajas que presente el CO₂ como refrigerante.
- Búsqueda de información acerca de los sistemas de captación de energía geotérmica.
- Modelar los componentes que constituyen una bomba de calor geotérmica.
- Programar los modelos seleccionados mediante el compilador FORTRAN.
- Simulación de la bomba de calor en TRNSYS a partir de los componentes programados que la forman.
- Realizar un estudio comparativo con un sistema solar convencional a base de colectores solares.

2. Fundamentos teóricos.

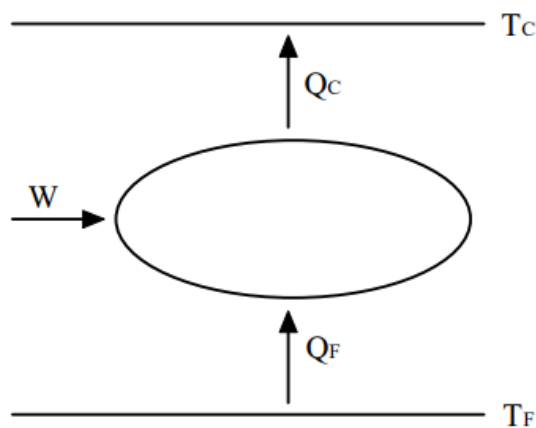
2.1. Bomba de calor.

Boyle, Mariotte, Charles y Gay-Lussac enunciaron las leyes del comportamiento de los gases y que puede enunciarse así: “Un gas se calienta cuando se comprime y se enfría cuando se expande”. Este enunciado es el origen de una de las máquinas más difundida en nuestra sociedad, tanto en el ámbito industrial como doméstico, la bomba de calor.

2.1.1. Ciclo de Carnot.

La bomba de calor es una máquina que trabaja entre dos focos térmicos: un foco caliente a alta temperatura y un foco frío a baja temperatura, y con un aporte externo de energía que le permitirá transferir el calor desde el foco frío al caliente, o viceversa. EL funcionamiento de la bomba de calor surgió a partir de los fundamentos del ciclo de Carnot.

Figura 1. Esquema ciclo inverso de Carnot.



El fluido extrae una cantidad de calor Q_F del foco y cede al foco caliente a T_C , un calor Q_C , requiriendo una cantidad de trabajo (W). Aplicando el primer principio de la termodinámica:

$$Q_C = Q_F + W$$

Se llama COP o coeficiente de operación (Coefficient Of Performance) de una máquina frigorífica a la relación entre la potencia frigorífica desarrollada por la máquina y la potencia consumida. El COP nos servirá para analizar el funcionamiento de la máquina. En el caso que la instalación funcione como refrigerador, la energía desarrollada será Q_F mientras que, si funciona como bomba de calor, la energía desarrollada será Q_C .

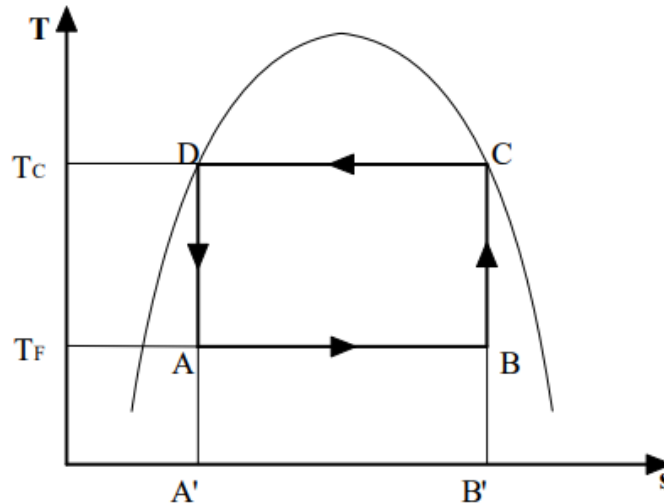
$$COP_{Ref} = \frac{Q_F}{W}$$

$$COP_{BC} = \frac{Q_C}{W}$$

Las distintas etapas que forman el ciclo de Carnot se pueden representar en un diagrama T-S:

- Tramo AB. Se produce la vaporización parcial del líquido a presión y temperatura constantes, adquiriendo energía del foco frío.
- Tramo BC. Se produce un aporte de trabajo que permite la compresión isentrópica del fluido.
- Tramo CD. Se produce la condensación del vapor a presión y temperatura constantes, cediendo energía al foco caliente.
- Tramo DA. Se produce una expansión isentrópica del líquido saturado.

Figura 2. Diagrama T-S del ciclo inverso de Carnot.



2.1.2. Ciclo de compresión de vapor.

La principal diferencia que presenta la máquina de compresión frente a la del ciclo de Carnot, es la sustitución de la turbina (ciclo de Carnot) por una válvula de expansión.

Figura 3. Esquema del ciclo de compresión de vapor.

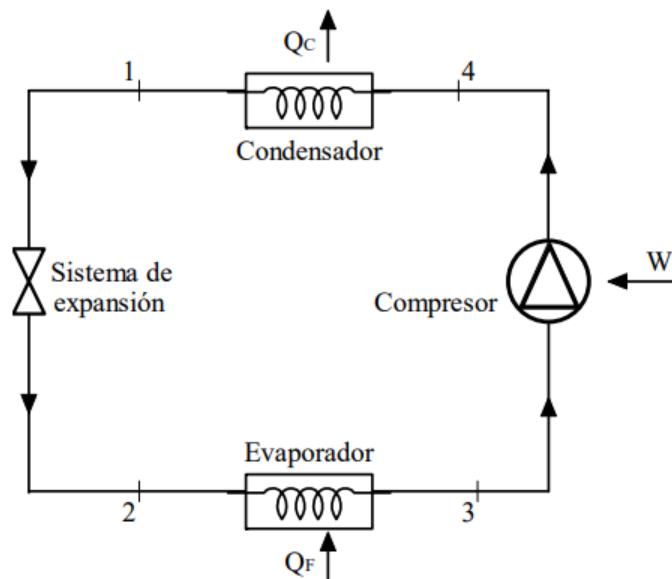
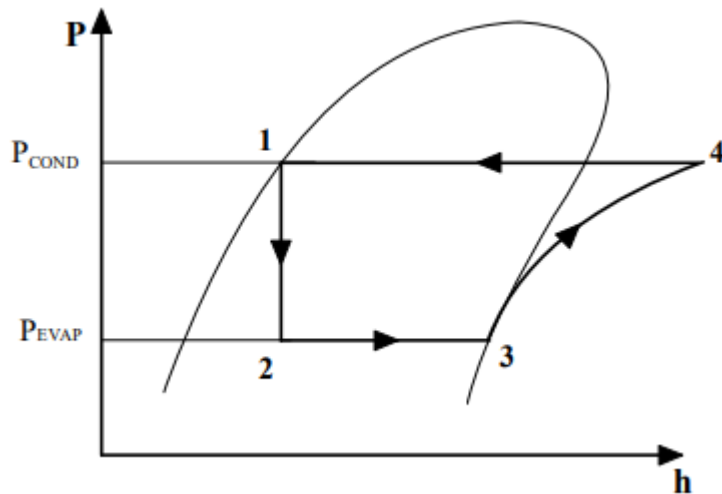


Figura 4. Diagrama P-h del ciclo de compresión de vapor.



En la realidad, el ciclo no sigue el diagrama P-h descrito debido a que la máquina no posee un comportamiento ideal. Las diferencias más importantes que se encuentran son:

- El ciclo de la máquina no es reversible. Para tener en cuenta las irreversibilidades se utiliza el rendimiento isoentrópico que relaciona el trabajo que consumiría el compresor si realizase una compresión isoentrópica con el trabajo que realmente va a consumir.

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- El caudal volumétrico real desplazado no concuerda con el teórico. Para tener en cuenta este efecto se define el rendimiento volumétrico que relaciona el caudal volumétrico real y teórico:

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_t}$$

- En la instalación habrá pérdidas por rozamiento entre el motor y el compresor. Para tener en cuenta estos factores, se define el rendimiento mecánico que relaciona la potencia teórica que requiere la instalación con la que realmente demanda.

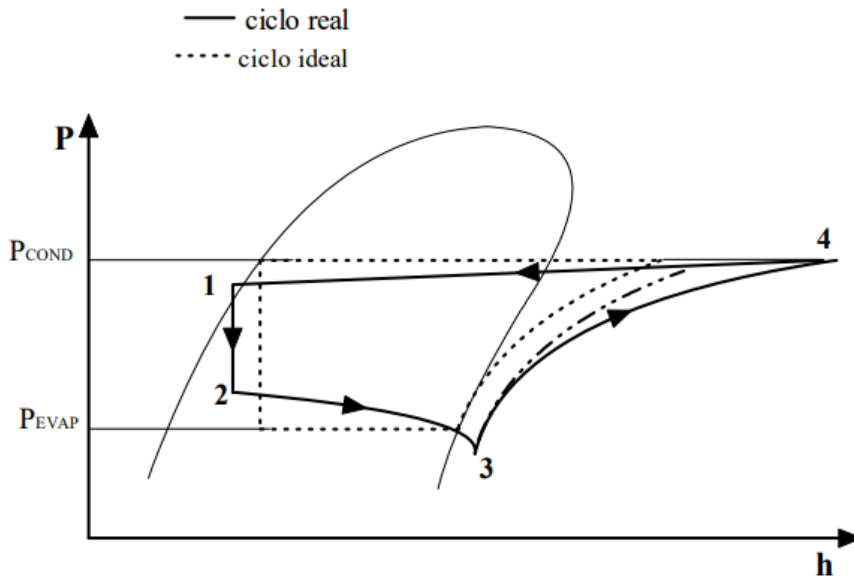
$$\eta_m = \frac{W_c}{W_r}$$

- En los procesos reales no se suele tener vapor saturado en la aspiración del compresor por lo que se busca recalentarlo para asegurar que el fluido está en estado vapor y así no dañar el compresor que es el componente más caro de la instalación. También es conveniente subenfriar a la salida del condensador para evitar que al inicio del proceso de expansión llegue fluido en estado vapor, ya que esta fracción no se expandirá.

- Además, el refrigerante experimentará pérdidas de carga al pasar por distintos componentes, como por ejemplo antes de la entrada al compresor que habrá una disminución de la presión consecuencia de la aspiración del compresor.

Por tanto, el diagrama P-h para el ciclo de compresión de vapor real puede ser representado como se muestra en la figura:

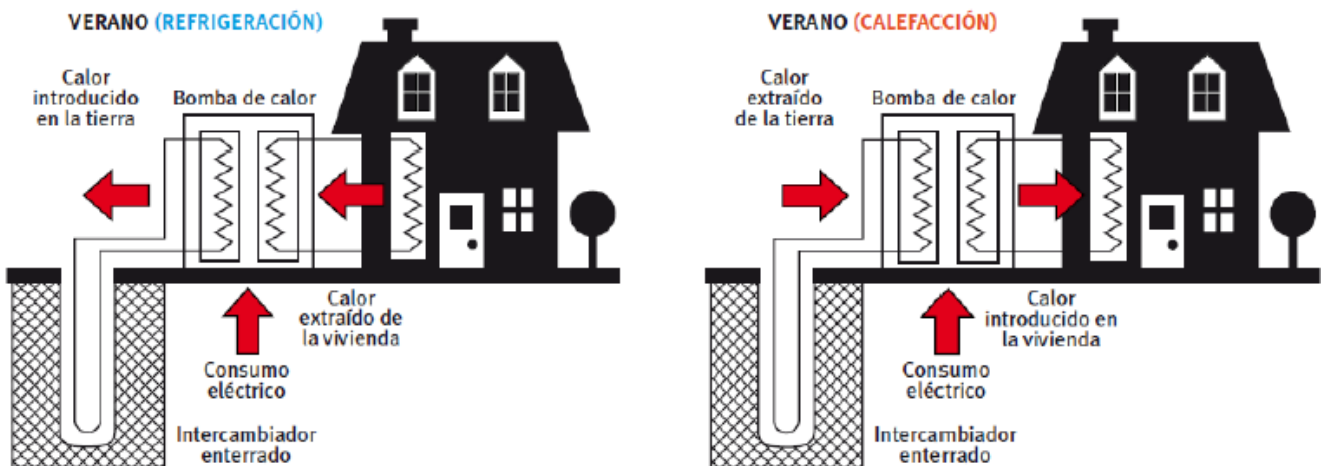
Figura 5. Diagrama P-h del ciclo de compresión de vapor real.



2.2. Bomba de calor geotérmica.

En el caso de una bomba de calor geotérmica, se extrae la energía térmica del suelo para transferirla al interior de la vivienda cuando funciona en modo calefacción, mientras que en modo refrigeración se extrae el calor del interior de la vivienda y se transfiere al terreno. Todo esto en caso de que la bomba de calor geotérmica se utilice para climatizar una vivienda. En el caso del presente trabajo, nuestra bomba de calor servirá para producir agua caliente sanitaria por lo que sólo extraeremos el calor del subsuelo.

Figura 6. Esquema del funcionamiento de una bomba de calor geotérmica.



Fuente: Guía Técnica. Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica. IDAE.[1]

2.3. Dióxido de carbono como refrigerante.

2.3.1. Introducción.

El cambio climático es una gran preocupación mundial, en especial en los países en desarrollo e industrializados. En la industria, debido al agotamiento de la capa de ozono y al efecto invernadero, se han ido utilizando varios tipos de refrigerantes. En 1987 se firmó el protocolo de Montreal que consistía en reducir la producción y aplicación de distintas sustancias que disminuían la capa de ozono. El protocolo sólo incorporó clorofluorocarbonos (CFC) al principio, y luego se expandió a hidroclofluorocarbonos (HCFC).

Como sustituto de CFC y HCFC, se han utilizado hidrofluorocarbonos (HFCs) como el R134a. Muchos refrigerantes usados en sistemas de calefacción, ventilación y refrigeración son potentes gases de efecto invernadero. Aunque el refrigerante al estar contenido de forma segura en la instalación no afecta al cambio climático, una posible fuga del sistema o recuperación inadecuada del refrigerante durante las reparaciones dan como resultado que estos gases lleguen a la atmósfera.

En búsqueda de la seguridad ambiental a largo plazo, un posible refrigerante sustituto es el dióxido de carbono, un refrigerante natural que tiene un impacto insignificante en el cambio climático. El dióxido de carbono (CO_2) utilizado en los sistemas de calefacción, ventilación y refrigeración tiene un impacto cero en el cambio climático, no es tóxico, no es inflamable, no es corrosivo, no tiene impacto en la capa de ozono, es barato y fácilmente disponible. El rendimiento del CO_2 como refrigerante en los sistemas de bomba de calor también es competitivo en comparación con los refrigerantes actualmente en uso.

2.3.2. Propiedades únicas del dióxido de carbono. Régimen transcrito.

Dos factores requieren atención especial cuando se usa CO_2 como refrigerante para sistemas de bomba de calor:

- La baja temperatura crítica, temperatura por encima de la cual el fluido está en estado supercrítico y no puede condensar.
- La alta presión de trabajo requerida para usar CO_2 bajo condiciones típicas de la bomba de calor.

El dióxido de carbono se convierte en un fluido supercrítico a 31.1°C a 73.7 bar. Funcionando en régimen subcrítico, la baja temperatura crítica (T_{crit}) es una desventaja porque limita el rango de temperaturas y el calor no puede ser entregado a temperatura mayor que la temperatura crítica. Además, a temperaturas inferiores pero cerca de T_{crit} , se reduce la entalpía de vaporización. Esta conduce a una reducción de la capacidad de calefacción y un rendimiento deficiente del sistema. Por tanto, una bomba de calor convencional debería evitar el funcionamiento a una temperatura cerca de T_{crit} [2].

En nuestro caso, el condensador que es donde se cede calor al foco caliente, no se comporta como tal, sino como un enfriador de gas (gas cooler), produciéndose un enfriamiento del gas sin cambio de fase.

La alta presión de trabajo es la otra distinción notable del CO₂. En sistemas de bomba de calor subcríticos y transcíticos, el uso de CO₂ funciona a presiones mayores que en la mayoría de los otros refrigerantes. Las bombas de calor de CO₂ subcríticas pueden funcionar a presiones entre 60-70 bar, mientras que los sistemas transcíticos pueden tener presiones de 80 a 110 bar o más.

La alta presión presenta desafíos de diseño de componentes en términos de robustez y capacidad del compresor; sin embargo, la capacidad de fabricación de hoy día permite la producción de componentes que pueden cumplir estas demandas. Además, la alta presión presenta algunos beneficios:

- El CO₂ tiene una densidad de vapor relativamente alta.
- Alta capacidad de calentamiento volumétrico.

Esto permite que con un menor volumen de CO₂ se pueda lograr la misma demanda de calefacción, lo que significa componentes más pequeños y un sistema más compacto.

2.4. Energía geotérmica.

La energía geotérmica es una de las fuentes de energía renovable menos conocidas y se encuentra almacenada bajo la superficie terrestre en forma de calor y ligada a volcanes, aguas termales, fumarolas y géiseres.

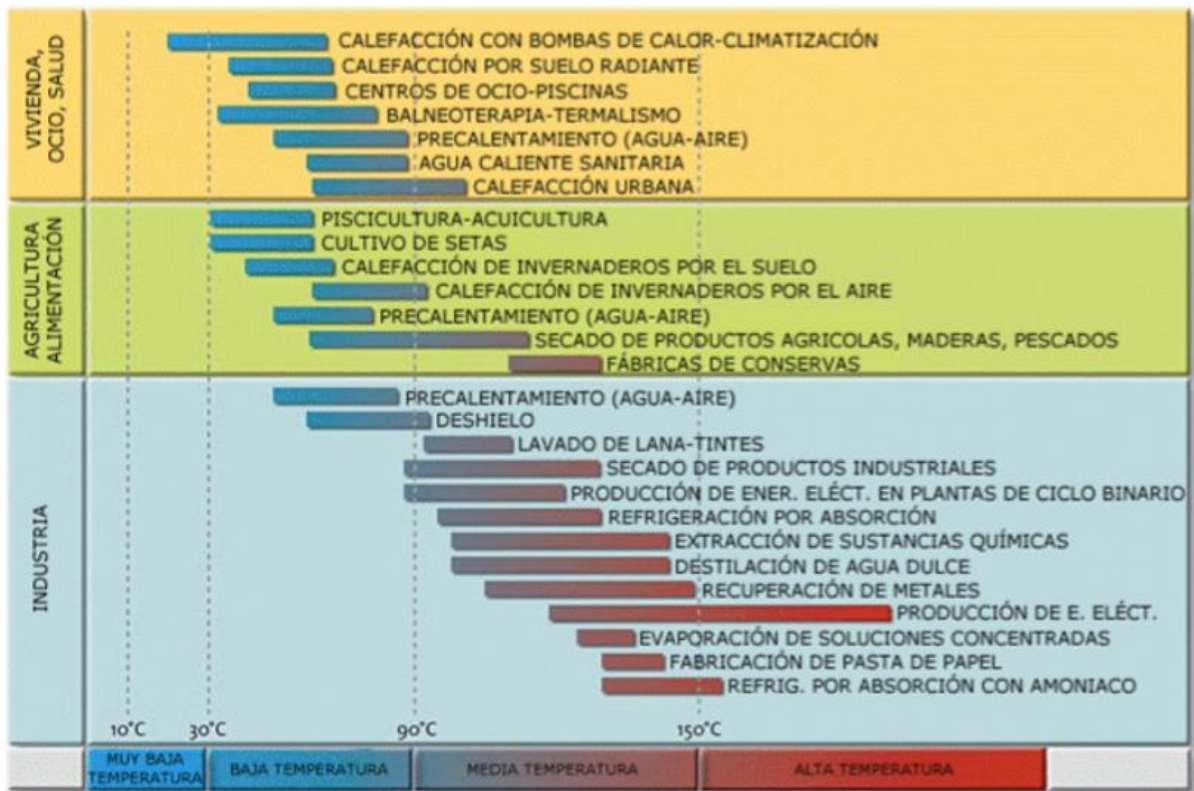
Existen grandes diferencias de temperatura entre el interior de la tierra y su superficie lo que origina un flujo continuo de calor hacia la superficie. El flujo de calor se calcula multiplicando el gradiente geotérmico por la conductividad térmica del terreno, siendo el gradiente geotérmico la variación de temperatura con la profundidad y la conductividad térmica la capacidad de un material para conducir calor. Se estima que cada segundo la energía que llega a la superficie terrestre por conducción, convección y radiación es de 42×10^{12} J.

El gradiente geotérmico general que predomina en la superficie terrestre tiene un valor medio de $3,3^{\circ}\text{C}$ cada 100 m, sin embargo, en zonas geológicamente favorables por su cercanía a placas tectónicas, este gradiente geotérmico puede ser mayor.

Hoy en día y con la tecnología disponible, se puede alcanzar y posteriormente captar recursos geotérmicos hasta 5000 m de profundidad, con una temperatura que no supere los 400°C . La clasificación de la energía geotérmica está basada en su temperatura[3]:

- Alta temperatura: más de 150°C :
Temperaturas tan altas permiten aprovechar el vapor de agua para producir directamente energía eléctrica.
- Media temperatura: entre 90 y 150°C :
Permite la producción de energía eléctrica mediante un fluido de intercambio que alimenta a las centrales.
- Baja temperatura: entre 30 y 90°C .
No tiene la temperatura suficiente para producir electricidad, pero permite la calefacción de edificios y determinados procesos industriales.
- Muy baja temperatura: menos de 30°C .
Su uso se limita a calefacción y climatización con la ayuda de bombas de calor.

Tabla 1. Usos de energía geotérmica en función de la temperatura.



Fuente: Site Geothermie-Perspectives de l'ADEME et du BRGM

2.5. Intercambiadores de calor enterrados.

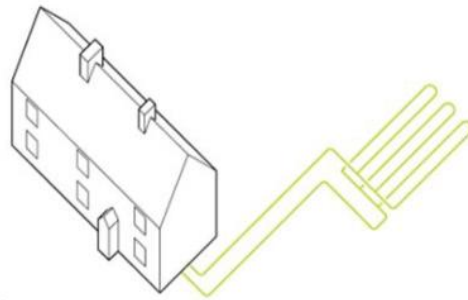
En la mayor parte de la superficie terrestre tenemos recursos geotérmicos de muy baja temperatura que se pueden aprovechar para la climatización de viviendas individuales y edificios con la utilización de bombas de calor geotérmicas.

Para la obtención de dicha energía se utilizan colectores por los que circula un fluido que intercambia calor con el subsuelo como consecuencia de la diferencia de temperatura entre estos. El fluido nunca deja el sistema, sino que se mueve hacia adelante y hacia atrás en el circuito entre la conexión a tierra y la bomba de calor. El fluido circulante puede ser agua, la cual puede contener o no una solución de anticongelante, dependiendo de las temperaturas que se tengan en la instalación. El intercambiador de calor en la tierra puede estar formado por una serie de perforaciones verticales profundas o tubos horizontales enterrados a unos pocos metros debajo de la superficie.

2.5.1. Intercambiadores horizontales.

Se trata de una serie de captadores enterrados a poca profundidad que sirvan de foco frío para bombas de calor geotérmicas. Los intercambiadores geotérmicos horizontales se colocan en zanjas o en amplias excavaciones, a profundidades comprendidas entre 1,2 y 1,5 m en suelos con poca pendiente.

Figura 7. Representación de intercambiador horizontal

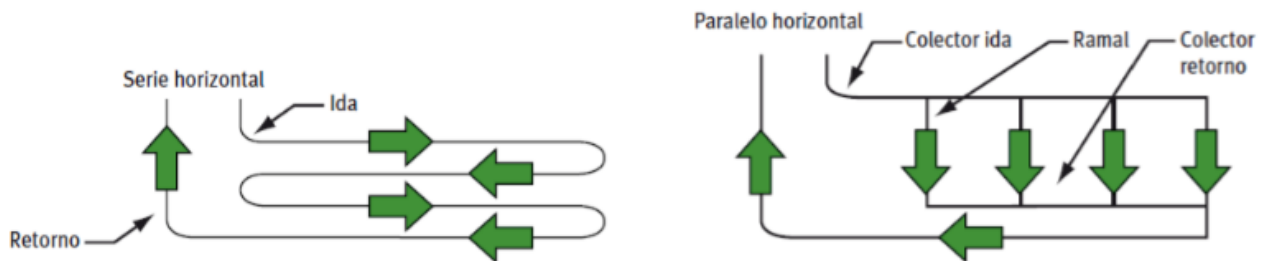


Fuente: Geothermal International España

Este tipo de intercambiador tiene como inconvenientes la necesidad de una gran superficie de terreno para su instalación y restricciones posteriores de empleo de dicha superficie como pueden ser la dificultad de añadir un servicio posterior (redes telefónicas, TV por cable, desagües, etc.) y no admitir ninguna planta con ramificaciones profundas; aunque su instalación es menos costosa que la disposición vertical.

Según la trayectoria que vaya a llevar el fluido tenemos dos tipos de configuraciones, en serie y en paralelo.

Figura 8. Configuraciones del intercambiador horizontal enterrado.

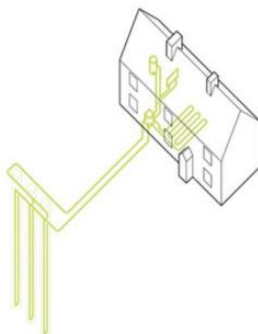


Fuente: *Guía Técnica. Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica. IDAE*

2.5.2. Intercambiadores verticales.

En el caso de no tener suficiente terreno para extender los captadores horizontales, haber canalizaciones en el subsuelo, o ser la demanda energética mayor que la que pueden proporcionar los colectores horizontales, se opta por una instalación de intercambiadores verticales.

Figura 9. Representación de intercambiador vertical.

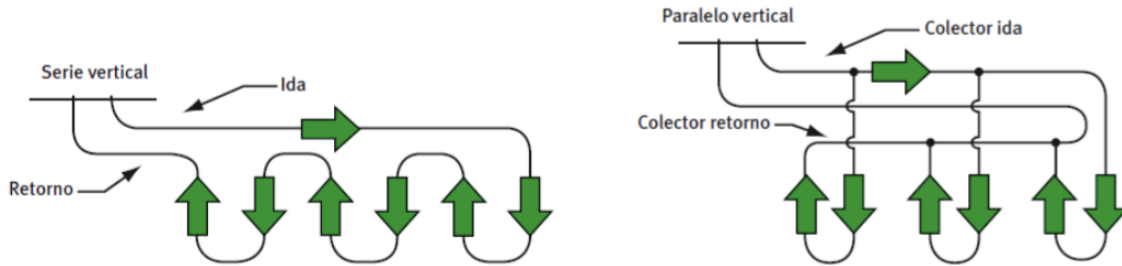


Fuente: Geothermal International España

Es preciso utilizar tubos diseñados para geotermia ya que así se garantizan unas propiedades físicas y mecánicas adecuadas para un correcto funcionamiento e intercambio térmico.

Después de introducir los tubos, el sondeo ha de ser rellenado por un material que permita la transmisión de calor adecuada entre los tubos y el terreno. Al igual que en los intercambiadores horizontales, en este tipo de colectores también tenemos dos configuraciones en función de la trayectoria del fluido.

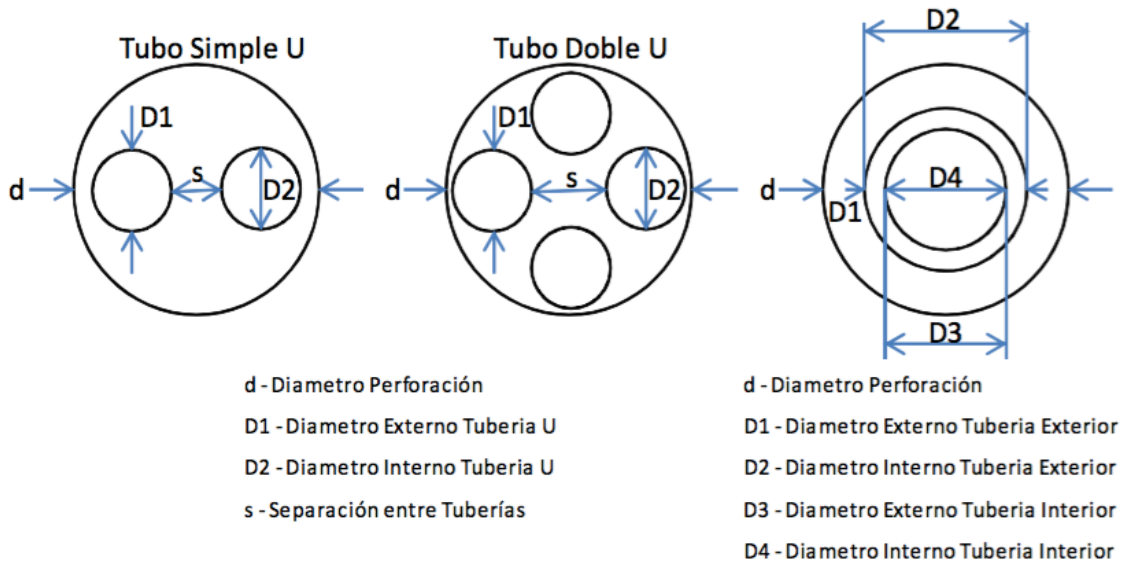
Figura 10. Configuraciones del intercambiador vertical enterrado.



Fuente: *Guía Técnica. Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica. IDAE*

Hay varios tipos de tuberías que se suelen utilizar en función de la cantidad y profundidad de las perforaciones (simple U, doble U, coaxial), además de la separación entre las tuberías para permitir una correcta transmisión del calor entre suelo y tubería.

Figura 11. Tipos de tuberías.



Fuente: *Guía Técnica. Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica. IDAE*

Comparados con los intercambiadores horizontales, son más caros, pero a cambio ofrecen las siguientes ventajas:

- La superficie ocupada por los sondeos es muy pequeña.
- Los costes de mantenimiento son muy bajos y no se deterioran con el paso del tiempo. Un intercambiador geotérmico vertical bien construido tiene una vida útil de 50 años.
- Proporcionan una potencia de extracción de calor específica de entre 30 y 70 W/m de sondeo, dependiendo de las características del terreno y de su conductividad térmica.
- Por término medio, se precisa, aproximadamente, 1m de sondeo por cada m² de superficie habitable a calentar.

2.6. Transmisión de calor en el subsuelo.

La Transferencia de Calor puede ser por conducción, convección y radiación. Esta transmisión de calor se produce por la diferencia de temperaturas entre el subsuelo y el conjunto que forma la tubería.

En el subsuelo la transferencia de calor ocurre por conducción en el contacto directo entre cuerpos y por convección en el interior del conducto por donde circula el fluido.

- Transferencia de calor por conducción.

Cuando en un medio sólido existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura. El calor transmitido por conducción por unidad de tiempo es proporcional al gradiente de temperatura multiplicado por el área a través del cual se transfiere. El flujo de calor se puede expresar mediante la ley de Fourier que establece que la transmisión de calor por conducción es proporcional y de sentido contrario al gradiente de temperatura.

$$q = -kA \frac{dT}{dx}$$

Donde K es una constante llamada conductividad térmica (W/mK) que es una propiedad física del terreno.

- Transferencia de calor por convección.

Cuando un fluido se pone en contacto con una superficie sólida a una temperatura distinta, se produce un proceso de intercambio de energía térmica denominado transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección puede ser forzada cuando está ayudada por el movimiento de las superficies de contacto con el fluido o libre cuando se produce por una diferencia de densidades causada por una diferencia de temperaturas. Para una u otra forma de transferencia de calor por convección, la cantidad de calor se puede expresar como

$$q = hA\Delta T$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

2.7. Propiedades térmicas del terreno.

2.7.1. Conductividad térmica.

En suelos y rocas secos, y en los materiales de revestimiento del sondeo que aloja el material de relleno y los tubos de la sonda geotérmica, la propagación del calor se realiza por conducción. Por ello habrá que conocer la conductividad térmica de cada material que indica su capacidad para conducir calor. Esta propiedad señala la cantidad de calor que atraviesa, en una dirección determinada de un metro de espesor, como consecuencia de una diferencia de un grado entre los extremos opuestos del material.

2.7.2. Capacidad térmica.

La capacidad calorífica o térmica de un cuerpo es el cociente entre la cantidad de energía suministrada a un cuerpo o sistema y el cambio de temperatura que experimenta. Representa la mayor o menor dificultad que tiene un cuerpo o sistema para experimentar cambios de temperatura bajo el aporte de calor.

$$C = \frac{dQ}{dT}$$

2.7.3. Difusividad térmica.

A partir de las propiedades anteriores podemos obtener la difusividad térmica del terreno, la cual se define como la relación entre la conductividad y la capacidad calorífica del terreno.

Algunos valores de conductividad térmica y capacidad calorífica se pueden observar en la tabla 2.

Tabla 2. Valores orientativos de conductividad y capacidad térmica para distintos tipos de

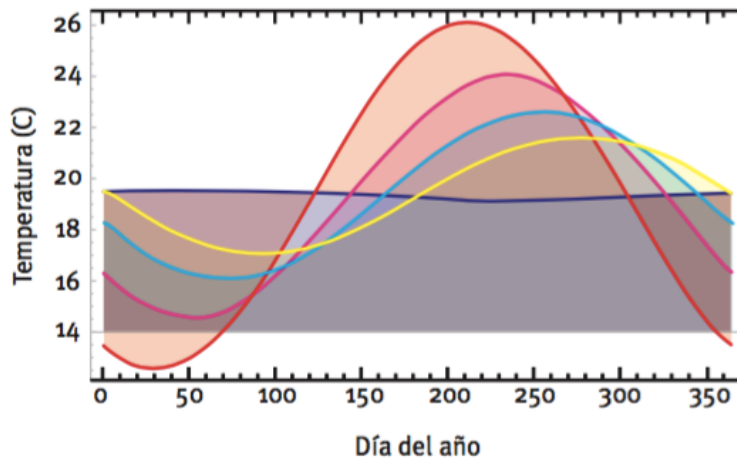
Tipo de roca	Conductividad térmica (W/mK)			Capacidad térmica volumétrica
	Mín.	Valor típico	Máx.	(MJ/m³K)
Rocas magmáticas				
Basalto	1,3	1,7	2,3	2,3-2,6
Diorita	2	2,6	2,9	2,9
Gabro	1,7	1,9	2,5	2,6
Granito	2,1	3,4	4,1	2,1-3,0
Peridotita	3,8	4	5,3	2,7
Riolita	3,1	3,3	3,4	2,1
Rocas metamórficas				
Gneis	1,9	2,9	4	1,8-2,4
Mármol	1,3	2,1	3,1	2
Metacuarcita		aprox. 5,8		2,1
Mica esquistos	1,5	2	3,1	2,2
Esquistos arcillosos	1,5	2,1	2,1	2,2-2,5
Rocas sedimentarias				
Caliza	2,5	2,8	4	2,1-2,4
Marga	1,5	2,1	3,5	2,2-2,3
Cuarcita	3,6	6	6,6	2,1-2,2
Halita	5,3	5,4	6,4	1,2
Arenisca	1,3	2,3	5,1	1,6-2,8
Limolitas y argilitas	1,1	2,2	3,5	2,1-2,4
Rocas no consolidadas				
Grava, seca	0,4	0,4	0,5	1,4-1,6
Grava, saturada de agua		aprox. 1,8		aprox. 2,4
Arena, seca	0,3	0,4	0,8	1,3-1,6
Arena, saturada de agua	1,7	2,4	5	2,2-2,9
Arcilla/limo, seco	0,4	0,5	1	1,5-1,6
Arcilla/limo, saturado de agua	0,9	1,7	2,3	1,6-3,4
Turba	0,2	0,4	0,7	0,5-3,8
Otros materiales				
Bentonita	0,5	0,6	0,8	aprox. 3,9
Hormigón	0,9	1,6	2	aprox. 1,8
Hielo (-10°C)		2,32		1,87
Plástico (PE)		0,39		
Aire (0 - 20 °C, seco)		0,02		0,0012
Acero		60		3,12
Agua (+ 10 °C)		0,58		4,19

Fuente: Guía Técnica. Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica. IDAE

2.8. Evolución de la temperatura con la profundidad.

La temperatura de la tierra a ciertas profundidades (aproximadamente 10 metros) se mantiene constante debido a la energía recibida por la radiación solar y diversos efectos atmosféricos, produciéndose un equilibrio térmico.

Figura 12. Variación de la temperatura en función de la profundidad a lo largo de un año.



Fuente: Guía Técnica. Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica. IDAE

Se puede observar en la anterior figura que a medida que se incrementa la profundidad, la evolución de la temperatura se va amortiguando hasta alcanzar un valor constante a una altura de 10 m.

Suponiendo un suelo con propiedades térmicas constantes, se puede calcular la temperatura a cualquier profundidad mediante la expresión:

$$T(z, t) = T_m - A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \cos \left[\frac{2\pi}{365} \left(t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}} \right) \right]$$

Siendo:

- T_m la temperatura media anual del suelo en °C que se puede considerar como constante hasta 100 m de profundidad.
- A_s la oscilación de la temperatura superficial en °C que depende de la localización, del tipo de suelo y del contenido en agua.
- El tiempo en días t .
- El desfase en días t_0 .
- La difusividad térmica del suelo α en m²/día.

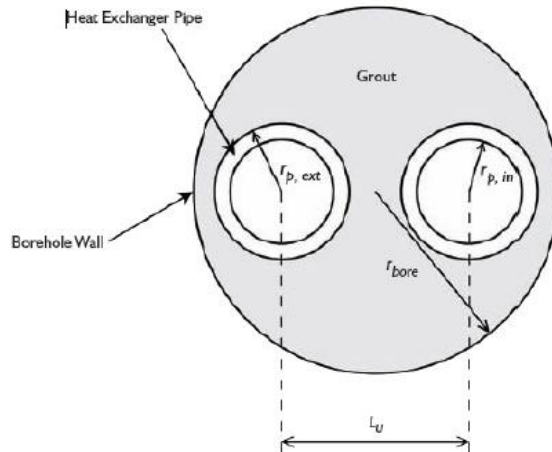
Respecto a todos los parámetros comentados, se puede señalar que la temperatura media del subsuelo se considerará constante hasta profundidades de 100 m ya que no existe gradiente geotérmico prácticamente.

A la hora de modelar el intercambiador de calor enterrado, se considerará que la temperatura del terreno será igual a la temperatura media ya que la perforación no superará los 100 m y por tanto la oscilación térmica será nula.

2.9. Resistencia térmica total del intercambiador enterrado.

La sección transversal del intercambiador simple U se representa esquemáticamente en la Fig. Consiste en dos tubos que se insertan en la perforación efectuada y que se conectan en la parte inferior para formar un tubo en U.

Figura 13. Sección transversal intercambiador simple U.



Fuente: *Vertical geothermal borefields*

Los espacios entre las tuberías se llenan con mortero/bentonita para mejorar la transferencia de calor y evitar contaminaciones entre acuíferos. En la perforación, la transferencia de calor se realiza por tres componentes:

- Transferencia de calor por convección entre el fluido circulante y la superficie interna de las tuberías en forma de U.
- Transferencia de calor por conducción a través de la tubería.
- Transferencia de calor por conducción a través del material de relleno.

Podemos decir entonces que la resistencia térmica total (R_b) está compuesta por dos partes principales: la resistencia de la tubería y la resistencia del relleno (R_g). La resistencia de la tubería incluye la resistencia de convección del fluido (R_{conv}) y la resistencia conductora del tubo (R_p). La resistencia de la tubería se calcula normalmente para una sola tubería y luego dividiendo por el número total de tuberías[4]:

$$R_b = R_g + \frac{R_p + R_{conv}}{N}$$

Donde N es 2, 4 o 6 para una tubería en simple U, doble o triple, respectivamente.

Según Hellstrom[5], las tres resistencias térmicas se pueden expresar de la siguiente forma:

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi r_{p,in} h_{conv}}$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_{p,ext}}{r_{p,int}}\right)}{2\pi k_{pipe}}$$

$$R_g = \frac{1}{4\pi k_{groud}} \left[\ln\left(\frac{r_{bore}}{r_{p,ext}}\right) + \ln\left(\frac{r_{bore}}{L_U}\right) + \frac{k_{groud} - k}{k_{groud} + k} \ln\left(\frac{r_{bore}^4}{r_{bore}^4 - \left(\frac{L_U}{2}\right)^4}\right) \right]$$

Donde h_{conv} (W/m²K) es el coeficiente de convección, $r_{p,in}$ (m) y $r_{p,out}$ (m) son el radio interno y externo de la tubería respectivamente, k_{pipe} (W/mK), k_{groud} (W/mK) y k (W/mK) son la conductividad térmica de la tubería, del relleno y del terreno respectivamente, y L_U la distancia entre los centros de las tuberías.

Hay muchas fórmulas para calcular o estimar el coeficiente convectivo. La fórmula más común para flujo turbulento en una tubería circular es la propuesta por Dittus y Boelter[6].

$$Nu = \frac{2r_{p,int} h_{conv}}{k_f} = 0,023 Re^{4/5} Pr^n$$

$$Re = \frac{2r_{p,int} * v * \rho}{\mu}$$

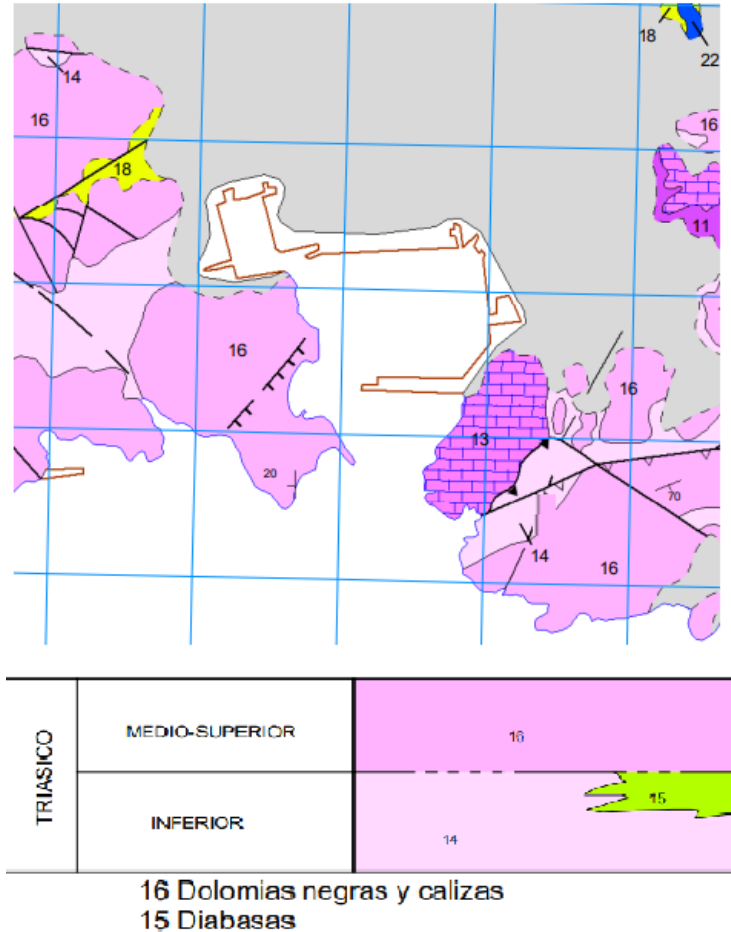
$$Pr = \frac{\mu * c_p}{k_f}$$

Donde k_f es la conductividad térmica del fluido, Re el número de Reynolds que está definido en términos del diámetro de la tubería, Pr el número de Prandtl que se determina a la temperatura media del fluido y n que es igual a 0,4 cuando el fluido se está calentando y a 0,3 cuando se está enfriando. La ecuación es una buena aproximación cuando $0,7 < Pr < 120$, $2500 < Re < 124000$ y la relación entre la longitud y el diámetro es mayor que 60.

2.10. Ubicación de la instalación.

La instalación se encontrará en Cartagena y necesitaremos conocer las propiedades del terreno a la hora de modelar nuestro intercambiador de calor enterrado. Para ello utilizaremos el mapa geológico de la zona que nos dirá que tipo de suelo hay.

Figura 14. Mapa geológico de Cartagena.



Fuente: Hoja 977 del Magna 50 del IGME

El mapa geológico no indica ningún tipo de material en la zona donde está instalada la bomba de calor. Supondremos que el terreno es similar a las cercanías, formado por dolomías negras y calizas. A la hora de obtener las propiedades térmicas del terreno, consideraremos sólo los valores de las calizas pues los valores de las dolomías no están tabulados.[1]

3. Instalación.

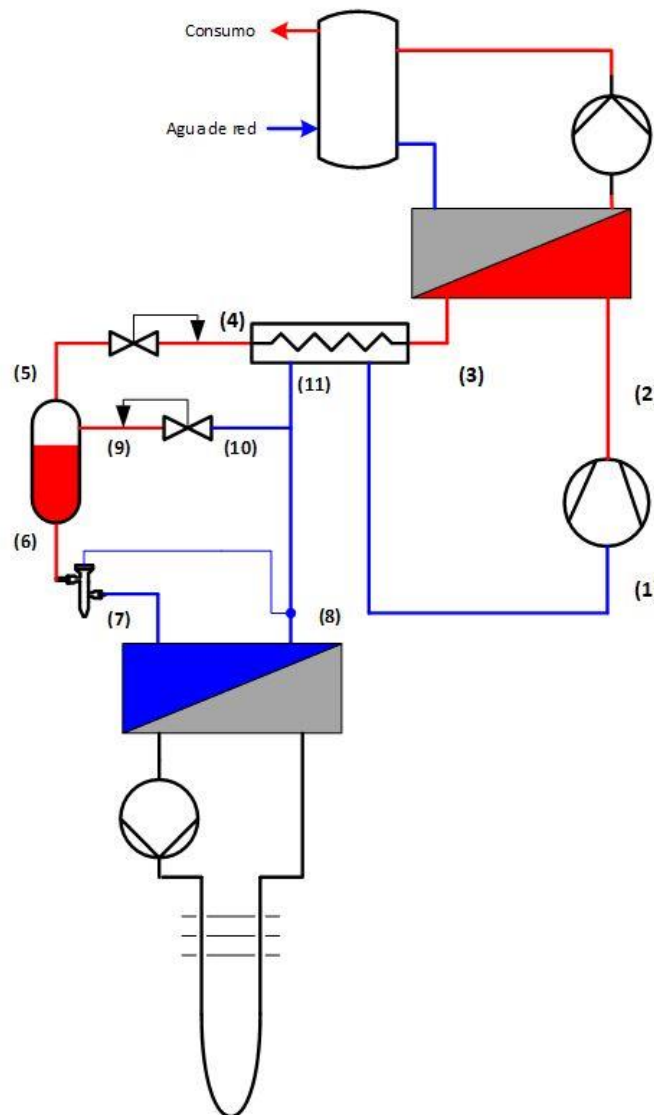
Como se ha comentado se van a comparar dos instalaciones para satisfacer la demanda de ACS de un grupo de viviendas. Comenzaremos describiendo la bomba de calor agua-agua planteada y posteriormente la segunda opción, un sistema solar con un sistema de apoyo de gas natural.

3.1. Bomba de calor agua-agua instalada en el ELDI.

La bomba de calor planteada es igual que la que el Departamento de Ingeniería Térmica dispone en el laboratorio de Calor y Frío del ELDI.

La configuración a estudiar consiste en un ciclo de compresión simple con bypass de gas, en el que mediante un depósito a presión intermedia que actúa como cámara flash, se consigue la separación del flujo bifásico proveniente del gas cooler. La cámara flash separa el flujo bifásico en líquido saturado y vapor saturado, siendo el vapor saturado reconducido (bypass) a la salida del evaporador.

Figura 15. Esquema de la bomba de calor agua-agua.



Fuente: Elaboración propia.

Además de la cámara flash, en esta configuración tenemos el evaporador que intercambiará energía térmica con el intercambiador de calor enterrado, compresor, gas cooler, un intercambiador de calor que actuará como sobrecalentador/subenfriador y 3 válvulas, una que controlará la presión de alta, otra para controlar la presión del flujo que se reconduce a la salida del evaporador y la tercera para realizar una expansión termostática.

3.2. Sistema convencional a base de colectores solares.

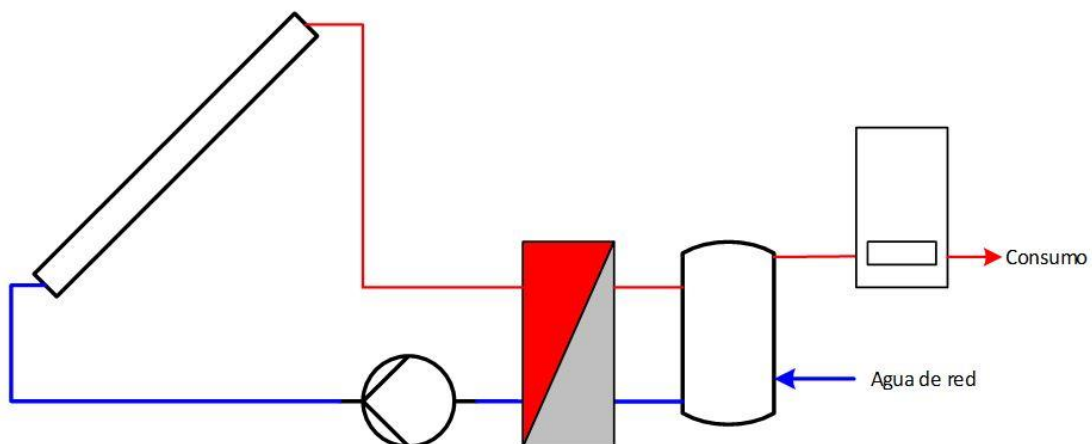
Se consideran instalaciones de energía solar térmica de baja temperatura aquellas instalaciones que proporcionan un calor útil a temperaturas menores de 65°C mediante la energía solar. Este tipo de instalaciones están formadas por captadores solares, dos circuitos de agua (primario y secundario), intercambiador de calor, acumulador, vaso de expansión y tuberías.

El sistema de captación de radiación solar está formado por captadores solares conectados entre sí. Su misión es captar la energía solar para transformarla en energía térmica, aumentando la temperatura del fluido que circula por la instalación.

La principal aplicación de la energía solar térmica es la producción de agua caliente sanitaria (ACS) para el sector doméstico y de servicios. La energía aportada por los captadores debe ser la que en los meses más favorables aporte el 100% de las necesidades de ACS. El resto de las necesidades que no aporten los captadores se obtendrá de un sistema auxiliar que en el presente trabajo será un calentador con gas natural.

Lo que se pretende con la simulación de este sistema convencional a base de colectores solares es realizar una comparación con el modelo obtenido para la bomba de calor. La comparación se realizará para unas mismas condiciones de demanda de agua caliente sanitaria, obteniendo una comparativa del consumo energético y del impacto medioambiental que tienen ambas instalaciones en función del número de emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Figura 16. Sistema solar convencional.



4. Modelado de los componentes de la bomba de calor agua-agua.

En el presente capítulo se llevará a cabo el modelado de cada uno de los componentes que constituyen la bomba de calor agua-agua para la configuración a estudiar. Los modelos de los componentes no representarán completamente el proceso real que ocurre en cada elemento, pero servirán para poder evaluar cada uno de los elementos y de esta manera, obtener resultados semejantes y de interés para estudios experimentales con la instalación real.

4.1. Compresor.

El compresor que se dispone en la instalación es el Dorin DC 300H. Utilizando el software del fabricante podemos seleccionar el compresor y obtener datos que nos servirán a la hora de realizar nuestro modelo. El software nos proporciona un polinomio para calcular el caudal másico y la potencia absorbida por el compresor.

$$y = C1 + C2 \cdot T_o + C3 \cdot p_c + C4 \cdot T_o^2 + C5 \cdot T_o \cdot p_c + C6 \cdot p_c^2 + C7 \cdot T_o^3 + C8 \cdot p_c \cdot T_o^2 + C9 \cdot T_o \cdot p_c^2 + C10 \cdot p_c^3$$

Dicho polinomio depende de la presión de descarga, de la temperatura de evaporación y de varios coeficientes, dependiendo de si queremos obtener el caudal másico o la potencia absorbida por el compresor.

Tabla 3. Coeficientes para el cálculo del caudal másico y potencia absorbida por el compresor.

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
m [kg/s]	0,0400442	0.00114117	-0.00019661	0,0000108	-0,0000018	0,0000005	0,0000000	0,0000000	0,0000000	0,0000000
P [W]	-1904,9431000	-77,2090050	78,1681930	-1,0329060	1,1945615	-0,5296911	-0,0047917	0,0052196	-0,0032178	0,0013893

Fuente: Dorin Software

Para modelar nuestro compresor necesitamos obtener el caudal másico y la potencia absorbida por el compresor a partir del polinomio descrito. Una vez obtenidos y con los valores de entrada al compresor, nos permitirán obtener todos los valores de salida (entalpía de salida y temperatura de salida) en cada instante para cada punto de funcionamiento del compresor. Para que haya correspondencia con los resultados experimentales, el caudal másico obtenido a partir del polinomio se multiplicará por una constante ($C=0,845$)

$$W = m_r(h_2 - h_1)$$

Además del modelo descrito, se ha realizado otro del rendimiento isoentrópico en función de la relación de compresión ya que puede ser interesante para futuros trabajos en los que se quiera hacer un estudio de cómo influye la relación de compresión. En el presente trabajo se utilizará el primero.

El rendimiento isoentrópico se expresa como:

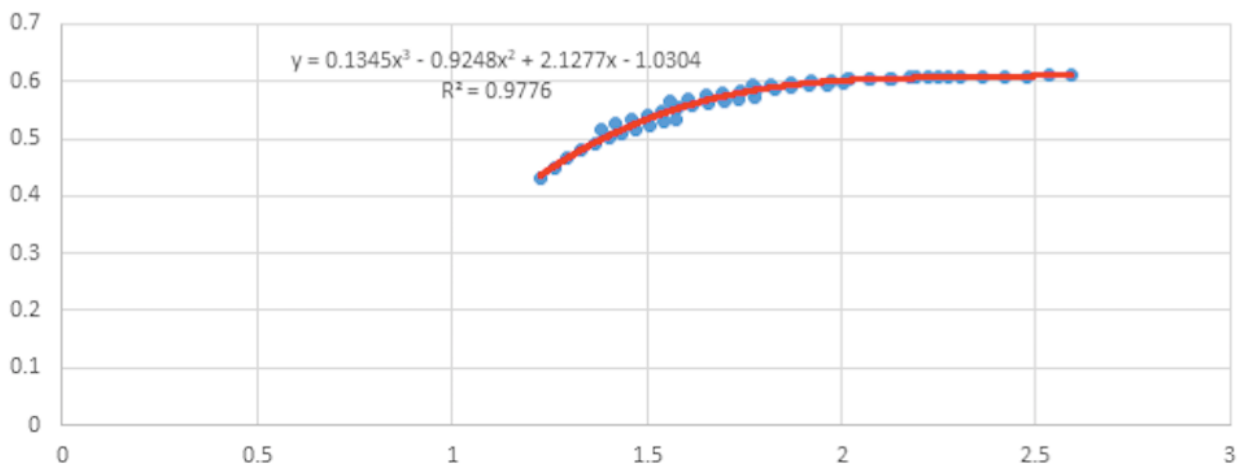
$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- La entalpía de entrada (h_1) la podemos obtener con las condiciones de entrada mediante el programa *Refprop*.
- La entalpía de salida si la compresión fuese isoentrópica (h_{2s}) se obtiene con la presión de descarga y con la entropía de entrada (s_1) ya que al realizarse una compresión isoentrópica se mantiene constante la entropía ($s_1=s_{2s}$).
- Por último, para obtener la entalpía de salida haremos uso del polinomio proporcionado por el software de Dorin. Calcularemos la potencia absorbida por el compresor con los coeficientes, la presión de descarga y la temperatura de evaporación y posteriormente mediante la ecuación de conservación de la energía obtendremos la entalpía a la salida del compresor.

$$W = m_r(h_2 - h_1)$$

Una vez conocido esto, si consideramos intervalos de temperaturas de evaporación entre 0 y 20°C e intervalos de presiones de descarga entre 70 y 90 bares, podemos hacer varias combinaciones entre estos dos valores y obtener como varía el rendimiento isoentrópico. Representando el rendimiento isoentrópico frente a la relación de presiones para todas las configuraciones posibles:

Figura 17. Representación del rendimiento isoentrópico frente a la relación de presiones.



Fuente: *Elaboración propia.*

$$y = 0.1345 \left(\frac{p_c}{p_o}\right)^3 - 0.9248 \left(\frac{p_c}{p_o}\right)^2 + 2.1277 \frac{p_c}{p_o} - 1.0304$$

A partir de él, con las condiciones de entrada (temperatura de evaporación y presión de saturación) y la presión de descarga, se podrán obtener todas las variables termodinámicas a la salida.

4.2. Intercambiador de calor enterrado.

Para modelar el intercambiador de calor enterrado, como no disponemos de la instalación previamente realizada, necesitaremos suponer unos valores para poder continuar con el modelo.

Lo primero que haremos será la elección de las tuberías. El diámetro interior de la tubería deber ser el que proporcione un régimen turbulento en el interior del tubo para facilitar el traspaso térmico entre fluido y la pared interior de la tubería. La condición que asegura la turbulencia es el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D}$$

Donde Q es el caudal (m^3/s), D el diámetro interior de la tubería (m) y v la viscosidad cinemática (m^2/s). Además de tener que elegir las tuberías, no conocemos el caudal que disponemos en la instalación geotérmica por lo que consideraremos un caudal y diámetro interior que satisfaga la condición de turbulencia.

En la guía técnica de diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica del IDAE[1] disponemos de varios tipos de tuberías y refrigerantes. Entre los que dispone, hemos seleccionado una tubería de 35,2 mm de diámetro interior y 40 mm de diámetro, circulando por ellas agua como refrigerante ya que no se alcanzarán temperaturas tan bajas como para que se produzca la congelación de esta. Para conseguir la transferencia de calor que se quiere en el evaporador se necesitará un caudal de agua específico que consiga transmitir el calor necesario al refrigerante. Como el caudal total es demasiado grande para una perforación, vamos a considerar que tenemos cuatro perforaciones conectadas en paralelo, dividiéndose el caudal entre ellas. Como caudal se ha elegido un valor de 360 l/h por perforación, un valor coherente con el que se consigue un régimen turbulento en el interior del conducto y que entre las cuatro perforaciones se consigue una potencia similar a la establecida en el diseño de la instalación.[8]

La transferencia de calor entre el intercambiador de calor enterrado y el terreno es necesariamente transitoria. Muchos métodos para calcular la resistencia térmica del intercambiador asumen que la temperatura de la pared de la perforación y la temperatura de la pared de la tubería son uniformes, pero este no es el caso[9]. Sin embargo, la resistencia térmica total estacionaria es útil para un primer análisis del intercambiador de calor. La transferencia de calor entre el fluido refrigerante transportado por la tubería y el terreno a menudo se acerca a una condición cuasi estable que se puede definir como:

$$Q_s = \frac{T_f - T_s}{R}$$
$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

Donde T_f es la temperatura media de circulación y que se asume que va a ser constante a lo largo de la perforación entre las dos piernas del tubo en U[10]; T_s es la temperatura no perturbada del terreno, Q es el calor transferido por el suelo por unidad de longitud (W/m) y R la resistencia térmica total que se puede

obtener como se ha explicado anteriormente en el apartado 2.9 de este trabajo. Todos los datos necesarios para su cálculo se recogen a continuación.

Tabla 4. Geometría y propiedades del terreno.

<i>Rperforación(m)</i>	0,14
<i>Rinterior(m)</i>	0,0176
<i>Rexterior(m)</i>	0,02
<i>Distancia entre tuberías (m)</i>	0,04
<i>Ktubo (W/mK)</i>	0,43
<i>Ksuelo(W/mK)</i>	2,8
<i>Krelleno(W/mK)</i>	1,8

Tabla 5. Propiedades del refrigerante.

<i>Caudal (m3/s)</i>	0,0001
<i>viscosidad (Pa.s)</i>	0,00101
<i>densidad (kg/m3)</i>	1000
<i>viscosidad cinemática (m2/s)</i>	0,00000101
<i>Calor específico (kJ/kgK)</i>	4,187
<i>Krefrigerante(W/mK)</i>	0,6

Una vez obtenido el calor transferido, habrá que multiplicarlo por la longitud del intercambiador y el número de perforaciones para obtener la energía térmica transferida total.

El calor recibido por el refrigerante se podrá calcular con la ecuación de conservación de la energía:

$$Q_r = \dot{m}_r c_p (T_{out} - T_{in})$$

Igualando ambas ecuaciones se puede despejar la temperatura de salida que será el valor que tendrá que obtener la simulación y que servirá de entrada al evaporador.

4.3. Gas Cooler.

El modelo que se dispone es el SWEP-B16DWHx34. Al trabajar a temperaturas por encima de la temperatura crítica se dice que estamos trabajando en régimen transcrito en el que no se produce condensación. Lo que se produce es un enfriamiento del CO₂ sin cambio de fase, calentando el agua que circula en sentido contrario destinada a agua caliente sanitaria.

A la hora de modelar el gas cooler tendremos que realizar un proceso iterativo mediante el método de la bisección. Como entradas tendremos la temperatura de entrada del refrigerante y agua y, tomando una temperatura de salida del refrigerante, deberemos de calcular el calor cedido por el refrigerante y el calor que absorbe la corriente de agua. Ambos calores deberán de ser iguales por lo que iteraremos hasta encontrar el valor de la temperatura de salida que los hace prácticamente iguales.

El calor cedido por el refrigerante lo podemos expresar mediante la ecuación de conservación de la energía:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_1 - h_2)$$

Considerando que el calor cedido es igual al calor que recibirá el agua, podemos obtener la temperatura de salida del agua como:

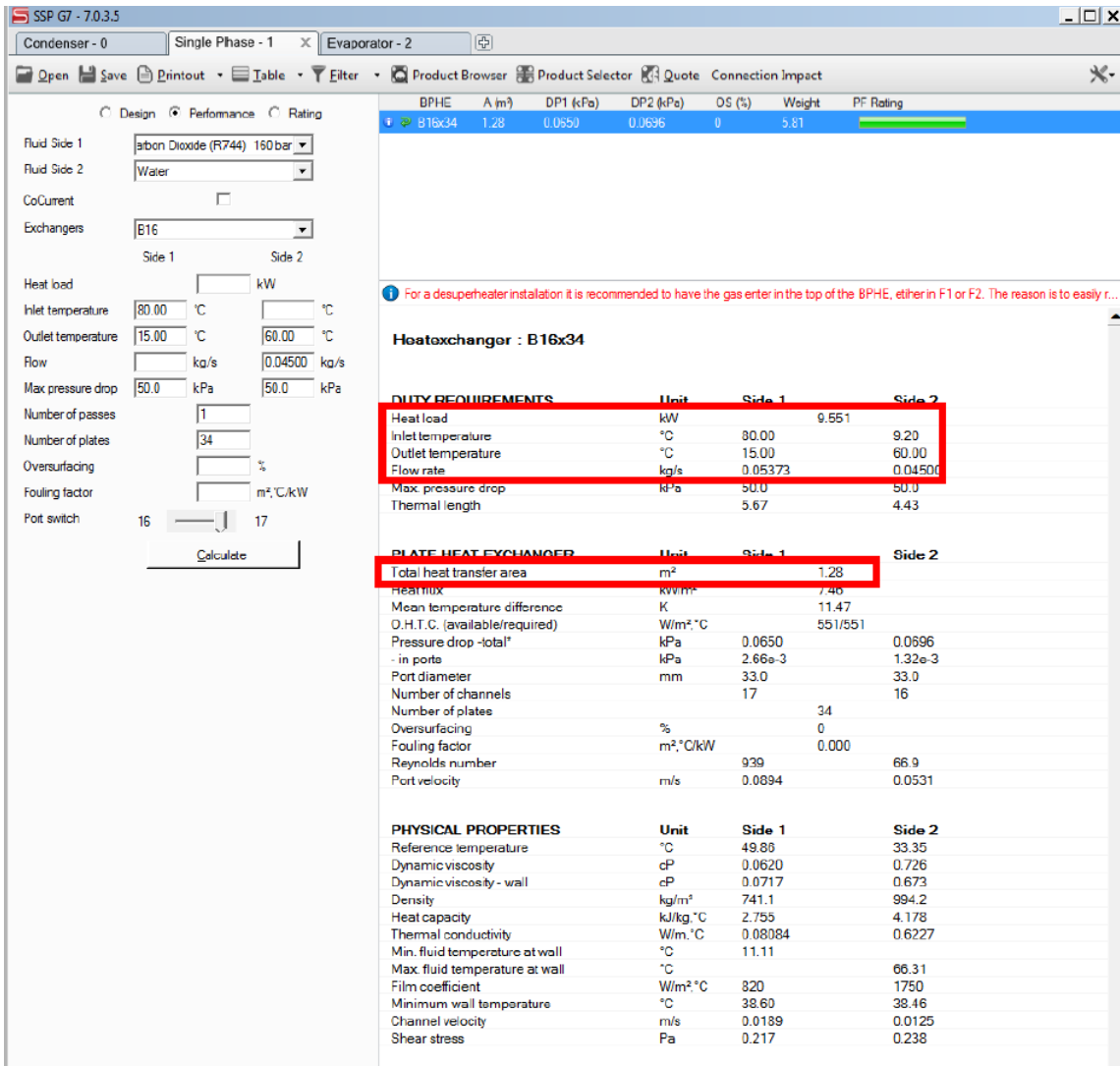
$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{agua} C_p (T_1 - T_2)$$

Una vez obtenidas todas las temperaturas, el calor que obtiene el agua a partir de la ecuación de transmisión del calor en intercambiadores:

$$\dot{Q}_f = U \cdot S \cdot \Delta T_{lm} = U \cdot S \cdot \frac{(t_{ce} - t_{fs}) - (t_{cs} - t_{fe})}{\ln \frac{t_{ce} - t_{fe}}{t_{cs} - t_{fs}}}$$

Donde U es el coeficiente global de transmisión de calor (W/m^2K) para este intercambiador, S la superficie de intercambio y los subíndices de las temperaturas que indican si se trata de la corriente fría o caliente y si es a la entrada o salida. La superficie de intercambio se obtiene con el software del fabricante introduciendo datos que se asemejen a nuestro estado de funcionamiento.

Figura 18. Datos del gas cooler.



Fuente: SWEP Software.

Suponiendo que la temperatura de entrada y salida son de 80 y 15 °C y el gas cooler debe ser capaz de elevar la temperatura del agua hasta los 60°C, obtenemos en el programa una superficie de intercambio de 1,28m². A partir de las temperaturas de entrada y salida de cada una de las corrientes, la superficie de intercambio y la potencia calorífica se puede calcular el coeficiente global de transmisión de calor del gas cooler ($U=650$ W/m²K).

El método de la bisección es un algoritmo de búsqueda de raíces que trabaja dividiendo el intervalo a la mitad después de cada iteración, disminuyéndolo hasta encontrar una solución con un error menor al establecido. En cada intervalo cogerá el valor intermedio del intervalo y posteriormente lo reducirá en función del resultado obtenido. Como primer intervalo de iteración utilizaremos las temperaturas de entrada del refrigerante y agua ya que éstas serán los valores máximo y mínimo que podrá alcanzar el refrigerante a la salida.

Si el calor absorbido por el agua obtenido a partir de la ecuación de transmisión de calor en intercambiadores es mayor que el cedido por el refrigerante, significa que la temperatura de salida media del intervalo tiene que ser menor, siendo el nuevo intervalo el formado por el límite inferior y el valor medio anterior. Sin embargo, en el caso contrario en que el calor absorbido por el agua sea menor que el cedido, significa que la temperatura de salida tiene que ser mayor, siendo el nuevo intervalo el formado por el límite superior y el valor medio anterior. Para que finalice el proceso iterativo se deberá tener un error menor que 0,001.

$$E = \left| \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} \right|$$

4.4. Evaporador.

El modelo que se dispone para el evaporador es el SWEP-Bx8Tx26. Las fórmulas a utilizar para el modelado del evaporador serán las mismas que las comentadas para el gas cooler, siendo ahora el intervalo de iteración el formado por la presión de saturación a la temperatura de entrada del agua (temperatura máxima) y la presión de saturación a una temperatura mínima que consideraremos de -40°C. La temperatura de salida del refrigerante se obtendrá sumándole el grado de recalentamiento a la temperatura de evaporación obtenida de la presión intermedia de saturación.

$$P_{\text{saturación-int}} = \frac{P_{\text{max}} + P_{\text{min}}}{2}$$

$$P_{\text{saturación-int}} \rightarrow T_{\text{evaporación}}$$

$$T_{\text{salidarefrigerante}} = T_{\text{evaporación}} + GR$$

Una vez obtenida la temperatura de salida del evaporador se podrá comenzar con el proceso iterativo hasta encontrar la temperatura de salida que haga el proceso iterativo convergente.

Al igual que en gas cooler, se comenzará calculando el calor cedido por el refrigerante:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_1 - h_2)$$

Considerando que el calor cedido es igual al calor que recibirá el agua, podemos obtener la temperatura de salida del agua:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{agua} C_p (T_1 - T_2)$$

Una vez obtenidas todas las temperaturas, se calculará el calor que obtiene el agua a partir de la ecuación de transmisión del calor en intercambiadores:

$$\dot{Q}_f = U \cdot S \cdot \Delta T_{lm} = U \cdot S \frac{(t_{ce} - t_{fs}) - (t_{cs} - t_{fe})}{\ln \frac{t_{ce} - t_{fs}}{t_{cs} - t_{fe}}} \quad S = 0,552 m^2 \quad U = 1850 W/m^2 K$$

Figura 19. Datos del evaporador.

The screenshot displays the SWEP software interface for an evaporator design. The left panel shows design parameters for a heat exchanger with Carbon Dioxide (R744) on Side 1 and Water on Side 2. The right panel shows a table of heat exchanger options and detailed performance data for the selected BX8Tx26 model.

BPHE	A (m²)	DP1 (kPa)	DP2 (kPa)	OS (%)	Weight	PF Rating
BX8Tx26	0.552	2.60	17.9	0	2.34	██████████
B8Tx26	0.552	2.56	17.8	0	2.76	██████████
E15x20	0.612	5.57	46.7	25	3.38 - 4.36	██████████
E10Tx20	0.558	1.63	10.0	9	3.31 - 4.12	██████████
E25Tx14	0.756	6.06	45.7	35	4.63 - 50.6	██████████
E16x16	0.56	2.42	16.1	11	3.65	██████████
E80x12	0.6	5.09	38.5	20	4.35 - 7.04	██████████

Heatexchanger : BX8Tx26

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		8.019
Inlet vapor quality		0.04	
Outlet vapor quality		1.00	
Inlet temperature	°C	10.02	20.00
Evaporation temperature (dew)	°C	10.00	
Superheating	K	5.00	
Outlet temperature	°C	15.00	16.00
Flow rate	kg/s	0.04000	0.4792
- inlet vapor	kg/s	1.600e-3	
Fluid vaporized	kg/s	0.03840	
Max. pressure drop	kPa	50.0	50.0

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m²		0.552
Heat flux	kW/m²		14.5
Mean temperature difference	K		8.20
H.T.C. (available/required)	W/m².°C		1790/1770
Pressure drop -total*	kPa	2.60	17.9
- in ports	kPa	0.176	2.72
Operating pressure - outlet	kPa	4500	
Number of channels		12	13
Number of plates			26
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m².°C/kW		0.004
Port diameter	mm	16.0/16.0 (up/down)	16.0
Recommended inlet connection diameter	mm	From 1.69 to 2.68	
Recommended outlet connection diameter	mm	From 3.89 to 8.69	
Reynolds number			956
Outlet port velocity	m/s	1.48	2.39

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	10.01	17.89
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0.0826	1.06
- Density	kg/m³	861.1	998.6
- Heat capacity	kJ/kg.°C	2.998	4.184
- Thermal conductivity	W/m.°C	0.09812	0.5946
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0.0161	

Fuente: SWEP Software

4.5. Intercambiador de calor intermedio.

El intercambiador que disponemos en la instalación es el SWEP B17hX4/1P-SC-U. Se trata de un intercambiador que se utiliza como sobrecalentador/subenfriador de las corrientes de salida del gas cooler (subenfriar) y del evaporador (sobrecalentar).

El modelo para el intercambiador intermedio será el mismo que para el gas cooler y el evaporador. Considerando como temperatura máxima la correspondiente a la entrada de la corriente caliente y como mínima la correspondiente a la entrada de la corriente fría, estas formarán el primer intervalo de iteración.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_1 - h_2) \quad \dot{Q}_f = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad \dot{Q}_c = \dot{Q}_f$$

Una vez obtenidas todas las temperaturas se calculará el calor transferido en el intercambiador

$$\dot{Q}_{intercambiador} = U \cdot S \cdot \Delta T_{lm} = U \cdot S \cdot \frac{(t_{ce} - t_{fs}) - (t_{cs} - t_{fe})}{\ln \frac{t_{ce} - t_{fs}}{t_{cs} - t_{fe}}} \quad S = 0,082m^2 \quad U = 1,65kW/m^2K$$

Figura 20. Datos del intercambiador intermedio.

The screenshot shows the SWEP software interface for a B17hX4/1P-SC-U heat exchanger. The left panel contains input fields for design and performance parameters. The right panel displays a detailed table of design requirements and physical properties for both sides of the exchanger.

	Unit	Side 1	Side 2
DUTY REQUIREMENTS			
Heat load	kW		0.3129
Inlet temperature	°C	15.00	9.90
Outlet temperature	°C	12.91	13.26
Flow rate	kg/s	0.04500	0.04500
Max. pressure drop	kPa	50.0	50.0
Thermal length		1.111	1.786
PLATE HEAT EXCHANGER			
Total heat transfer area	m ²		0.0820
Heat flux	kW/m ²		3.82
Mean temperature difference	K		1.88
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C		1700/1690
Pressure drop -total*	kPa	26.9	53.4
- in ports	kPa	0.0178	0.141
Port diameter	mm	18.0/18.0 (up/down)	18.0/18.0 (up/down)
Number of channels per pass		1	2
Number of plates			4
Oversurfacing	%		1
Fouling factor	m ² ·°C/kW		0.004
Reynolds number		10450	25750
Port velocity	m/s	0.213/0.213 (up/down)	1.69/1.69 (up/down)
PHYSICAL PROPERTIES			
Reference temperature	°C	13.92	11.53
Dynamic viscosity	cP	0.0761	0.0155
Dynamic viscosity - wall	cP	0.0767	0.0155
Density	kg/m ³	830.1	106.1
Heat capacity	kJ/kg·°C	3.324	1.752
Thermal conductivity	W/m·°C	0.09317	0.02077
Largest wall temperature difference	K		0.16
Minimum wall temperature	°C	12.29	12.13
Maximum wall temperature	°C	14.64	14.57
Film coefficient	W/m ² ·°C	7750	2330
Average wall temperature	°C	13.59	13.47
Channel velocity	m/s	0.320	1.25
Shear stress	Pa	61.2	122

Fuente: SWEP Software.

4.6. Válvula de expansión.

En la configuración a estudiar disponemos de dos válvulas presostáticas y una válvula termostática. Ambos tipos de válvulas se encargarán de regular el flujo de refrigerante que pasa por ellos para que sea el mismo que el valor establecido por el compresor. Las válvulas presostáticas además se encargarán de mantener la presión en el condensador que deberá de ser de 80 bares aproximadamente. En cambio, la válvula termostática se encargará de la regulación del recalentamiento en el evaporador, asegurando que el grado de recalentamiento es el adecuado.

Para modelar las válvulas de expansión tenemos que saber que la entalpía de entrada y la entalpía de salida serán iguales al ser un proceso isoentálpico.

4.7. Depósito.

Disponemos de un depósito a presión intermedia que actúa como cámara flash, en el que se consigue la separación del flujo bifásico proveniente del gas cooler. La cámara flash separa el flujo bifásico en líquido saturado y vapor saturado, siendo el vapor saturado reconducido (bypass) a la salida del evaporador.

El modelo del depósito se conseguirá a partir del título de vapor que es el porcentaje en masa de vapor en un flujo bifásico. Conociendo la presión en el depósito podemos obtener la entalpía de vapor saturado y la entalpía de líquido saturado. Con estos valores y la entalpía de entrada dada por el anterior componente, podemos calcular el título de vapor.

$$X = \frac{h_e - h_f}{h_g - h_f}$$

Una vez calculado, podemos obtener los caudales a la salida del depósito, uno de líquido saturado y otro de vapor saturado.

$$\dot{m}_v = X \cdot \dot{m}_r$$

$$\dot{m}_l = (1 - X) \cdot \dot{m}_r$$

4.8. Mezcla de corrientes.

En la cámara flash se produjo la separación del flujo bifásico en un flujo de vapor saturado y otro de líquido saturado. Ambos flujos, después de haber pasado el de vapor saturado por la válvula de expansión y el de líquido saturado por la válvula termostática y evaporador, se vuelven a juntar por lo que es necesario conocer las propiedades de la mezcla. Ambos flujos estarán a la misma presión, condición para que pueda producirse la mezcla. Para ello crearemos un componente que nos permitirá calcular las propiedades de la mezcla aunque este elemento no exista en la instalación. Por continuidad sabemos que el flujo másico de salida deberá ser igual a la suma de los flujos másicos de las entradas:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

Además, conociendo las entalpías de entrada por ser salidas de los componentes anteriores, podemos realizar un balance energético y obtener la entalpía de la mezcla:

$$h_r \cdot \dot{m}_r = h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2$$

4.9. Temperatura del agua de red.

La temperatura del agua de red a la entrada del depósito no es un valor constante si no que varía a lo largo del año. Se trata de una variable que varía dependiendo del mes y del lugar por lo que tendremos que crear un componente que nos indique como varía la temperatura a lo largo del tiempo. Los valores mensuales de temperatura para Murcia los podemos obtener en el anexo B de la sección HE4 del código técnico de la edificación.

Tabla 6. Temperatura del agua de red.

Enero	11
Febrero	11
Marzo	12
Abril	13
Mayo	15
Junio	17
Julio	19
Agosto	20
Septiembre	19
Octubre	16
Noviembre	13
Diciembre	11

Fuente: Documento Básico de Ahorro de Energía.

4.10. Sistema de control de la bomba de calor.

Para controlar el funcionamiento de la instalación disponemos de un elemento que indica cuando tiene que ponerse en marcha la bomba de calor o cuando tiene que pararse. Lo que se pretende es producir agua caliente sanitaria a 60°C y almacenarla en un depósito para su posterior consumo por lo que el funcionamiento de la instalación irá en función de la temperatura del agua en el depósito.

- En caso de que la temperatura del depósito baje de los 55°C, la bomba de calor se pondrá en marcha.
- En caso de que la temperatura del depósito sobrepase los 65°C, la bomba de calor se detendrá.

4.11. Depósito.

El depósito que utilizaremos en nuestra instalación será uno ya disponible en TRNSYS llamado *type4c* debido a la gran complejidad de modelado de este componente y a que los disponibles en el programa están muy desarrollados.

Se trata de un depósito que tendrá dos entradas, una para el agua caliente obtenida en la bomba de calor y otra para agua de red, y dos salidas, una para consumo y otra que comunicará con el gas cooler para calentar el agua.

La entrada por donde llega el agua caliente del gas cooler y la salida para consumo se encontrarán en la parte superior del depósito y la entrada del agua de red y salida al gas cooler en la parte inferior. Esto es

debido a que se trata de un depósito estratificado donde en la parte superior tendremos temperaturas más altas que en la parte baja para tener siempre un servicio mínimo de agua caliente sanitaria, aunque todo el depósito no esté a la misma temperatura.

4.12. Consumo de agua caliente sanitaria.

Para analizar el comportamiento del depósito y realizar una posterior comparación con una instalación solar convencional a base de colectores solares en las mismas condiciones tendremos que simular un consumo de agua caliente sanitaria para nuestra instalación.

La elección del depósito de acumulación se hace en función de la capacidad calorífica de la instalación. Observando varios fabricantes de depósitos para bombas de calor hemos llegado a la conclusión de que un depósito de 750l iría acorde a nuestra instalación. Una vez definido el depósito, podemos considerar un consumo de agua caliente sanitaria diario de un valor un poco superior a la capacidad del depósito, aproximadamente de un 20% superior. El consumo diario de agua caliente sanitaria sería de 900 l/día. En el documento básico de ahorro de energía tenemos los consumos medios diarios por persona para varios usos del edificio. En el caso de viviendas, el consumo medio diario es de 28 l/día persona, por lo que dividiendo el consumo diario entre el consumo medio por persona podemos saber para cuantas personas estaría destinada nuestra instalación (33 personas).

La distribución del consumo a lo largo del día se hará teniendo en cuenta que el mayor consumo será al anochecer por ser las horas en las que la gente se suele duchar. Consideraremos que a medio día también habrá un consumo notable por ser el horario de comer, y cuando se suelen usar electrodomésticos que utilizan agua como la lavadora o el lavavajillas.

Tabla 7. Consumo diario de agua caliente sanitaria.

Hora	Consumo (l/h)	Consumo (kg/s)
1	0	0
2	0	0
3	0	0
4	0	0
5	0	0
6	0	0
7	0	0
8	12	0,003333333
9	12	0,003333333
10	12	0,003333333
11	12	0,003333333
12	15	0,004166667
13	21	0,005833333
14	90	0,025
15	90	0,025
16	45	0,0125
17	15	0,004166667
18	12	0,003333333
19	12	0,003333333
20	12	0,003333333
21	270	0,075
22	270	0,075
23	0	0
24	0	0
TOTAL	900	

Fuente: elaboración propia

5. Diseño sistema convencional a base de colectores solares.

Lo que se pretende con la simulación de este sistema convencional a base de colectores solares es realizar una comparación con el modelo obtenido para la bomba de calor. La comparación se realizará para las mismas condiciones de demanda de agua caliente sanitaria definidas anteriormente, obteniendo una comparativa del consumo energético y del impacto medioambiental que tienen ambas instalaciones en función del número de emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Para realizar una correcta simulación tendremos que realizar un diseño de la instalación solar para introducir al programa la superficie de colectores adecuada para una demanda igual a la definida en la instalación de bomba de calor.

Para el dimensionado de las instalaciones de energía solar térmica se sugiere el método de las curvas f (F-Chart), que permite realizar el cálculo de la cobertura de un sistema solar, es decir, de su contribución a la aportación de calor total necesario para cubrir las necesidades térmicas. La ecuación utilizada en este método puede apreciarse en la siguiente fórmula:

$$f = 1,029Y - 0,065X - 0,245Y^2 + 0,0018X^2 + 0,0215Y^2$$

En la que los parámetros X e Y vienen dados por las siguientes expresiones:

$$X = F_R U_c \left(\frac{F'_R}{F_R} \right) (t_{ref} - t_a) \frac{A}{L_i} \Delta t$$

$$Y = F_R (\tau\alpha)_n \left(\frac{F'_R}{F_R} \right) \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \bar{H}_{\beta i} \frac{A}{L_i}$$

En la que $F_R U_c$, $F_R (\tau\alpha)_n$ y A son el coeficiente de pérdidas, coeficiente de ganancia y superficie de los colectores. En este caso se considerará que los colectores que formarán la instalación están caracterizados por un coeficiente de pérdidas $F_R U_c = 8,05 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y un coeficiente de ganancia $F_R (\tau\alpha)_n = 0,72$. La temperatura de referencia será $t_{ref} = 100^\circ\text{C}$, Δt el número de horas del mes, $\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 0,96$ el coeficiente de corrección por la no perpendicularidad de los rayos del sol al colector, $\bar{H}_{\beta i}$ la irradiación mensual sobre plano inclinado y L_i la demanda energética de ACS para el mes i .

En primer lugar, tenemos que determinar las necesidades térmicas que queremos satisfacer con nuestra instalación. La energía térmica demandada se determina teniendo en consumo medio por persona y día, el número de personas, la temperatura de consumo (60°C), y la temperatura de la red.

$$L = n^\circ \text{ de personas} \cdot \rho_{agua} \cdot \dot{V} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_c - T_{red})$$

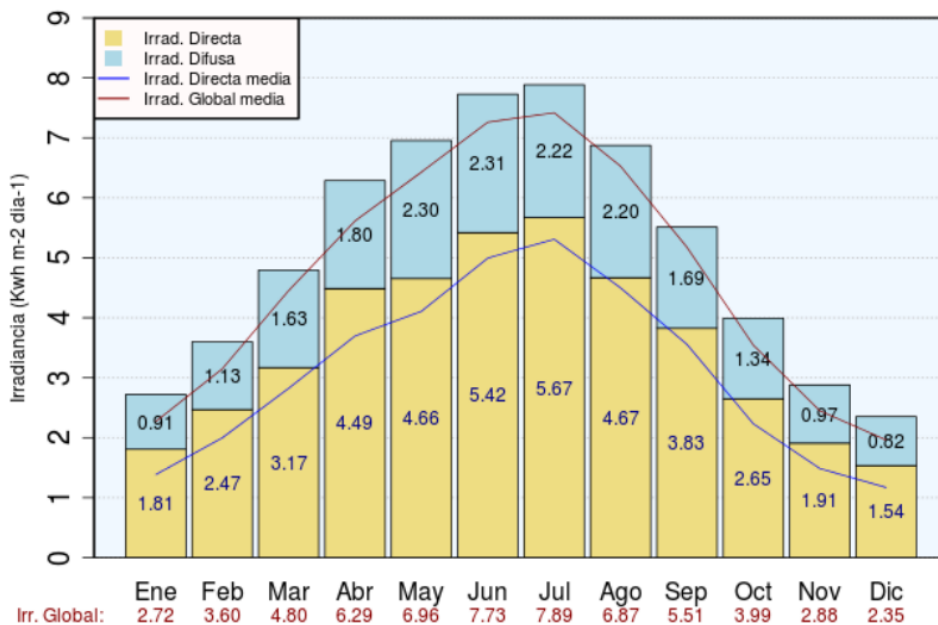
Tabla 8. Energía térmica demandada para producir agua caliente sanitaria.

	días/mes	ocupación	tra. Red	salto térmico	demanda
		%	(°C)	(°C)	(MJ/mes)
Enero	31	100	11	49	5866,86408
Febrero	28	100	11	49	5299,10304
Marzo	31	100	12	48	5747,13216
Abril	30	100	13	47	5445,8712
Mayo	31	100	15	45	5387,9364
Junio	30	100	17	43	4982,3928
Julio	31	100	19	41	4909,00872
Agosto	31	100	20	40	4789,2768
Septiembre	30	100	19	41	4750,6536
Octubre	31	100	16	44	5268,20448
Noviembre	30	100	13	47	5445,8712
Diciembre	31	100	11	49	5866,86408
TOTAL (anual)					63759,17856

Fuente: Elaboración propia.

Una vez obtenidas las necesidades térmicas, necesitaremos la irradiación media mensual sobre plano inclinado que nos llega del sol a Cartagena. Para su cálculo tendremos en cuenta que la orientación de los colectores es sur, que el funcionamiento es anual y que la inclinación de éstos será la correspondiente a la latitud de Cartagena (37,5°). Para su cálculo se han utilizado datos de irradiación diaria media mensual sobre plano horizontal, directa (Hb) y difusa (Hd) obtenidos de ‘Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT’[11] tal como está indicado en la HE4 del CTE.

Figura 21. Irradiación diaria mensual sobre plano horizontal, directa y difusa en Murcia.



Fuente: Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT

Para el cálculo de la irradiación media mensual sobre plano inclinado utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\bar{H}_\beta = (\bar{H} - \bar{H}_d) \frac{\bar{H}_{0\beta}}{\bar{H}_0} + \frac{1}{2} \bar{H} \rho (1 - \cos \beta) + \frac{1}{2} \bar{H}_d (1 + \cos \beta)$$

Donde:

- H_0 : irradiación extraterrestre sobre plano horizontal diaria media mensual

$$\bar{H}_0 = \frac{24 \cdot 3,6}{\pi} G_{sc} E_0 \left[\cos \varphi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \varphi \sin \delta \right]$$

- $H_{0\beta}$: irradiación extraterrestre sobre plano inclinado β° diaria media mensual.

$$\bar{H}_{0\beta} = \frac{24 \cdot 3,6}{\pi} G_{sc} E_0 \left[\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + \frac{\pi \omega'_s}{180} \sin(\varphi - \beta) \sin \delta \right]$$

- H : irradiación global sobre plano horizontal sobre la superficie de la tierra diaria media mensual
- H_d : irradiación difusa sobre plano horizontal sobre la superficie de la tierra diaria media mensual
- ρ : es el albedo (coeficiente de reflexión del terreno).
- G_{sc} : es la constante solar.
- ω_s y ω'_s : ángulos horarios correspondiente a la puesta de sol en puntos de latitudes φ y $(\varphi - \beta)$ respectivamente.
- δ : declinación
- φ : latitud del lugar donde se instalarán los colectores solares.
- β : inclinación colectores solares

Una vez obtenidos todos estos valores, podemos realizar el cálculo de la irradiación media mensual sobre plano inclinado.

Tabla 9. Cálculo irradiación diaria media mensual sobre plano inclinado

	H_b (kJ/m ²)	H_d (kJ/m ²)	$= H_b + H_d$ (kJ/m ²)	H_{beta} (kJ/m ²)
Enero	6516,00	3276,00	9792,00	16616,42798
Febrero	8892,00	4068,00	12960,00	18856,98792
Marzo	11412,00	5868,00	17280,00	20758,26678
Abril	16164,00	6480,00	22644,00	23144,99602
Mayo	16776,00	8280,00	25056,00	22581,85791
Junio	19512,00	8316,00	27828,00	23719,58434
Julio	20412,00	7992,00	28404,00	24773,3259
Agosto	16812,00	7920,00	24732,00	23847,79444
Septiembre	17388,00	6084,00	23472,00	26871,6455
Octubre	9540,00	4824,00	14364,00	19441,53923
Noviembre	6876,00	3492,00	10368,00	16793,57159
Diciembre	5544,00	2952,00	8496,00	15033,18121

Fuente: Elaboración propia

Para cada zona climática y demanda de ACS a una temperatura de referencia de 60°C, la HE4 del CTE nos muestra la contribución solar mínima anual exigida.

Tabla 10. Contribución solar mínima anual exigida.

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50 – 5.000	30	30	40	50	60
5.000 – 10.000	30	40	50	60	70
> 10.000	30	50	60	70	70

Municipio	Zona
Aguilas	V
Alcantarilla	IV
Caravaca	V
Cartagena	IV
Cieza	V
Jumilla	V
Lorca	V
Molina de Segura	V
Murcia	IV
Torre Pacheco	IV
Totana	V
Yecla	V

Fuente: HE4 del código técnico de la edificación.[12]

En nuestro caso, Cartagena se encuentra en una zona climática de nivel IV por lo que la contribución mínima solar que tenemos que tener es del 50%. Al realizar los cálculos con el método f-chart, iremos probando diferentes superficies hasta alcanzar la que cumpla la contribución mínima anual del 50%, en nuestro caso para 14 m² de superficie de colectores solares.

Tabla 11. Cálculo factor de aporte para 12m² de superficie de colectores solares.

Mes	horas/mes	ta (°C)	X	Y	f
Enero	744	9	3,752317157	0,68091033	0,388825949
Febrero	672	10	3,711082902	0,772724312	0,455750897
Marzo	744	13	3,662117225	0,868356751	0,522263069
Abril	720	16	3,611067902	0,988798015	0,600612949
Mayo	744	18	3,681760766	1,007617009	0,608509931
Junio	720	24	3,571078224	1,107610214	0,67224663
Julio	744	27	3,597437274	1,213245789	0,728761674
Agosto	744	27	3,687373206	1,1971169	0,715759885
Septiembre	720	24	3,745277162	1,316008633	0,774181528
Octubre	744	18	3,765437147	0,887209744	0,529437378
Noviembre	720	13	3,662117225	0,702506207	0,408808586
Diciembre	744	9	3,752317157	0,616031821	0,340919982
factor de aporte anual					0,553314433

Fuente: Elaboración propia

6. Programación de componentes en TRNSYS.

6.1. Crear componentes en TRNSYS.

A continuación, se explicarán los pasos a seguir para la creación de un componente en TRNSYS.

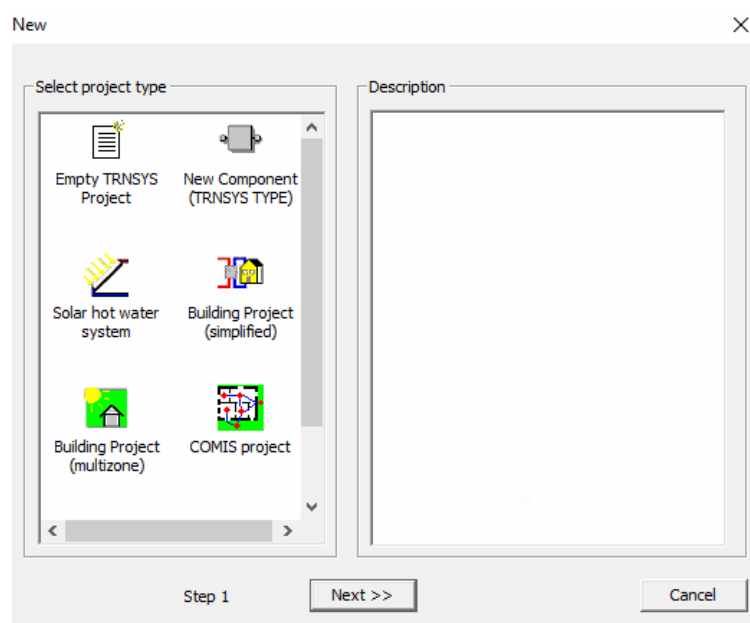
Se utilizarán dos programas:

- Simulation Studio donde crearemos las proformas de los componentes introduciendo el conjunto de entradas, parámetros y salidas que formaran cada componente y donde realizaremos las simulaciones finales de la instalación.
- Developer Studio donde se realizará la programación en FORTRAN de cada componente para que realice los cálculos citados anteriormente.

A la hora de crear un componente en TRNSYS se deben de seguir los siguientes pasos:

1. En primer lugar, tendremos que crear el componente en Simulation Studio. Para ellos vamos a File/New/New component.

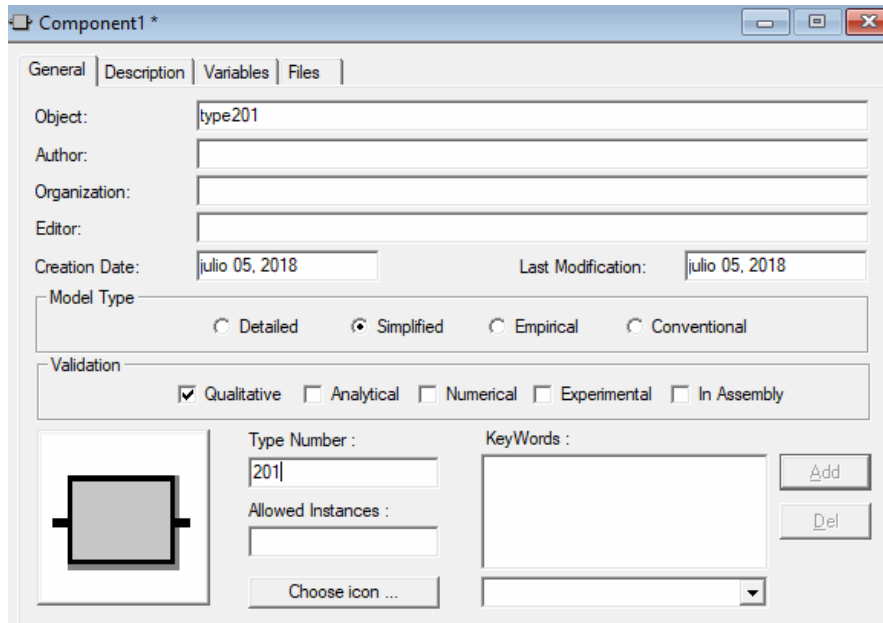
Figura 22. Creación de un componente.



Fuente: Software TRNSYS.

Una vez hecho, nos aparecerá una ventana donde tendremos que ponerle el nombre a nuestro componente. Los nombres de los componentes en TRNSYS vienen dados por “Type”, seguidos de un número. TRNSYS por defecto ya viene con varios componentes, por lo que tendremos que evitar repetir un número ya utilizado. Para ello todos los componentes que crearemos serán a partir del número 200 para evitar que coincidan.

Figura 23. Nombre del componente.



Fuente: Software TRNSYS.

En la pestaña variables será donde definiremos las entradas, parámetros y salidas de cada componente. Tendremos que introducir el nombre que queramos darle a cada variable y seleccionar de que tipo será: entrada, parámetro o salida.

Figura 24. Definición de variables.

Variables

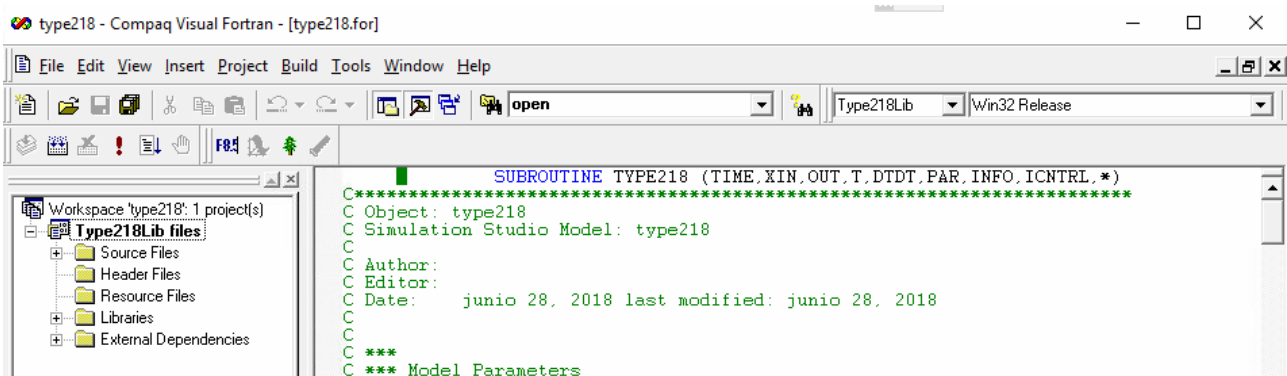
All										
Inputs										
Outputs										
Parameters										
Derivatives										
	Name	Role	Dimension	Unit	Type	Min.	Max.		Def	
1	T_agua_e	input	Dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
2	m_agua_e	input	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
3	T_suelo	input	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
4	control_signal	input	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
5	L	parameter	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
6	N	parameter	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
7	R	parameter	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
8	cp_a	parameter	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
9	T_agua_s	output	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
10	Q_suelo	output	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
11	Q_agua	output	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	
12	m_agua_s	output	dimension	-	re	-Inf	+Inf	[0	

Fuente: Software TRNSYS.

Una vez hecho, guardaremos el componente en la dirección: *C:\Program Files (x86)\Trnsys16_1\Studio\Proformas\Componente*. Se crearán dos archivos por componente (.tmf y .bmp). Tendremos que guardar siempre estos archivos en esa dirección para que posteriormente nos aparezcan en Simulation Studio.

- Una vez creada la proforma del componente podemos proceder a la exportación a Developer Studio donde se realizará la programación en lenguaje FORTRAN. Para ello seleccionamos *File/Export as/Fortran*. A la hora de realizar la exportación el programa nos preguntará donde queremos guardar un archivo. For que será el esqueleto del programa a realizar. Por comodidad se recomienda crear una carpeta donde se guardarán todos los proyectos de Developer Studio. Dentro de esta carpeta crearemos una para cada componente y ahí será donde tendremos que guardar el archivo for. Una vez guardado, se abrirá Developer Studio y seleccionaremos Win32 Release.

Figura 25. Exportación a Developer Studio.



Fuente: Developer Studio.

Una vez hecho volvemos a guardar y se nos generarán automáticamente varios archivos, entre ellos un .dsw que será el workspace de nuestro componente. Cada vez que queramos modificar la programación del componente se recomienda abrir este archivo.

Para el cálculo de propiedades se utilizarán las subrutinas del programa REFPROP, un conjunto de archivos .for que tendremos que guardar dentro de las carpetas de cada componente juntos con los archivos .dsw y.for mencionados anteriormente.

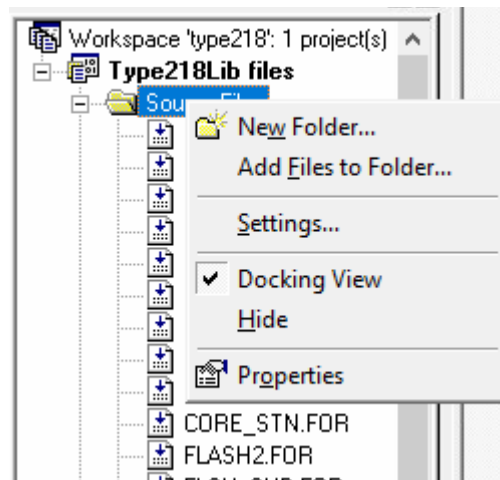
Figura 26. Subrutinas programa REFPROP.



Fuente: elaboración propia.

Una vez añadidos, desde Developer Studio tendremos que añadirlos al workspace haciendo click en *Source Files/Add files to folder*.

Figura 27. Introducción de subrutinas REFPROP.



Fuente: Developer Studio.

3. Lo siguiente será crear el código de programación en lenguaje FORTRAN para cada componente. Al exportar el componente a Developer Studio, se nos generará un esqueleto automáticamente. De todo el código que se generará sólo tendremos que trabajar en tres zonas:

- Zona de declaración de variables. En ella se encontrarán definidas las entradas, parámetros y salidas de nuestro componente. Automáticamente el programa define las entradas y parámetros, pero no las salidas por lo que tendremos que definir las salidas nosotros mismos. Además de definir las salidas, será necesario definir las variables que utilizaremos para realizar cálculos intermedios y las variables utilizadas en las llamadas de subrutinas.

Por defecto todas las entradas y parámetros declarados automáticamente son del tipo DOUBLE PRECISION, siendo necesario modificarlos en caso de no tener el tipo que deberían. Hay varios tipos adicionales: INTEGER para enteros, PARAMETER para la definición de un parámetro de cálculo y CHARACTER para vectores.

Figura 28. Declaración de variables.

```

C      ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C
C      PARAMETERS
C      INTEGER L
C      INTEGER N
C      DOUBLE PRECISION R
C      DOUBLE PRECISION cp_a
C
C      INPUTS
C      DOUBLE PRECISION T_agua_e
C      DOUBLE PRECISION m_agua_e
C      DOUBLE PRECISION T_suelo
C      DOUBLE PRECISION control_signal
C
C      OUTPUTS
C      DOUBLE PRECISION T_agua_s
C      DOUBLE PRECISION Q_suelo
C      DOUBLE PRECISION Q_agua
C      DOUBLE PRECISION m_agua_s

```

Fuente: Developer Studio.

- Zona de ecuaciones. En ella se escribirán todas las ecuaciones necesarias para calcular las salidas en base a los parámetros y salidas establecidos.

Todos los componentes que necesiten la utilización de las subrutinas del programa REFPROP deberán empezar con un código común para cargar el refrigerante al programa.

Figura 29. Código para cargar el refrigerante.

```

C      ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS THAT WILL
C      CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS. REFER TO
C      CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED INFORMATION ON
C      WRITING TRNSYS COMPONENTS.

SELECT CASE (Fluido) !Asignamos a la variable hf (que se emplea
    !para cargar el fluido) el refrigerante seleccionado de la lista
case (1)
    hf(1)='C:\Program Files (x86)\Trnsys16_1\UserLib\ReleaseDLLs\
&fluids\CO2.FLD'
    hf(1)='CO2.fld'
    W_M=44.01d0
C      C:\Program Files (x86)\Trnsys16_1\UserLib\ReleaseDLLs\fluids\CO2.FLD
c      C:\Archivos de programa\Trnsys16_1\UserLib\ReleaseDLLs\fluids\CO2.fld
case (2)
    hf(1)='fluids\PROPANE.fld'
    W_M=44.096d0
case (3)
    hf(1)='fluids\AMMONIA.fld'
    W_M=17.03d0
case (4)
    hf(1)='fluids\R22.fld'
    W_M=86.468d0
case (5)
    hf(1)='fluids\R134A.fld'
    W_M=84.041d0
case (6)
    hf(1)='fluids\R404A.PPF'
    W_M=97.604 d0
case (7)
    hf(1)='fluids\R410A.PPF'
    W_M=72.585d0
end select
    !A su vez le hemos asignado el valor del peso molecular, ya que
    !para obtenerlo es necesaria la subrutina INFO que no podemos
    !emplear en principio porque TRNSYS ya tiene definida una subrutina
    !con ese nombre
i=1 !Para indicar que es un fluido simple
hfmix='hmx.bnc'
c      hrf='ASH' !Tomamos como referencia la de la ASHRAE
    hrf='IIR' !Tomamos como referencia la de la IIR
call SETUP (i,hf,hfmix,hrf,ERROR,herr)
_      !Cargamos el fluido seleccionado mediante la subrutina SETUP

```

Fuente: Developer Studio.

A las subrutinas del programa REFPROP se las llamara mediante el prefijo CALL. Normalmente estas subrutinas se utilizan para obtener la temperatura, presión o entalpía del refrigerante en un punto de funcionamiento. Conociendo dos de ellas podremos obtener la tercera mediante las subrutinas. Destacar que a la hora de llamar a la función la presión deberá de estar en kPa, la temperatura en K y la entalpía en J/mol por lo que se deberán de realizar los cambios de unidades necesarios antes de llamar a la función.

- Zona de selección de salidas. En ella se establecerá que variables queremos que el componente tenga por salidas. No se podrán crear más salidas, se tendrán las definidas anteriormente en la proforma.

Figura 30. Definición de salidas.

```

C      SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
C      T_agua_s
C      OUT(1)=T_agua_s
C      Q_suelo
C      OUT(2)=Q_suelo
C      Q_agua
C      OUT(3)=Q_agua
C      m_agua_s
C      OUT(4)=m_agua_s

```

Fuente: Developer Studio

Una vez introducido todo el código, pasaremos a compilar el programa en *build/compiletype...* En el caso de que tengamos algún error, se nos indicará en la ventana de abajo. Haciendo doble click sobre ellos, el programa nos llevará a la línea de código en la que se encuentra el error.

Los errores más comunes que podemos encontrar son:

- No haber declarado alguna variable.
- No haber declarado correctamente las variables al no indicar el tipo de variable que debería de ser (integer, double precision, parameter..)
- Todos los números que se utilicen deberán de ir seguidos del sufijo .d0 ya que podría causar error al no llevarlo.
- No haber cerrado las funciones IF, DO WHILE, SELECT correctamente. END IF, END DO, END SELECT.
- No haber indicado correctamente un comentario. Estos deberán de tener una C a la izquierda de la línea verde o ir precedidos por el símbolo de exclamación (!)
- Tener una ecuación o subrutina demasiado larga. A la hora de programar habrá que tener en cuenta el límite de los márgenes. Cuando una ecuación o subrutina se empieza a poner verde significará que estamos sobrepasando el límite y por los tanto al compilar nos dará error. Para evitar esto pasaremos la parte que sobrepasa el límite al siguiente renglón y añadiremos el símbolo “&” dentro de la franja verde. De esta manera el programa detectará que es la continuación de la función.

Figura 31. Continuación de funciones.

```
CALL PHFLSH (P_caliente*100.d0,h_e_c*WM,z,T_e_c,D,Dl,Dv,x,y,q,e,  
&s,cv,cp,w,ierr,herr)  
T_e_c=T_e_c - 273.15d0  
t_s=T_e_c  
CALL PHFLSH (P_frio*100.d0,h_e_f*WM,z,T_e_f,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,  
&cv,cp,w,ierr,herr)  
T_e_f=T_e_f - 273.15d0  
t_i=T_e_f
```

Fuente: Developer Studio.

- Carga incorrecta del fluido refrigerante. Los archivos de los fluidos refrigerantes tendrán que estar en la misma carpeta que los proyectos creados en Simulation Studio. En caso de no situarlos allí, se deberá indicar en el código la ruta donde se encuentran.

Figura 32. Carga del refrigerante.

```
SELECT CASE (Fluido) !Asignamos a la variable hf (que se emplea  
!para cargar el fluido) el refrigerante seleccionado de la lista  
case (1)  
hf(1)='C:\Program Files (x86)\Trnsys16_1\UserLib\ReleaseDLLs\  
&fluids\CO2.FLD'  
hf(1)='CO2.fld'  
W_M=44.01d0
```

Fuente: Developer Studio.

En el momento que no tengamos errores, podremos construir el .dll del componente en Build/type. Este archivo será el que utilice la proforma para realizar los cálculos. En caso de modificar la programación, volveremos al Workspace con el archivo .dsw y una vez modificada volveremos a construir el .dll, sustituyéndose automáticamente.

6.2. Entradas, parámetros y salidas de cada componente.

A continuación, se describirán las entradas, parámetros y salidas que deberán de definirse al crear la proforma de cada componente. No se incluirán otro tipo de variables que supongan un cálculo intermedio o que no vayan a ser utilizadas en otros componentes.

6.2.1. Compresor.

Tabla 12. Entradas, parámetros y salidas del compresor.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	p_c	Presión de descarga del compresor	bar
	p_e	Presión de entrada al compresor	bar
	h_e	Entalpía de entrada	kJ/kg
	control_signal	Señal de control de funcionamiento/parada	Adimensional
	m_r_limited	caudal másico máximo	kg/s
	error_limited	indicador de caudal limitado	Adimensional
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
	Rend_mecanico	Rendimiento mecánico	Adimensional
Salidas	h_s	Entalpía de salida	kJ/kg
	T_s	Temperatura de salida	°C
	W_compresor	Trabajo compresor	kW
	m_r	Caudal másico	kg/s
	error	indicador de carga del fluido correcto	Adimensional

6.2.2. Intercambiador de calor enterrado.

Tabla 13. Entradas, parámetros y salidas del intercambiador de calor enterrado

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	T_agua_e	Temperatura de entrada del agua	°C
	m_agua_e	Caudal másico de agua	kg/s
	T_suelo	Temperatura imperturbable del suelo	°C
	control_signal	Señal de control de funcionamiento/parada	Adimensional
Parámetros	L	Longitud perforación	m
	N	Número de perforaciones	Adimensional
	R	Resistencia térmica total	mK/W
	cp_a	cp de agua	kJ/(kg·K)
Salidas	T_agua_s	Temperatura de salida del agua	°C
	Q_suelo	calor cedido por el suelo	kW
	Q_agua	calor recibido por el agua	kW
	m_agua_s	Caudal másico de agua	kg/s

6.2.3. Gas cooler.

Tabla 14. Entradas, parámetros y salidas del gas cooler.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	T_agua_red	Temperatura de entrada del agua	°C
	h_e_c	Entalpía de entrada	kJ/kg
	m_r	Caudal másico de refrigerante	kg/s
	m_a_c	Caudal másico de agua	kg/s
	control_signal	Señal de control de funcionamiento/parada	Adimensional
	p_gcooler	Presion en el Gas Cooler	bar
	MODO	Modo de funcionamiento. 0 - parada, 1 - subcrítico, 2 - transcrito	dimensional
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
	U_cond	Coefficiente global de transmisión del calor	W/(m ² ·K)
	S_cond	Superficie de intercambio del gas cooler	m ²
	cp_a	cp de agua	kJ/(kg·K)
	GS	Grado de subenfriamiento	°C
	U_gcS_gc	U·S global del gas cooler	kW/(m ² ·K)
	T_sub_trans	Temperatura de cambio de régimen	°C
	N_max	Número de iteraciones máxima	Adimensional
Salidas	P_c	Presion en el gas cooler	bar
	T_c	Temperatura de salida del refrigerante	°C
	Q_c_ref	Calor lado refrigerante	KW·h
	Q_c_agua	Calor lado agua	kW·h
	T_as_c	Temperatura de salida del agua	°C
	h_s_c	Entalpía de salida del refrigerante	kJ/kg
	ERROR	indicador de carga del fluido correcta	Adimensional
	m_r_s	Caudal másico de refrigerante	kg/s
	N	Número de iteraciones	Adimensional

6.2.4. Evaporador.

Tabla 15. Entradas, parámetros y salidas del evaporador.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	T_ae_evap	Temperatura de entrada del agua	°C
	h_e_evap	Entalpía de entrada	kJ/kg
	m_r	Caudal másico de refrigerante	kg/s
	m_a_evap	Caudal másico de agua	kg/s
	control_signal	Señal de control de funcionamiento/parada	Adimensional
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
	U_evap	Coefficiente global de transmisión del calor	W/(m ² ·K)
	S_evap	Superficie de intercambio del evaporador	m ²
	cp_a	cp de agua	kJ/(kg·K)
	GR	Grado de recalentamiento	°C
Salidas	P_e	Presión de evaporación	bar
	T_e	Temperatura de salida del refrigerante	°C
	Q_evap_ref	Calor lado refrigerante	kW
	Q_evap_agua	Calor lado agua	kW
	T_as_evap	Temperatura de salida del agua	°C
	h_s_evap	Entalpía de salida del refrigerante	kJ/kg
	ERROR	indicador de carga del fluido correcta	Adimensional
	m_r_s	Caudal másico de refrigerante	kg/s

6.2.5. Intercambiador de calor.

Tabla 16. Entradas, parámetros y salidas del intercambiador de calor.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	m_r_caliente	caudal másico fluido caliente	kg/s
	m_r_frio	caudal másico fluido frio	kg/s
	h_e_c	entalpía entrada fluido caliente	kJ/kg
	h_e_f	entalpía entrada fluido frio	kJ/kg
	P_caliente	Presión fluido caliente	bar
	P_frio	Presión fluido frio	bar
	control_signal	señal de control de funcionamiento/parada	adimensional
Parámetros	fluido	fluido refrigerante	adimensional
	U	coeficiente global de transmisión del calor	W/m ² k
	Sup	superficie del intercambiador	m ²
	N_max	número de iteraciones máxima	Adimensional
Salidas	h_s_c	entalpía salida fluido caliente	kJ/kg
	h_s_f	entalpía salida fluido frio	kJ/kg
	Q_c	Calor fluido caliente	kW
	Q_f	Calor fluido frio	kW
	t_s_c	temperatura de salida del fluido caliente	°C
	t_s_f	temperatura de salida del fluido frio	°C
	m_r_c	caudal másico fluido caliente	kg/s
	m_r_f	caudal másico fluido frio	kg/s
	p_c	Presión fluido caliente	bar
	p_f	Presión fluido frio	bar
ERROR	indicador de carga del fluido correcta	Adimensional	

6.2.6. Válvula termostática.

Tabla 17. Entradas, parámetros y salidas de la válvula termostática.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	h_in_valve	Entalpía de entrada	kJ/kg
	Perdida_h	Pérdida de carga	kJ/kg
	P_in	Presion de entrada	bar
	P_out	Presión de salida	bar
	MODO	Modo de funcionamiento. 0 - parada, 1 - funcionamiento transcrito	Adimensional
	m_r	Caudal másico de refrigerante	kg/s
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
	I_P_max_TERM	Salto máximo de presiones de la válvula termostática	bar
	m_r_lim_term	Caudal másico máximo limitado por la válvula termostática	kg/s
Salidas	ERROR_TERM	indicador de caudal limitado por la válvula temostática	Adimensional
	h_out_valve	Entalpía de salida	kJ/kg
	ERROR_REFPROP	indicador de carga del fluido correcta	Adimensional
	m_r_limited	Caudal másico máximo	kg/s
	ERROR_LIM	indicador de caudal limitado	Adimensional
	P_ent	Presión de entrada	bar
	P_sal	Presión de salida	bar

6.2.7. Válvula presostática.

Tabla 18. Entradas, parámetros y salidas de la válvula presostática.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	h_in_valve	Entalpía de entrada	kJ/kg
	Perdida_h	Pérdida de carga	kJ/kg
	P_in	Presion de entrada	bar
	P_out	Presión de salida	bar
	MODO	Modo de funcionamiento. 0 - parada, 1 - funcionamiento transcrito	Adimensional
	m_r	Caudal másico de refrigerante	kg/s
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
	I_P_max_PRES	Salto máximo de presiones de la válvula presostática	bar
	m_r_lim_pres	Caudal másico máximo limitado por la válvula presostática	kg/s
Salidas	ERROR_PRES	indicador de caudal limitado por la válvula presostática	Adimensional
	h_out_valve	Entalpía de salida	kJ/kg
	ERROR_REFPROP	indicador de carga del fluido correcta	Adimensional
	m_r_limited	Caudal másico máximo	kg/s
	ERROR_LIM	indicador de caudal limitado	Adimensional
	P_ent	Presión de entrada	bar
	P_sal	Presión de salida	bar

6.2.8. Depósito/Cámara flash.

Tabla 19. Entradas, parámetros y salidas de la cámara flash.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	h_r_1	Entalpía de entrada	kJ/kg
	P_deposito	Presion en el depósito	bar
	m_r_1	Caudal másico de refrigerante	kg/s
	control_signal	Señal de control de funcionamiento/parada	Adimensional
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
Salidas	h_vsats_2	Entalpía de salida vapor	kJ/kg
	h_lsats_2	Entalpía de salida líquido	kJ/kg
	m_l	Caudal másico de refrigerante líquido	kg/s
	m_v	Caudal másico de refrigerante vapor	kg/s
	ERROR_REFPROP	indicador de carga del fluido correcta	Adimensional
	x1	Título de vapor	Adimensional
	P_dep	Presion en el depósito	bar

6.2.9. Mezcla de corrientes.

Tabla 20. Entradas, parámetros y salidas de la mezcla de corrientes.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	m_v	Caudal másico de refrigerante vapor	kg/s
	h_v	Entalpía de entrada vapor	kJ/kg
	m_l	Caudal másico de refrigerante líquido	kg/s
	h_l	Entalpía de entrada líquido	kJ/kg
	Pmezcla	Presion de mezcla	bar
Parámetros	Fluido	Fluido refrigerante	Adimensional
Salidas	m_r	Caudal másico de refrigerante	kg/s
	h_out	Entalpía de salida	kJ/kg
	pmez	Presion de mezcla	bar

6.2.10. Sistema de control.

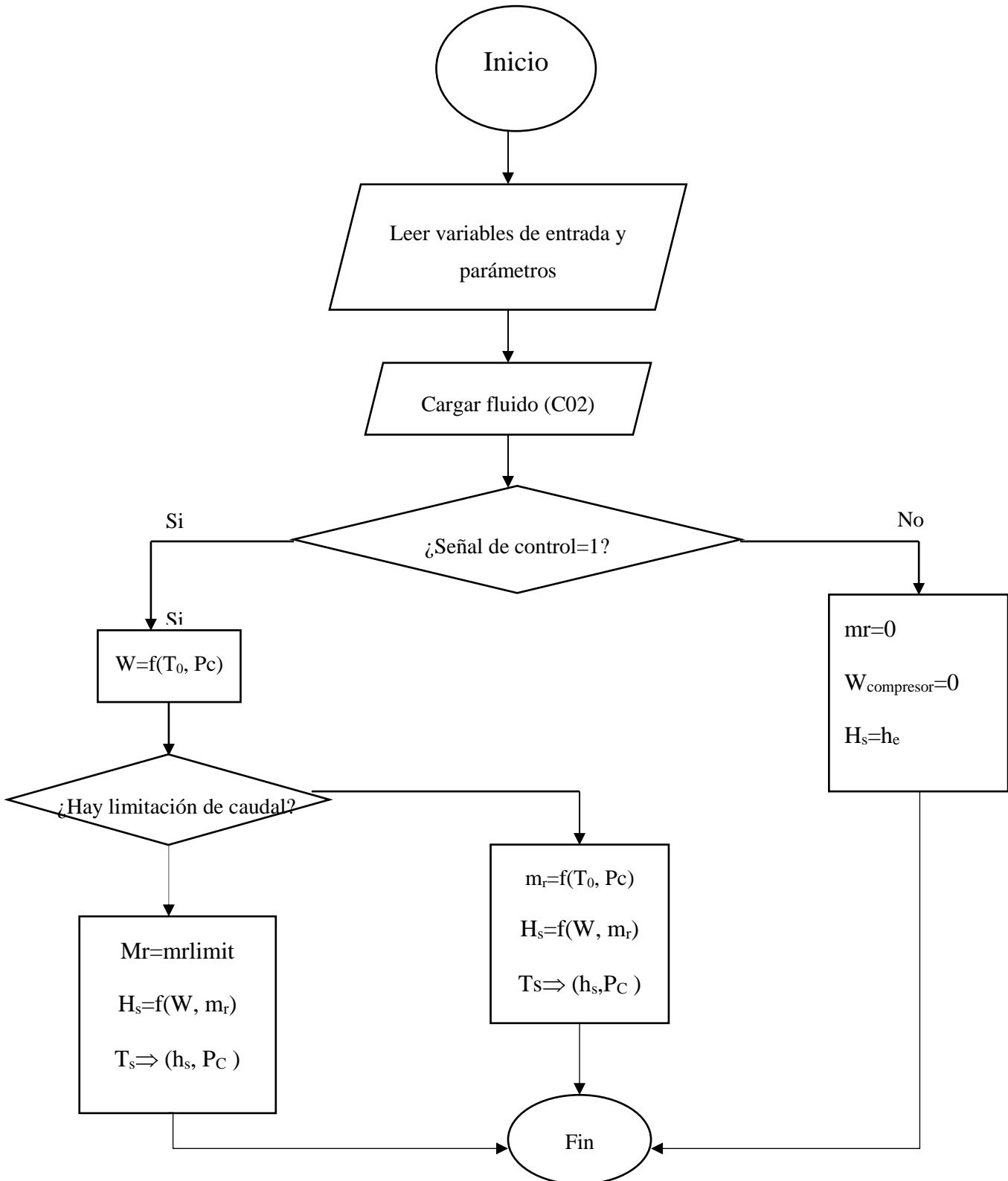
Tabla 21. Entradas, parámetros y salidas del sistema de control.

	Nombre	Descripción	Unidades
Entradas	T_dep	Temperatura en el depósito/tanque	°C
	T_dep_max	Temperatura máxima en el depósito para parar el sistema	°C
	T_dep_min	Temperatura mínima en depósito para arrancar el sistema	°C
	control_signal_ent	Señal de control de funcionamiento/parada previa	Adimensional
Salidas	control_signal	Señal de control de funcionamiento/parada	Adimensional

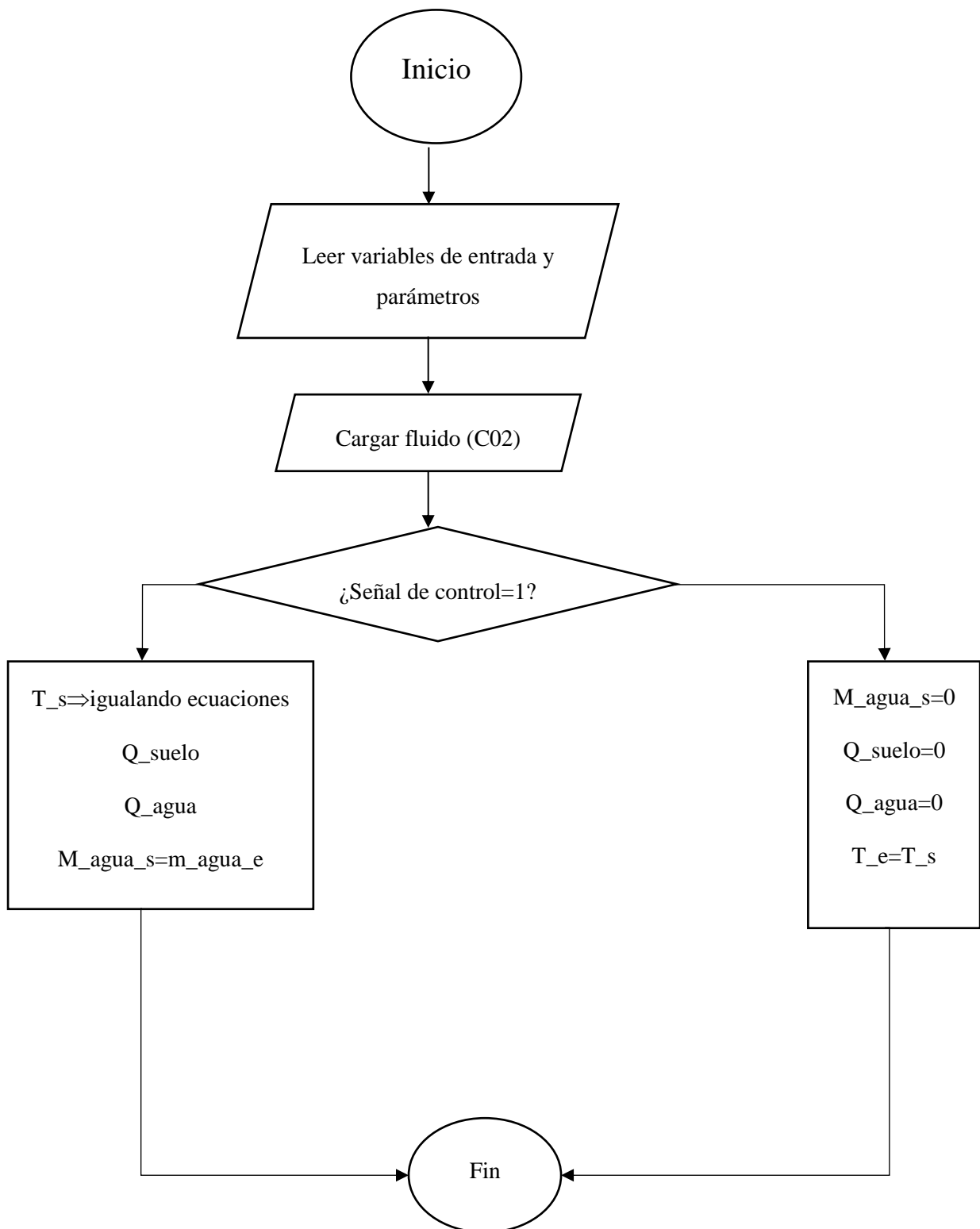
6.3. Algoritmos de funcionamiento.

A continuación, se mostrará el planteamiento realizado en cada componente para obtener las variables de salida a partir de las entradas y parámetros dados.

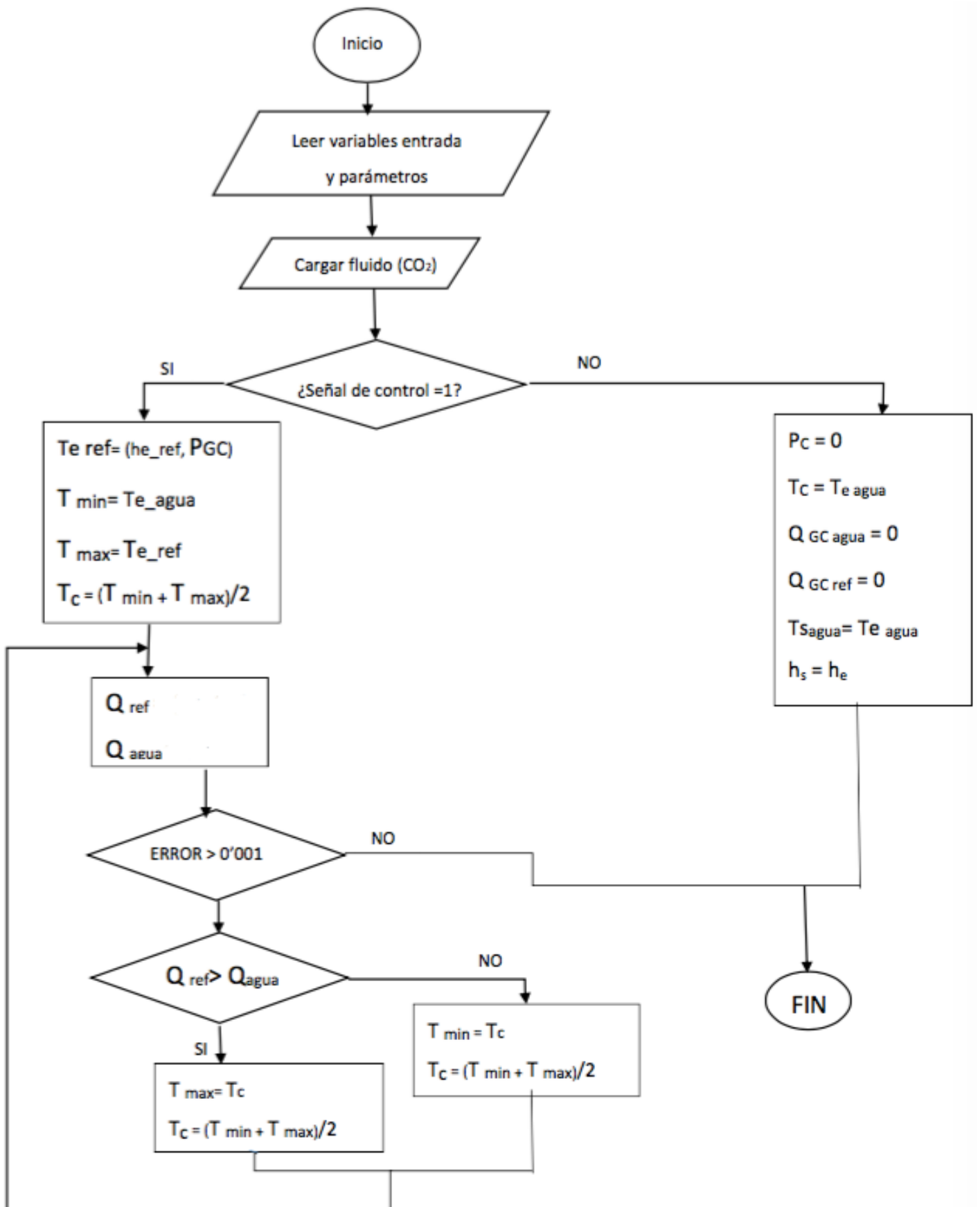
6.3.1. Compresor.



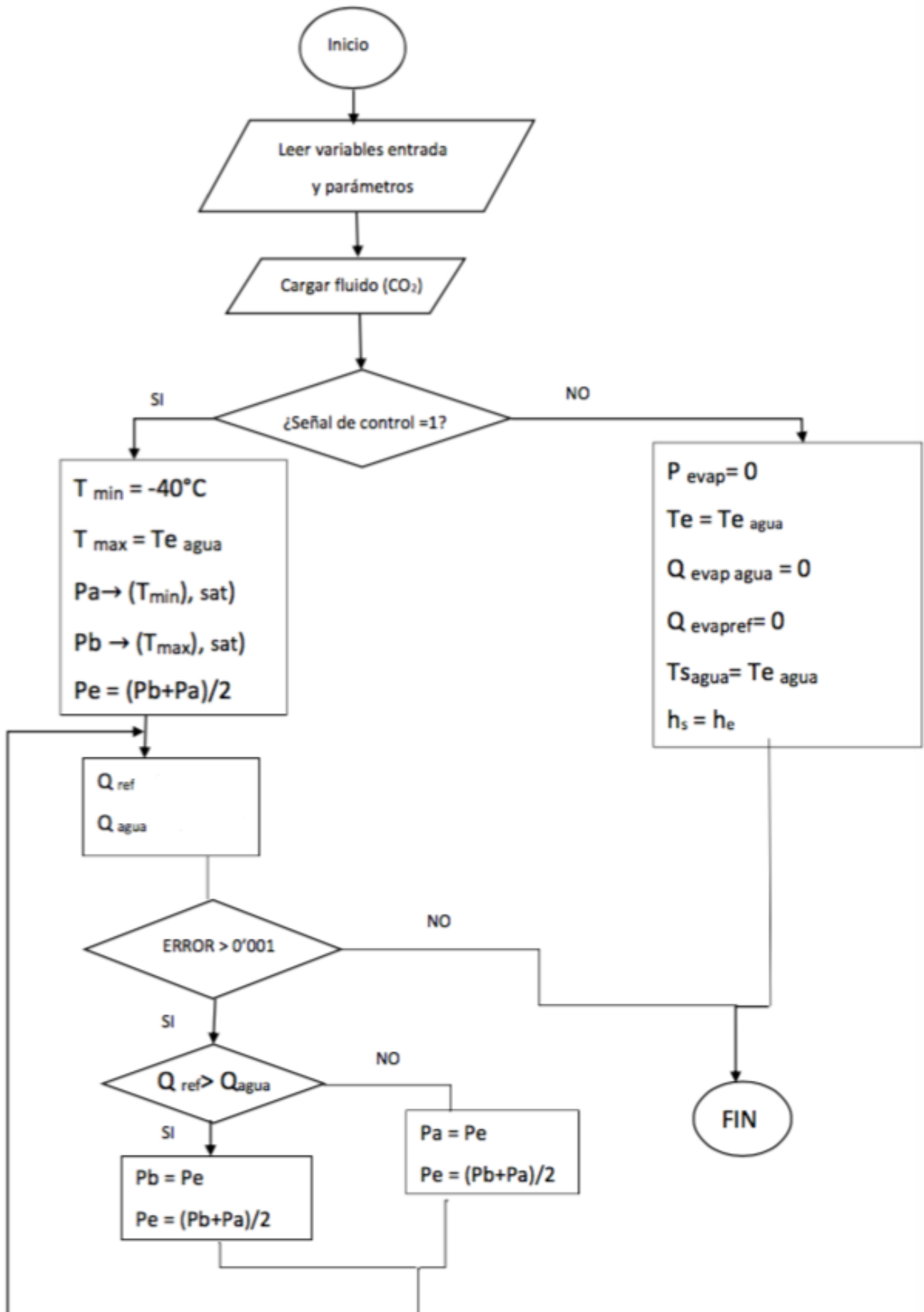
6.3.2. Intercambiador de calor enterrado.



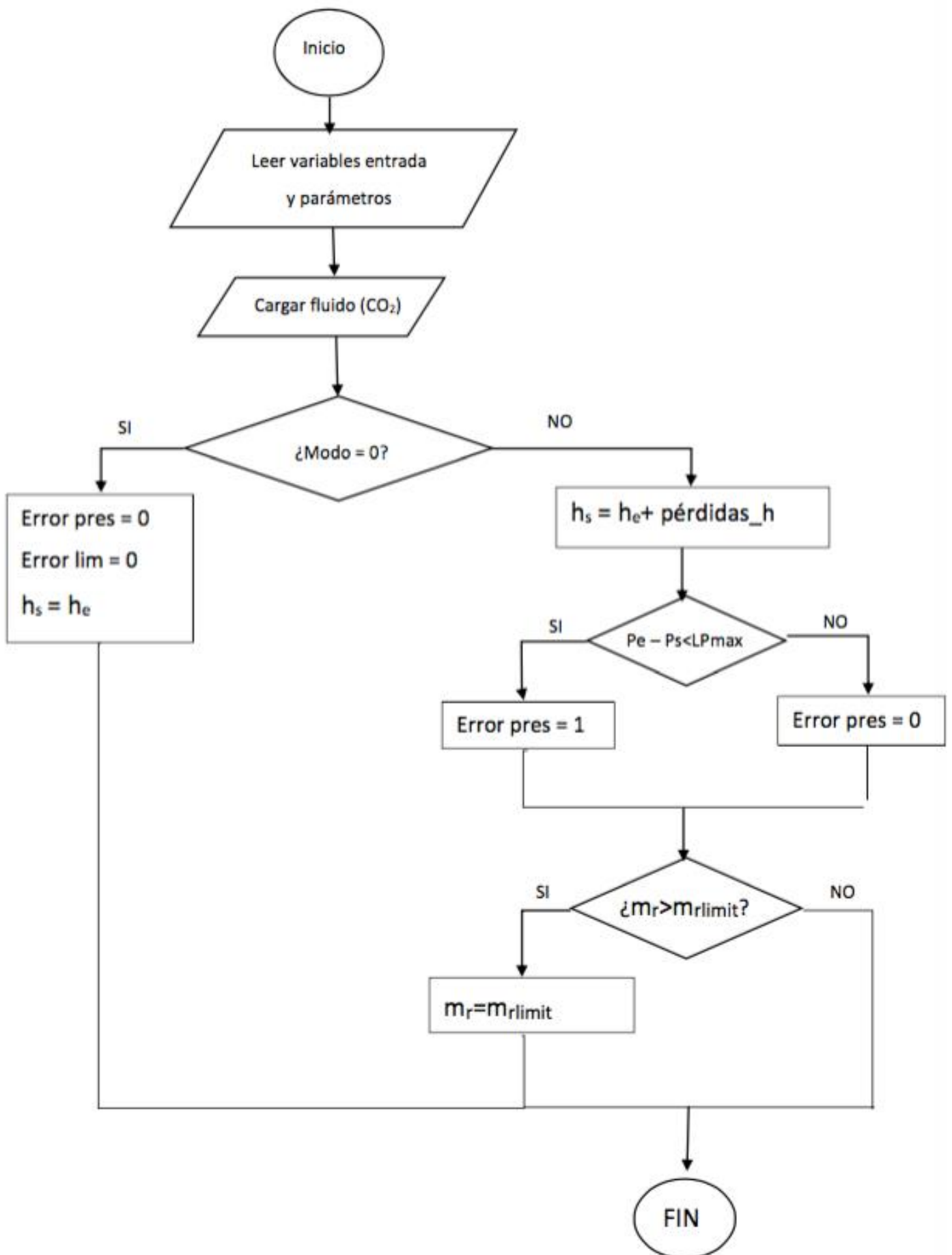
6.3.3. Gas Cooler.



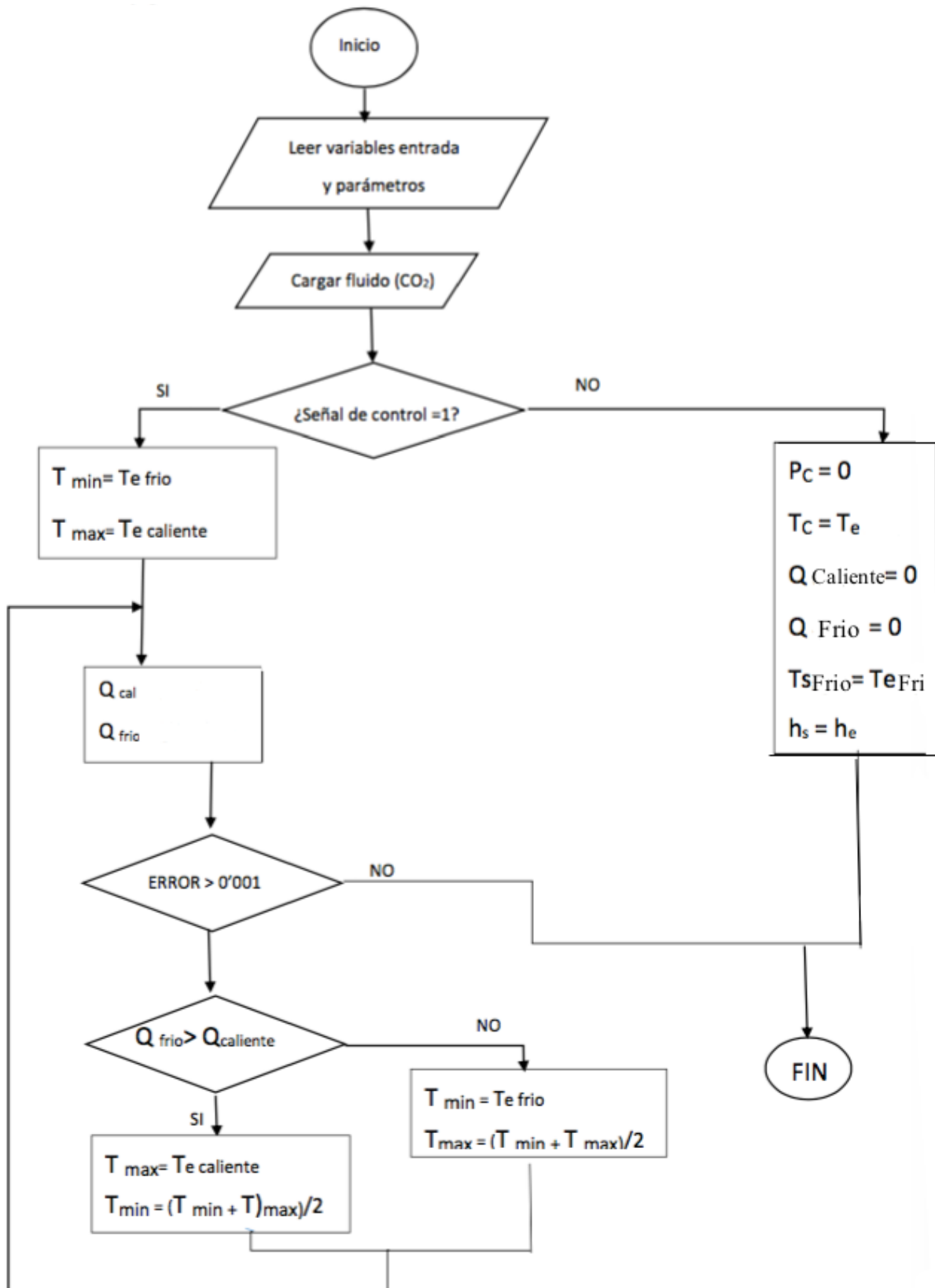
6.3.4. Evaporador.



6.3.5. Válvulas de expansión.



6.3.6. Intercambiador de calor.



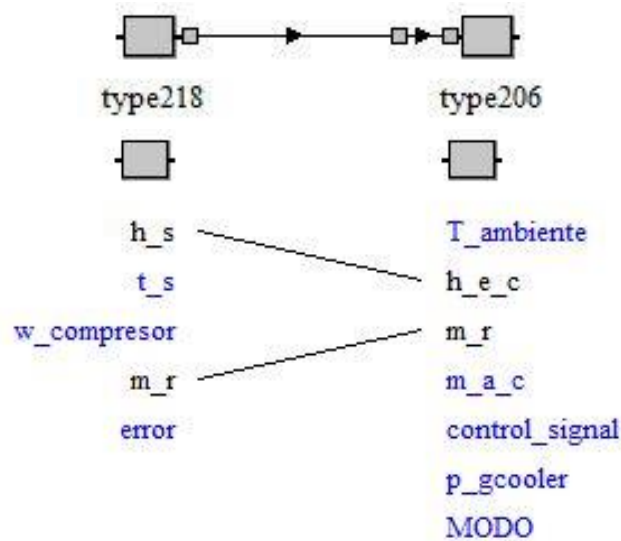
7. Implementación de los componentes en TRNSYS.

7.1. Unión de componentes.

Una vez terminada la programación de cada uno de los componentes podremos proceder a la unión de estos para formar nuestra instalación. Previamente necesitaremos crear un nuevo proyecto de simulación que será el lugar donde pondremos nuestros componentes.

A la hora de enlazar los componentes habrá que indicar en la unión que salidas del componente pasarán a ser las entradas del siguiente.

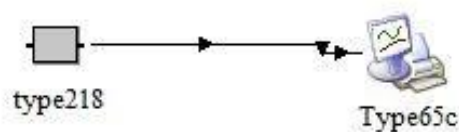
Figura 33. Conexión entre componentes.



Fuente: Software TRNSYS.

Para obtener los resultados que se consideren de interés necesitaremos conectar a los componentes un componente que al realizar la simulación nos represente gráficamente los resultados. El componente que se usa para la obtención de datos es el Online Plotter y lo podemos seleccionar en la carpeta output. Conectaremos el componente al online plotter y seleccionaremos que salidas queremos que se nos muestren por pantalla.

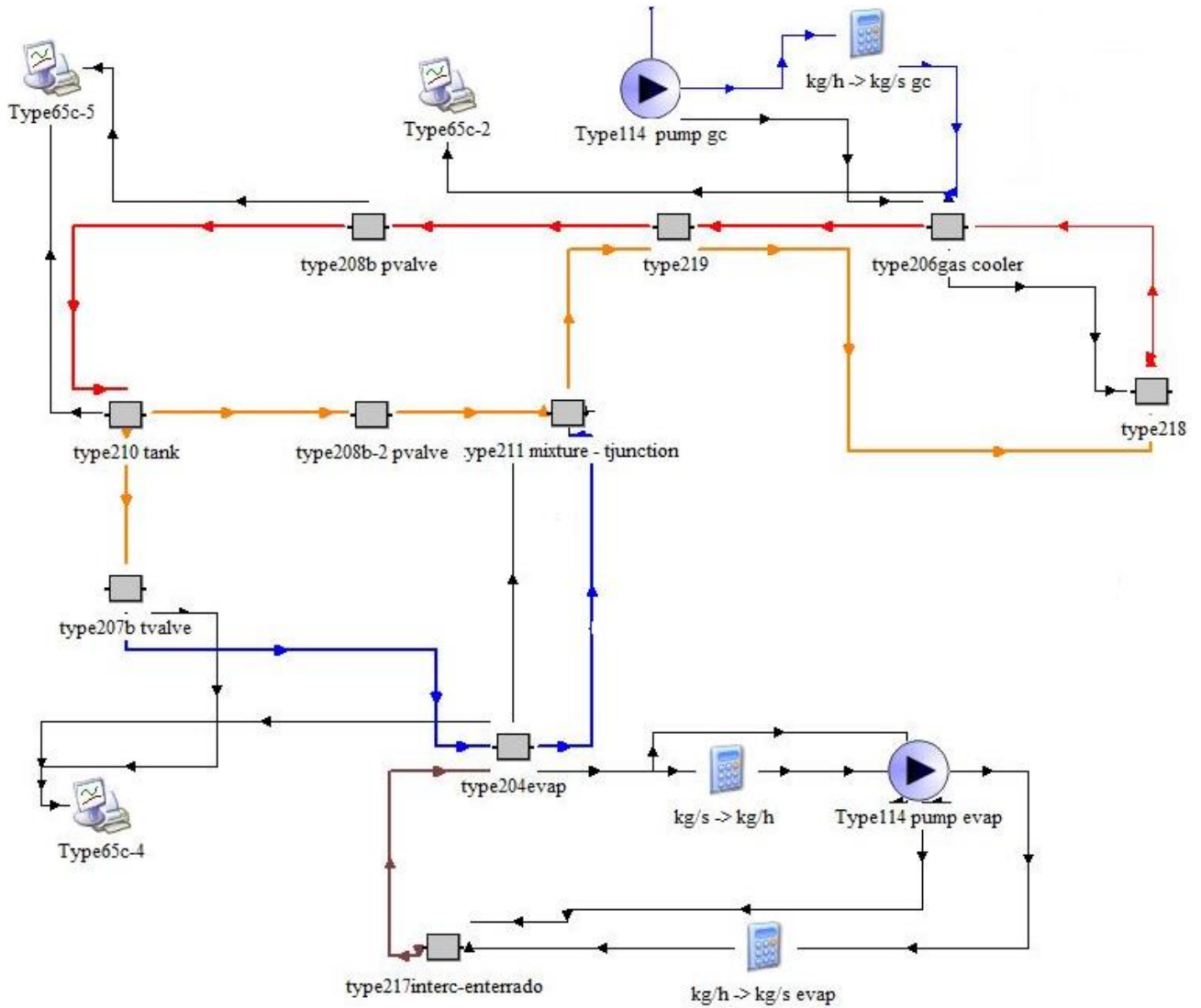
Figura 34. Representación de salidas con online plotter



Fuente: Software TRNSYS.

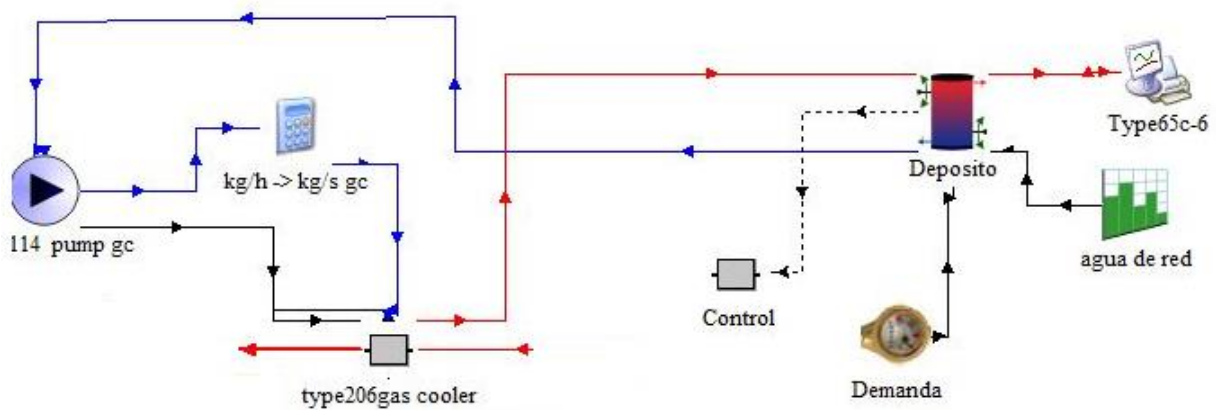
7.1.1. Ciclo de compresión con bypass.

Figura 35. Ciclo de compresión con bypass.



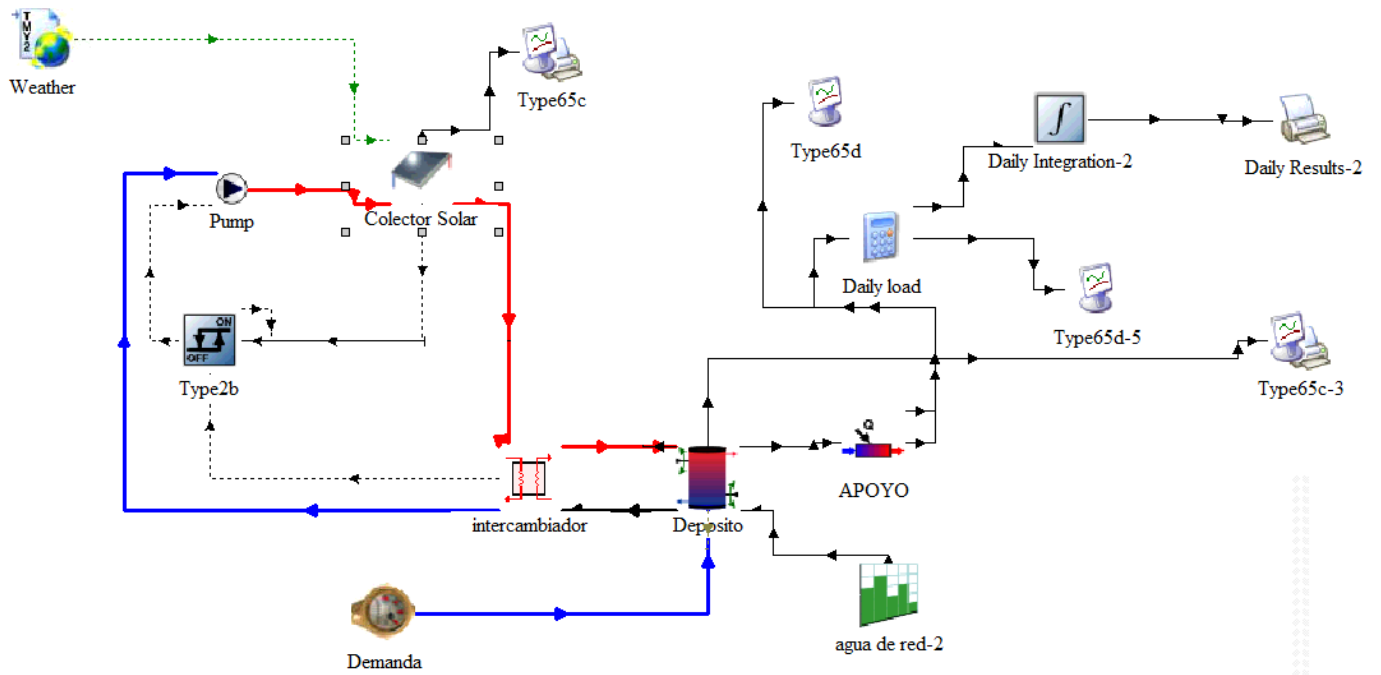
7.1.2. Conexión del gas cooler con la instalación de ACS.

Figura 36. Conexión del gas cooler con la instalación de ACS.



7.1.3. Sistema convencional a base de colectores solares.

Figura 37. Sistema convencional a base de colectores solares.



7.2. Punto inicial de funcionamiento.

Antes de proceder a la simulación será necesario definir en cada componente una serie de valores para sus entradas y parámetros para que pueda comenzar a realizar los cálculos. Los parámetros serán fijos para todos los ciclos, sin embargo, las entradas definidas irán modificándose con el paso de los ciclos hasta que el proceso de simulación sea convergente y los valores se estabilicen. Esto es debido a que las entradas de cada componente son salidas del anterior por lo que estos valores servirán como puntos de funcionamiento inicial para el sistema.

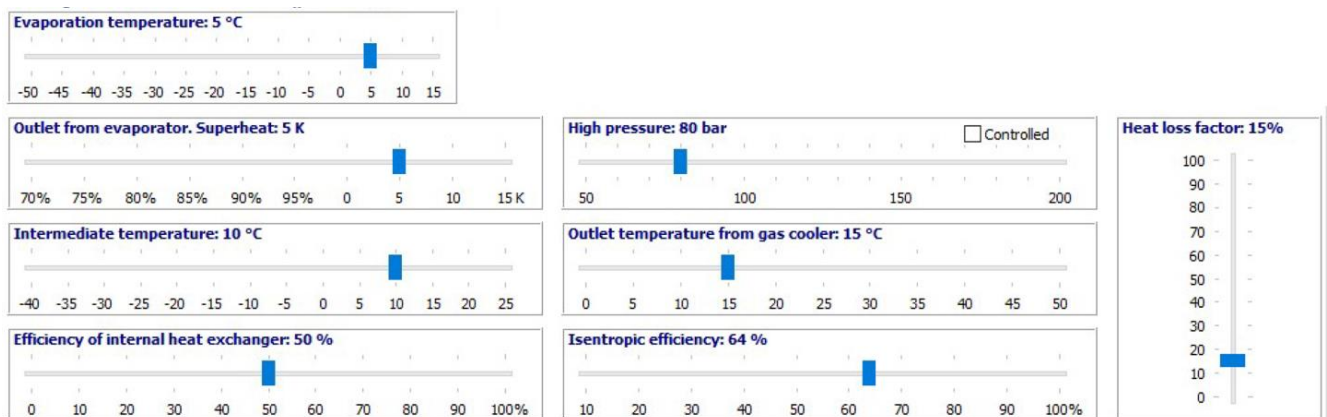
Para que el proceso de simulación termine correctamente sin ningún error, los puntos de funcionamiento iniciales no pueden ser unos cualesquiera, tendrán que estar lo más cerca posible a los resultados finales y que no incluyan ningún valor incoherente.

Para la obtención de los puntos iniciales de funcionamiento utilizaremos el programa SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT ya que nos ofrece la configuración de un ciclo de compresión simple con bypass.

7.2.1. Obtención de los puntos iniciales de funcionamiento.

Una vez entramos en el programa y seleccionamos nuestra configuración, será necesario introducir una serie de datos que serán los que caracterizarán a la instalación y permitirán obtener el resto de variables.

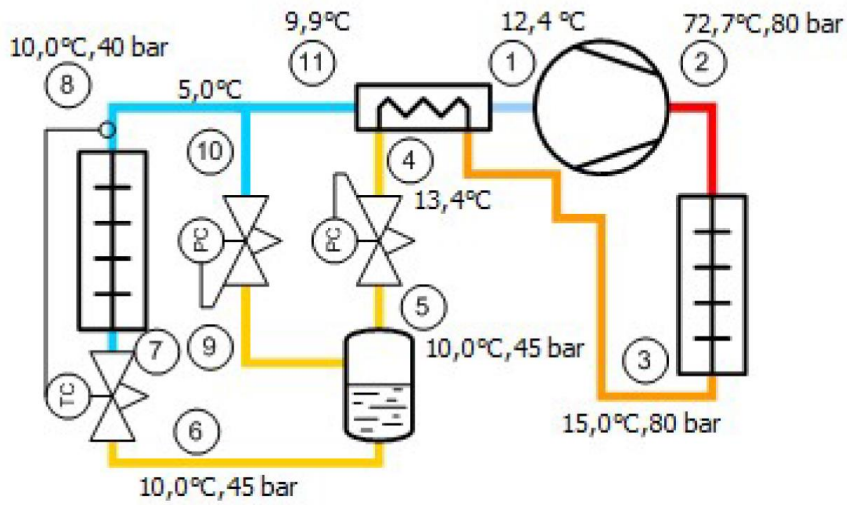
Figura 38. Introducción de datos en el software SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT.



Fuente: Programa SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT

Una vez introducidos los datos, obtenemos un esquema del ciclo de compresión con bypass con las temperaturas y presiones a la entrada y salida de cada componente, los puntos de funcionamiento obtenidos y un diagrama P-h que nos muestra cómo evoluciona el fluido por cada etapa del ciclo de compresión.

Figura 39. Ciclo de compresión con bypass.



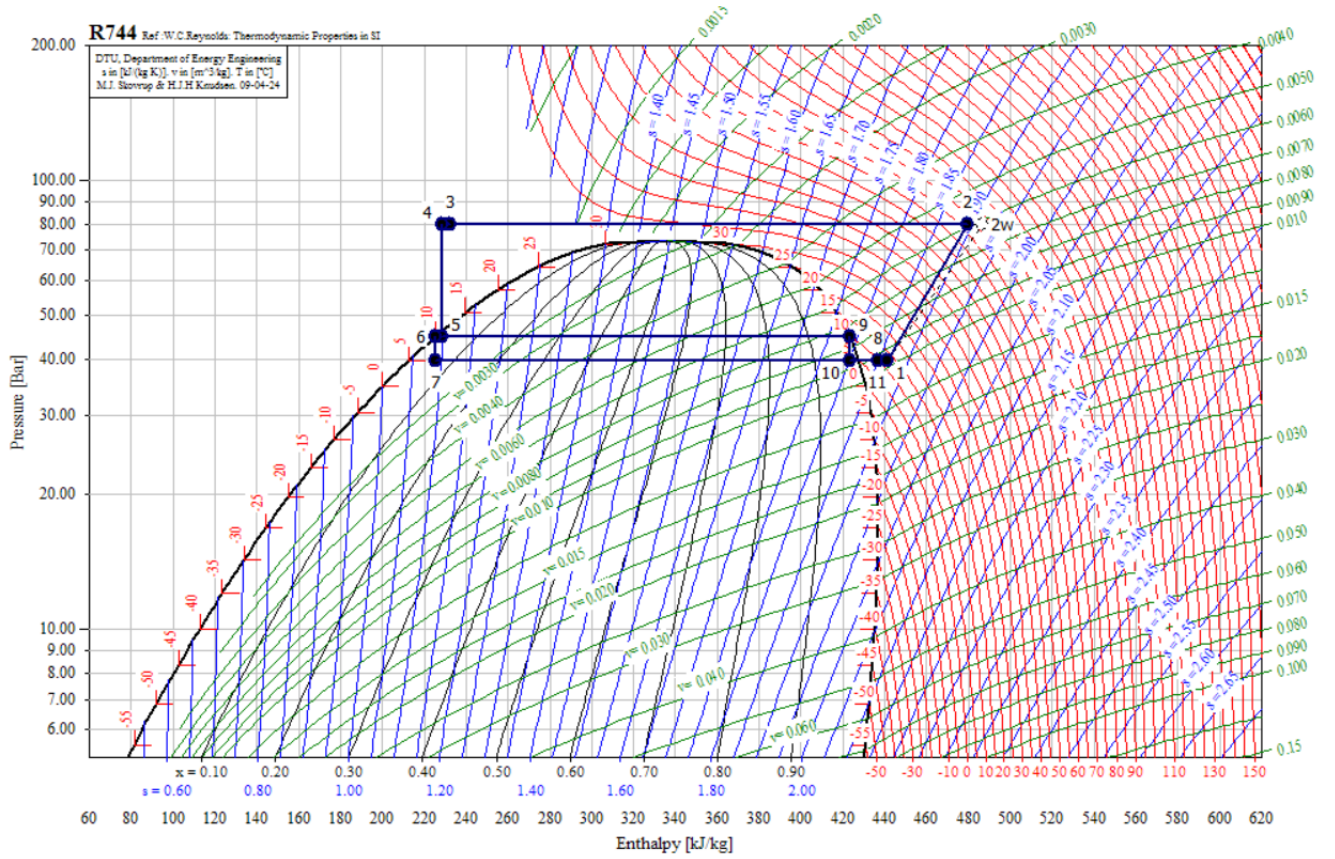
Fuente: Programa SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT

Tabla 22. Puntos iniciales de funcionamiento.

Punto	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	ρ [kg/m ³]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]
1	12,38	39,69	0,0096	104,0	441,1	1,86
2	72,67	80,00	0,0059	169,4	479,6	1,89
3	15,00	80,00	0,0012	869,5	232,6	1,10
4	13,38	80,00	0,0011	881,3	228,4	1,08
5	10,00	45,01	0,0013	800,0	228,4	1,10
6	10,00	45,01	0,0012	863,4	225,5	1,09
7	5,00	39,69	0,0016	633,2	225,5	1,09
8	10,00	39,69	0,0094	106,9	437,0	1,85
9	10,00	45,01	0,0074	134,6	423,3	1,79
10	5,00	39,69	0,0086	116,4	423,3	1,80
11	9,88	39,69	0,0093	107,1	436,8	1,85

Fuente: Programa SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT

Figura 40. Diagrama P-h.



Fuente: Programa SIMPLE CO₂ ONE STAGE PLANT

8. Resultados.

8.1. Simulaciones.

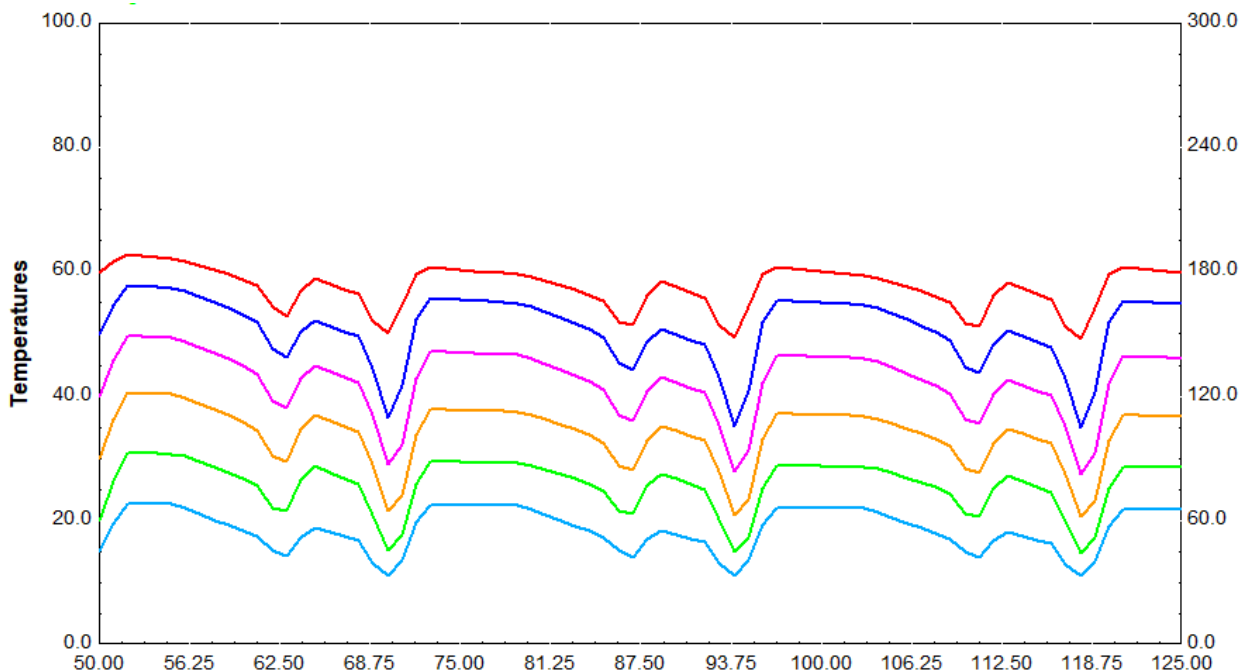
A continuación, se mostrarán las simulaciones de la instalación formada por todos los componentes descritos anteriormente. Se mostrarán las salidas de los componentes que se han considerado más interesantes para comprobar el correcto funcionamiento de la instalación y que la demanda de agua caliente sanitaria cumple con las especificaciones que se consideraron.

El tiempo de simulación para todos los casos será de un año. Sin embargo, y para poder apreciar mejor como varían las salidas, se mostrarán sólo unos pocos días ya que las variables varían del mismo modo a lo largo del tiempo.

8.1.1. Análisis del depósito de acumulación y de la demanda de agua caliente sanitaria.

Uno de los principales objetivos de este trabajo es la producción de agua caliente sanitaria a 60 °C. Para ello se ha utilizado un depósito estratificado en el que se tendrán temperaturas más altas en la parte superior (zona de consumo) que en la parte inferior (zona de alimentación de agua de red) para tener un consumo de agua caliente sanitaria mínimo. Se muestra a continuación como varía la temperatura dentro del depósito de acumulación.

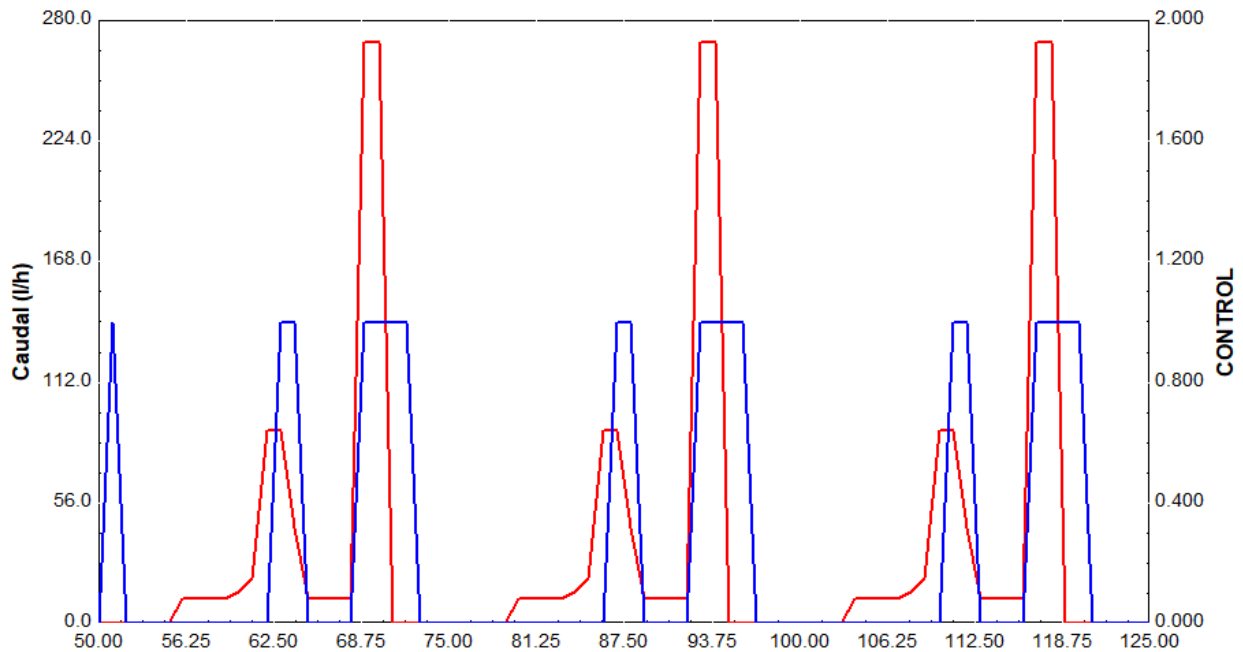
Figura 41. Evolución de la temperatura en el depósito acumulador.



Podemos observar como hay varios niveles de temperatura en el depósito, desde la temperatura máxima de consumo de agua caliente sanitaria a 60 °C hasta la temperatura de alimentación de agua hacia el gas cooler.

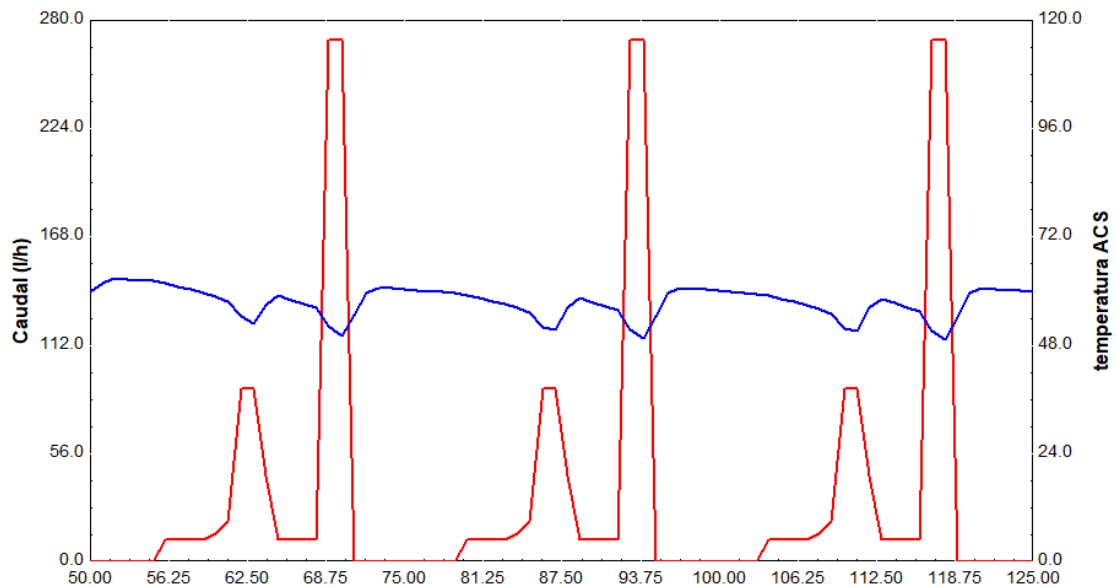
Anteriormente se describió el consumo diario de agua caliente sanitaria que iba a producir nuestra instalación. Para comprobar cómo afecta este consumo al tiempo de funcionamiento de la instalación y a la temperatura de consumo de agua caliente sanitaria se han representado conjuntamente estas variables.

Figura 42. Consumo de ACS y señal de control.



En la figura anterior podemos observar en rojo el consumo de agua caliente sanitaria y en azul la onda del sistema de control. El consumo de agua caliente sanitaria sigue el modelo descrito en apartados anteriores, teniendo un consumo medio al medio día y el mayor consumo al anochecer para simular el horario de las duchas. La onda del sistema de control está relacionada con este consumo ya que será necesario que la instalación empiece a funcionar cuando detecte que la temperatura de consumo disminuye del valor de consigna asignado. Se puede observar que el sistema empezará a funcionar sólo en las etapas de mayor consumo del día ya que es cuando se extraerá gran parte del agua caliente que dispone el depósito.

Figura 43. Consumo y temperatura ACS.

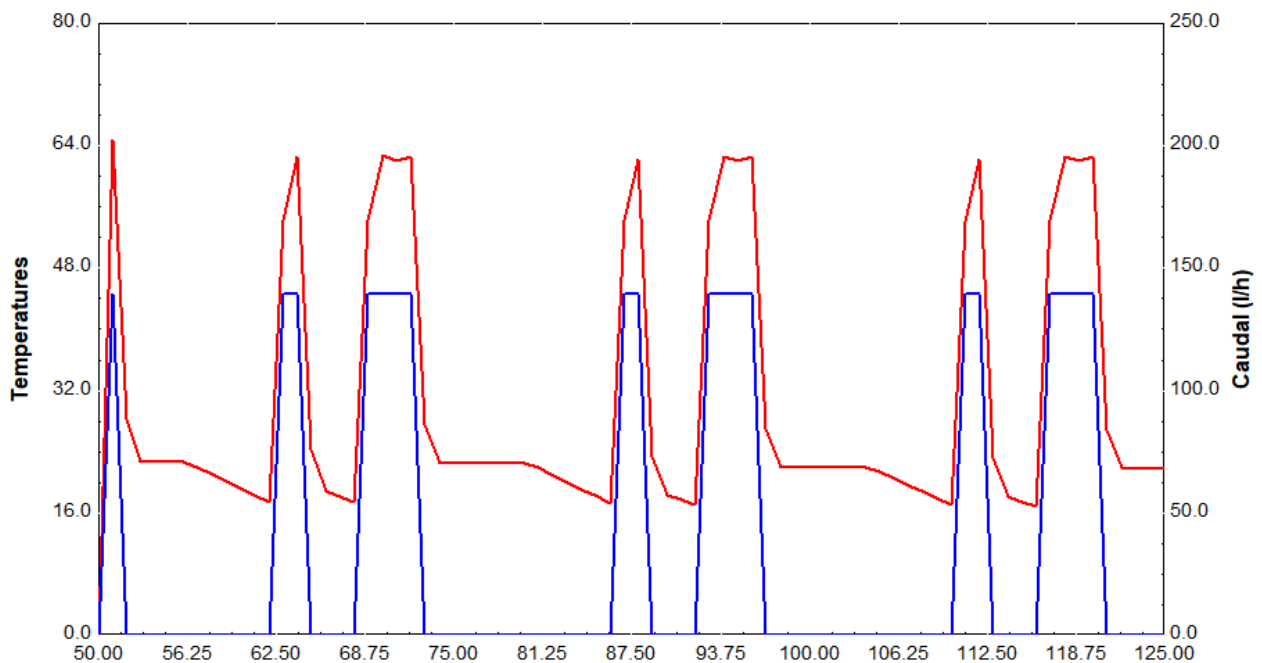


Representando el consumo de ACS con su temperatura se puede observar como en los picos de consumo se produce un descenso de la temperatura de salida, lo que indicará al sistema de control que tiene que poner en funcionamiento la instalación para mantener la temperatura de salida entre los dos valores asignados, apagándose este al sobrepasar la temperatura de 60°C.

8.1.3. Análisis del gas cooler.

Al igual que los demás componentes, el tiempo de funcionamiento del gas cooler será el mismo. Podemos apreciar en la siguiente figura que, al estar funcionando la instalación, el gas cooler calienta el agua procedente del depósito hasta aproximadamente 64°C (línea roja). Esta temperatura de salida es suficiente para conseguir una temperatura de consumo de 60°C como se ha visto en la representación de la temperatura de consumo de agua caliente sanitaria. El caudal (línea azul) que circula por el gas cooler viene impuesto por la bomba circuladora y se mantiene constante durante el tiempo de funcionamiento.

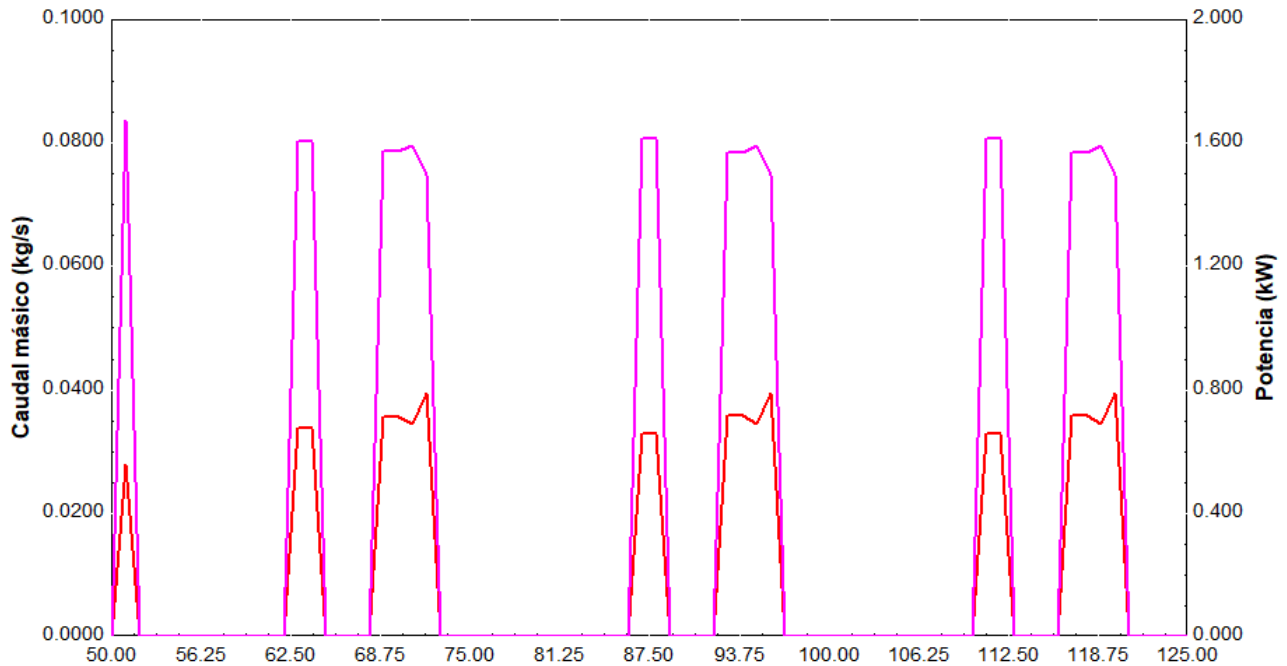
Figura 44. Temperatura y caudal de salida del gas cooler



8.1.2. Análisis del Compresor.

Uno de los componentes más importantes de la instalación es el compresor que nos proporcionará la potencia absorbida por él y que será fundamental para poder realizar la comparativa con la instalación solar convencional.

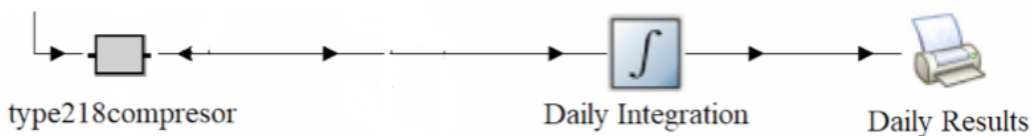
Figura 45. Caudal másico y potencia absorbida por el compresor.



El consumo de potencia por el compresor y el caudal másico que pasará por él vendrán dados cuando la instalación necesite calentar el agua del depósito de acumulación, alcanzándose una potencia media de 1,6 kW y 0,035 kg/s de caudal másico. Es por ello que el compresor no consumirá electricidad todo el tiempo, disminuyendo mucho el consumo diario de electricidad y por tanto las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Para calcular el consumo energético de la instalación en kWh utilizaremos un componente de Simulation Studio llamado integrador. Este componente tendrá como entrada la potencia absorbida por el compresor y seleccionando que el periodo de integración y de simulación sean iguales a un año, podremos obtener el consumo energético anual de la instalación.

Figura 46. Integrador para el cálculo del consumo energético anual.



Una vez hecha la simulación accedemos al documento donde se han realizado los cálculos, obteniendo un consumo energético anual de **3210 kWh**.

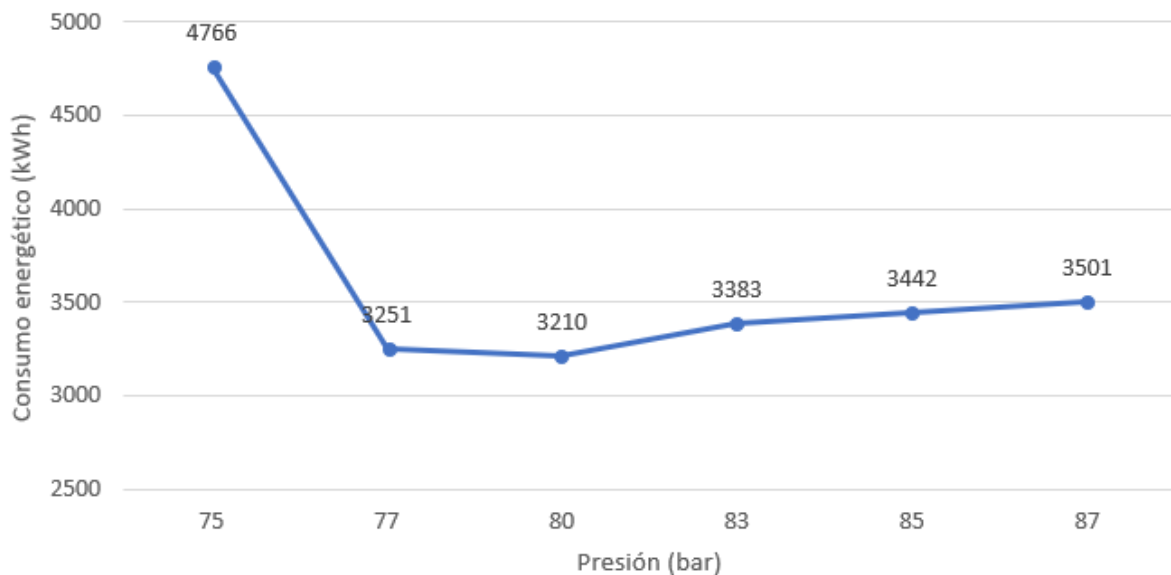
8.1.3. Influencia de la presión en el gas cooler con el consumo energético.

El consumo energético del compresor está influenciado por la presión en el gas cooler ya que cuando mayor sea esta presión, mayor será la potencia absorbida por el compresor al haber mayor salto de presiones. Sin embargo, al haber mayor potencia, el tiempo de funcionamiento disminuirá por lo que vamos a comprobar como varía el consumo energético con la presión en el gas cooler.

Tabla 23. Influencia de la presión en el consumo

Presión (bar)	Consumo energético (kWh)
75	4766
77	3251
80	3210
83	3383
85	3442
87	3501

Figura 47. Representación del consumo energético para diferentes presiones del gas cooler.



Podemos ver como hay un mínimo de consumo energético que podría estar cercano a los 80 bares. Para ese valor de presión (presión óptima) se tendría la potencia y el tiempo de funcionamiento con los que se conseguiría un consumo energético mínimo.

8.2. Comparación con el sistema convencional a base de colectores solares.

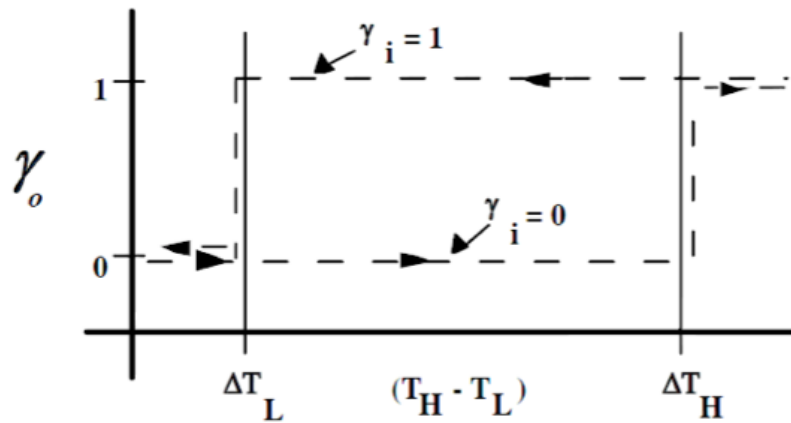
A continuación, se mostrarán las simulaciones realizadas para el sistema convencional a base de colectores solares para compararlo posteriormente con la instalación de bomba de calor en función del consumo energético anual.

El sistema solar contará con un sistema de apoyo a gas natural para cuando la energía solar no sea la suficiente para elevar la temperatura de salida hasta los 60°C. El sistema de control utilizado en el circuito solar sólo funcionará bajo unas condiciones. Estas condiciones dependen de la temperatura de salida de los colectores (T_H), la temperatura de entrada a los colectores (T_L) y dos bandas de temperatura, una superior y otra inferior que se explicarán a continuación. El sistema de control funcionará del siguiente modo:

- La temperatura de salida del colector nunca deberá de sobrepasar los 90°C pues a temperaturas superiores conseguiríamos la evaporación del agua y no es lo que buscamos.
- En el caso que el circuito solar no se encuentre en funcionamiento (señal de control =0):
 - Si la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada al colector ($T_H - T_L$) es mayor que la banda superior de temperatura, el circuito solar arrancará (señal de control =1) pues se considera que la temperatura de salida empieza a tomar un valor óptimo para poder calentar el agua del depósito.
 - Si la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada al colector ($T_H - T_L$) es menor que la banda superior de temperatura, el circuito solar permanecerá apagado (señal de control=0) pues no tenemos una temperatura de salida que se considere aceptable para poder calentar el agua del depósito.
- En el caso que el circuito solar se encuentre en funcionamiento (señal de control=1):
 - Si la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada al colector ($T_H - T_L$) es mayor que la banda inferior de temperatura, el circuito solar permanecerá encendido (señal de control=1) pues se considera que aún se tiene una temperatura de salida óptima para el calentamiento del agua.
 - Si la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada al colector ($T_H - T_L$) es menor que la banda inferior de temperatura, el circuito solar se apagará (señal de control =0) pues se considera que la temperatura de salida ya no es óptima para el calentamiento del agua.

En la siguiente figura podemos observar la representación del funcionamiento del sistema de control. Este modo de funcionamiento nos permite utilizar el circuito solar sólo cuando sea apreciable un aumento de temperatura, es decir, cuando sea de día, y mantenerlo apagado durante la noche.

Figura 48. Función de funcionamiento del sistema de control.

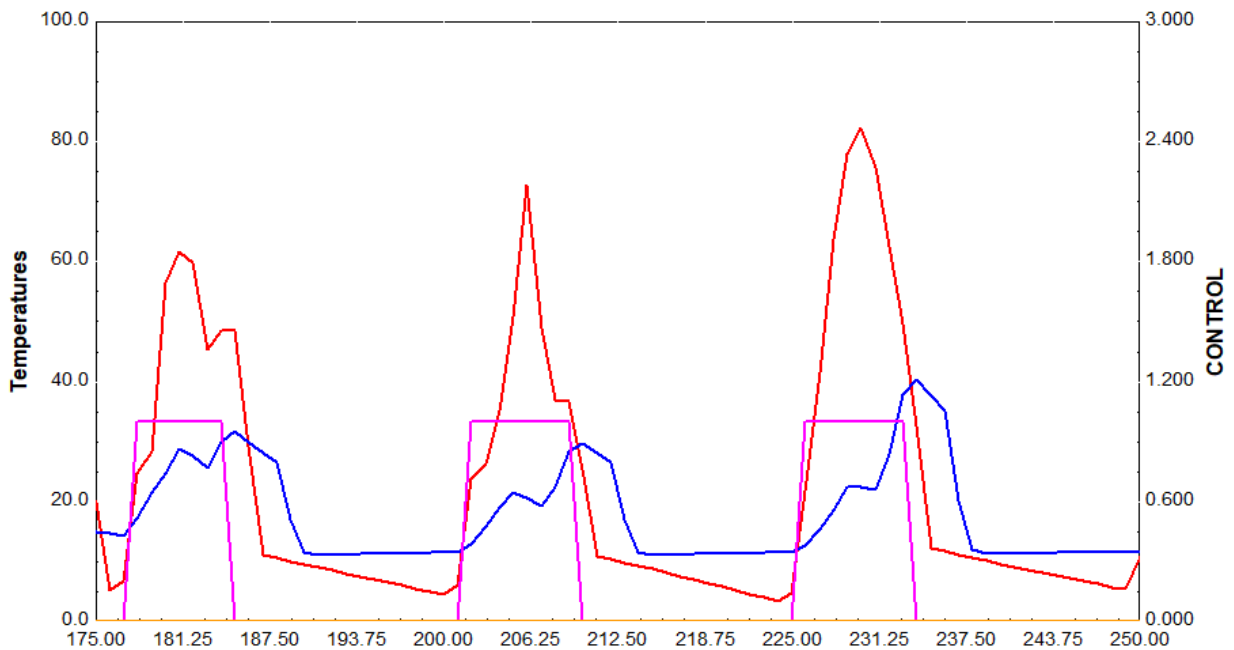


Fuente: Manual de TRNSYS.

8.2.1. Funcionamiento del circuito solar.

A continuación, se muestran los resultados de las temperaturas alcanzadas por el circuito solar además del tiempo de funcionamiento de este a través de la señal del sistema de control. Se ve a continuación la evolución durante tres días de la temperatura de salida del colector, la temperatura de entrada y la señal de control.

Figura 49. Funcionamiento del circuito solar.



Podemos observar la temperatura de salida del colector en rojo, la temperatura de entrada en azul y la señal de control en rosa. La temperatura de salida de los colectores durante los tres días mostrados alcanza un valor máximo por día superior de 60°C, suficiente para poder calentar el agua del depósito. Destacar que cada día la temperatura de salida de los colectores varía, obteniéndose unos días temperaturas medias como las mostradas y otros días temperaturas menores o incluso mayores que 90°C en los que el sistema de control parará el funcionamiento del circuito solar. Como podemos ver, el tiempo de funcionamiento de la

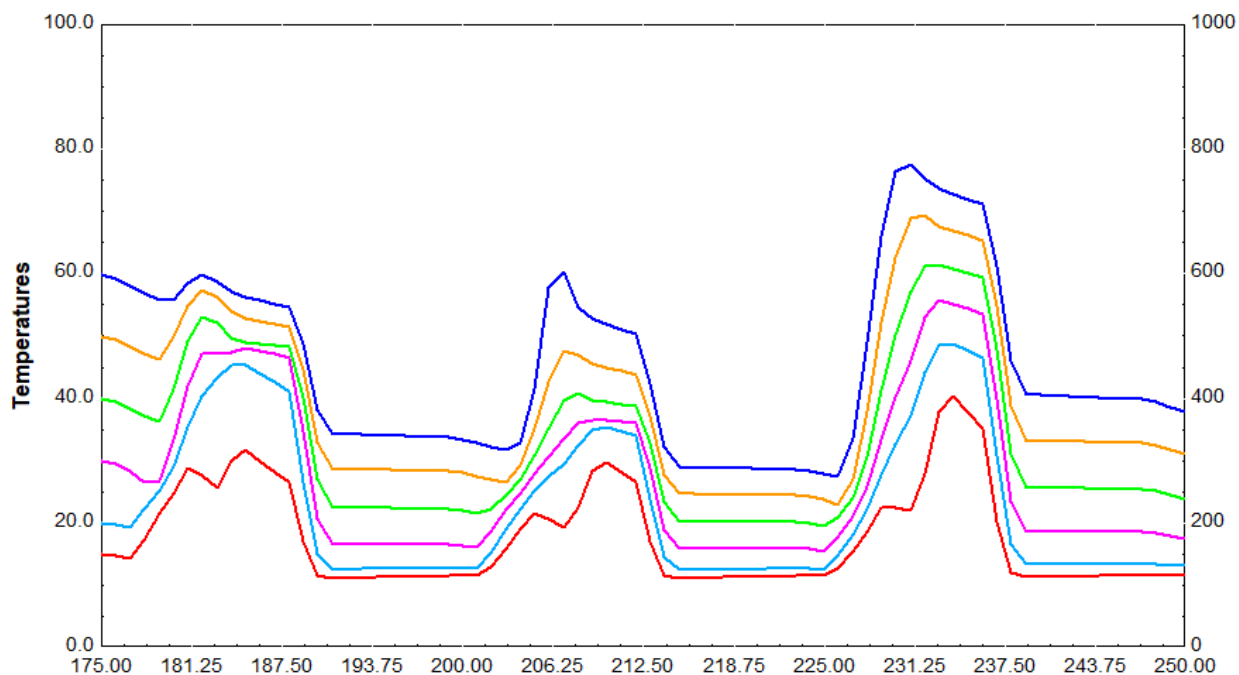
instalación viene dado cuando la temperatura de salida de los colectores es muy elevada y podemos aprovechar la energía solar para calentar el agua. Este espacio de tiempo indica cuando es de día.

En el momento que la temperatura empiece a disminuir (pasando la diferencia de temperaturas por debajo de la banda inferior de temperatura) significará que está anocheciendo, apagando el sistema de control y por tanto el circuito solar. Cuando vuelva a hacerse de día y la diferencia de temperaturas sobrepase a la banda superior de temperaturas, el sistema solar arrancará de nuevo.

8.2.2. Temperatura de consumo de agua caliente sanitaria.

El consumo de agua caliente sanitaria en la instalación solar convencional no se obtiene directamente del depósito como en la instalación de bomba de calor anterior, sino que se hace pasar por sistema de apoyo a gas natural para que en el caso que la temperatura sea inferior a 60°C se caliente hasta alcanzar este valor. Por esto mismo a la hora de analizar la temperatura del agua caliente sanitaria en la instalación solar se hará en dos puntos diferentes, a la entrada del sistema de apoyo y a la salida, para ver en qué momentos la instalación es autosuficiente con la energía solar y en cuales es necesario apoyo energético.

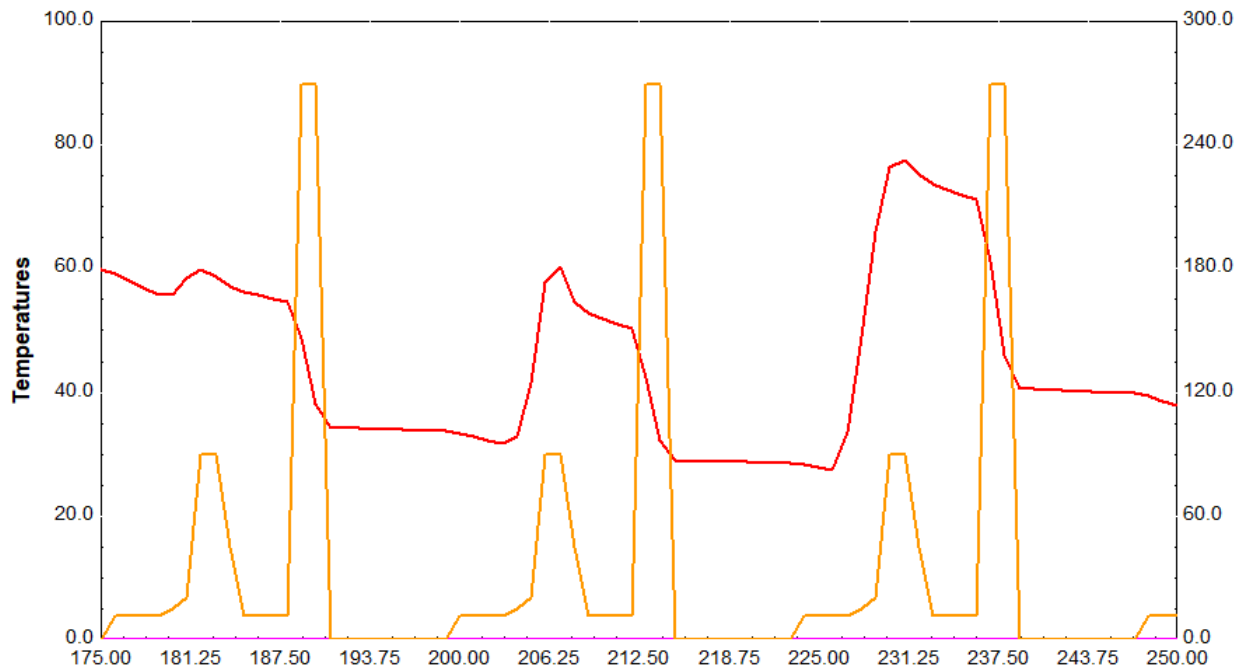
Figura 50. Temperatura en el depósito de acumulación.



En la figura mostrada podemos ver las diferentes temperaturas del agua presente en el depósito de acumulación, siendo la superior la entrada al sistema de apoyo. Es apreciable que la temperatura a la entrada del sistema de apoyo permanece por encima de los 60°C un gran periodo de tiempo gracias a la energía solar recibida. Sin embargo, al anochecer ya que no se recibe energía solar, la temperatura en el depósito disminuye.

Que no se reciba energía solar en ese tiempo no es la única causa de la disminución de temperatura en el depósito. Observando simultáneamente la temperatura de entrada al sistema de apoyo y el consumo de agua caliente sanitaria definido anteriormente vemos como la disminución de temperatura ocurre en las franjas horarias de mayor consumo de ACS.

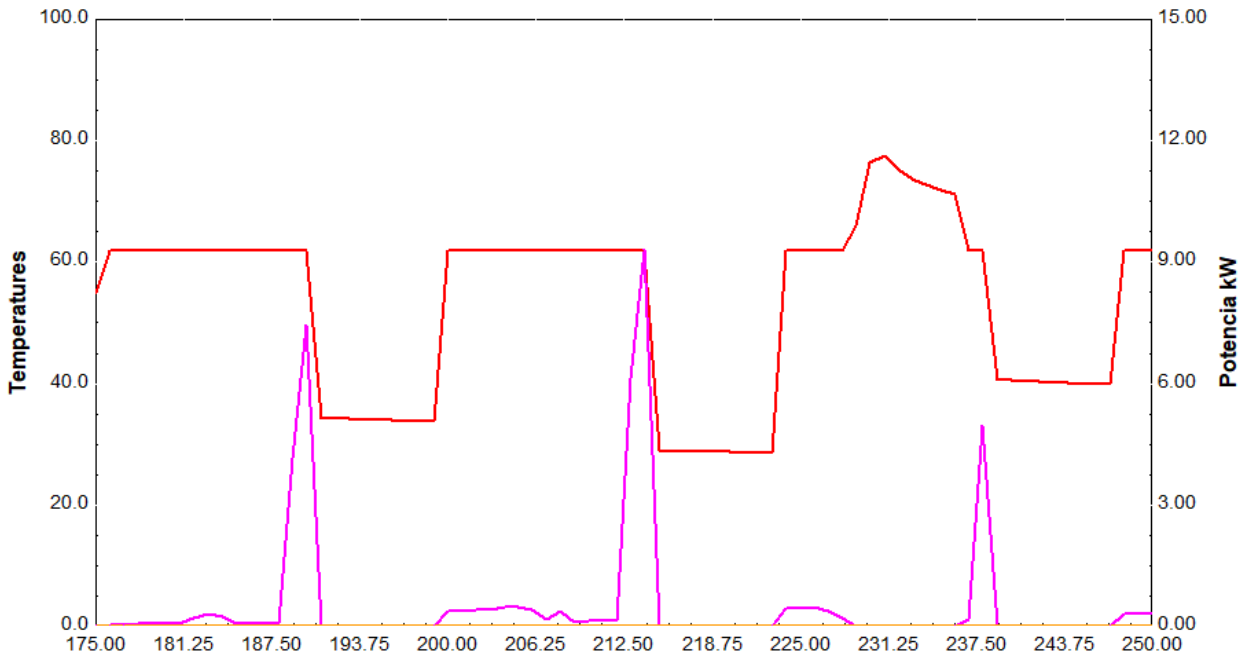
Figura 51. Temperatura de entrada al sistema de apoyo y consumo de ACS.



Fácilmente podemos comprender que al terminar el horario de consumo de ACS será de noche y por lo tanto la temperatura no aumentará hasta que vuelva a hacerse de día y se pasen los límites establecidos.

El siguiente punto de análisis será la temperatura a la salida del sistema de apoyo, que será la disponible para el consumo de ACS. Será bastante similar a la mostrada anteriormente pues mantendrá las partes de la onda en las que la temperatura sea superior a 60°C. Además, se mostrará conjuntamente con la potencia de apoyo (kW) para ver en qué momentos ha sido necesario el sistema de apoyo.

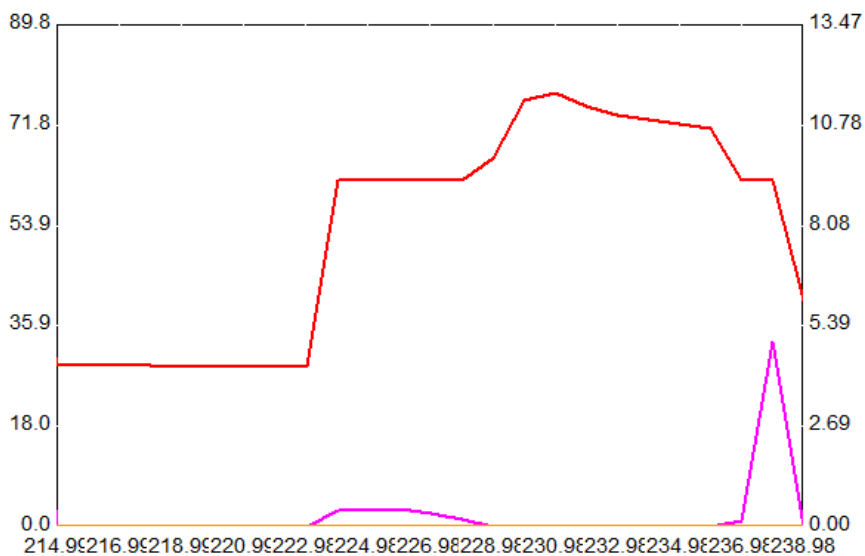
Figura 52. Temperatura de consumo de ACS y potencia consumida por el sistema de apoyo.



El sistema de apoyo se ha encargado de aumentar la temperatura hasta los 60°C en los momentos en que la temperatura era inferior. Se observa que en esos momentos la potencia aumenta, obteniéndose un pequeño valor al medio día ya que no es necesario calentar mucha cantidad de agua y un gran pico de potencia al anochecer por ser el momento de mayor consumo de agua caliente sanitaria.

También podemos apreciar como después de ese gran consumo la temperatura de salida no vuelve a los 60°C. Esto es debido a que al no haber consumo de agua caliente sanitaria durante esas horas no es posible realizar ese calentamiento hasta que vuelva a comenzar el horario al día siguiente. Al comenzar el siguiente horario no será necesaria una gran cantidad de potencia de apoyo pues la energía solar suministrará gran parte de la necesaria.

Figura 53. Ciclo diario de la temperatura para ACS y potencia del sistema de apoyo.



Para calcular el consumo energético del sistema de apoyo utilizaremos un integrador al igual que en el caso anterior. Para una simulación de un año de funcionamiento obtenemos un consumo energético de **6675 kWh**, bastante superior al obtenido en la instalación con la bomba de calor.

8.3. Estudio de impacto ambiental.

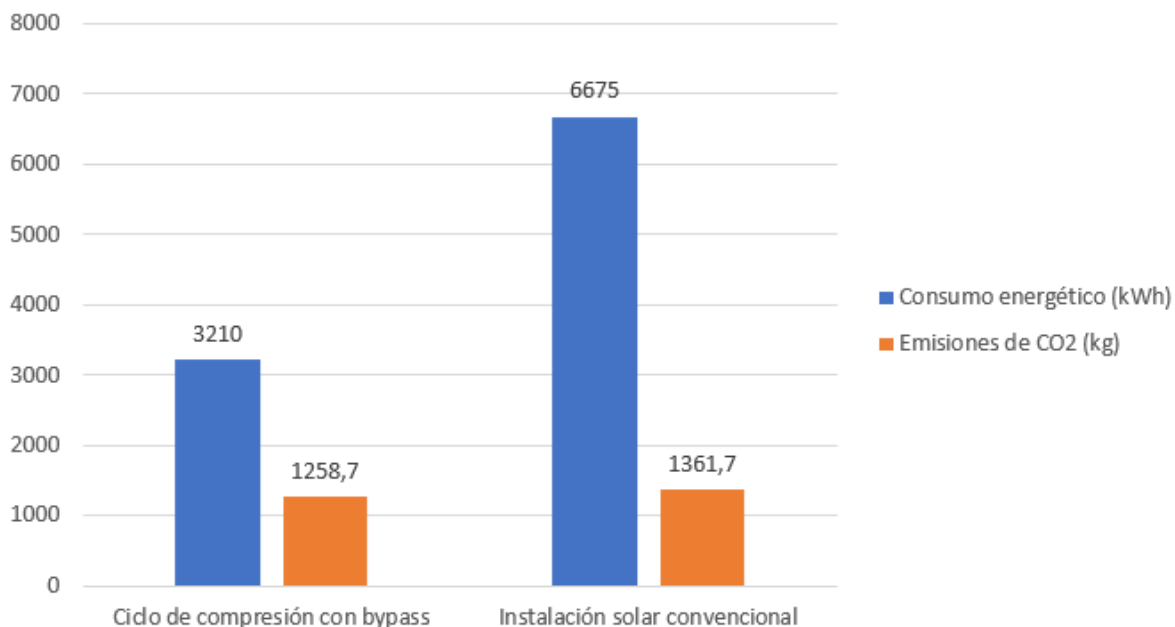
Para estimar el impacto ambiental que tienen ambas instalaciones se utiliza el número de emisiones de CO₂ a la atmósfera. Necesitaremos los factores de emisión, unos coeficientes que expresan los kilogramos de CO₂ generados por kWh de energía consumida. Estos factores se han obtenido del documento de factores de emisión de la Oficina Española de Cambio Climático (OECC)[13].

El compresor utilizará energía eléctrica mientras que el sistema de apoyo gas natural. Las emisiones para la energía eléctrica peninsular son de 0,392 kg/kWh y las del gas natural de 0,204 kg/kWh.

Tabla 24. Emisiones de CO₂ a la atmósfera.

	Consumo energético anual (kWh)	Factor de emisión (kgCO ₂ /kWh)	Emisiones de CO ₂ (kg)
Ciclo de compresión con bypass	3210	0,392	1258,32
Instalación solar convencional	6675	0,204	1361,7

Figura 54. Consumo energético y emisiones de CO₂ anuales.



Para la demanda de agua caliente sanitaria considerada se han obtenido unas emisiones de CO₂ bastante similares, siendo menor la de la bomba de calor por lo que cumpliríamos con lo establecido en la HE-4 del código técnico de la edificación al tener un consumo de energía no renovable y unas emisiones de CO₂ menores a los producidos por la instalación solar.

9. Conclusiones finales.

Se ha comprobado el correcto funcionamiento del modelo planteando para la bomba de calor agua-agua que utiliza CO₂ como refrigerante y que aprovecha la energía geotérmica para producir agua caliente sanitaria mediante las simulaciones planteadas. Se han obtenido resultados satisfactorios y dentro de los valores que se consideraron al diseñar la instalación, además de un menor consumo y emisiones de CO₂ a la atmósfera que la instalación convencional a base de colectores solares. Aunque el consumo energético de la bomba de calor ha sido bastante menor que el de la instalación solar, las emisiones de CO₂ eran muy próximas cumpliendo por poco lo establecido en la HE-4 del código técnico de la edificación. Esto es debido al elevado factor de emisión que tiene la energía eléctrica peninsular en comparación con la del gas natural por lo que en la actualidad nuestra instalación no podría trabajar a mayor potencia para generar una mayor demanda, sobrepasando posiblemente las emisiones de la instalación solar. Poco a poco se está reduciendo este factor de emisión al utilizar cada vez más la energía renovable para la generación de electricidad, lo que supondrá una importante mejora en el futuro para este tipo de instalaciones.

Se ha comprobado que la instalación es capaz de suministrar agua caliente sanitaria para la demanda considerada. La demanda y la capacidad del depósito de acumulación se consideraron en función de la capacidad calorífica de la instalación, comparándola con la de otros fabricantes y que depósitos recomiendan para dichas potencias por lo que tampoco podemos garantizar que esa sea la demanda óptima que podría satisfacer la instalación, posiblemente siendo necesario en futuros trabajos estimar cual podría ser la demanda óptima de la instalación teniendo en cuenta también el no sobrepasar las emisiones de CO₂ en comparación a la instalación solar.

Se ha aprovechado la energía almacenada en el subsuelo para calentar el refrigerante en el evaporador, disminuyendo de esta manera el salto de temperaturas y por tanto el consumo eléctrico del compresor, además de haber obtenido en las simulaciones un consumo mucho menor a una instalación a base de colectores solares. Aunque esto pueda suponer una ventaja, la elevada inversión que se necesitaría para los componentes de la bomba de calor y de la instalación geotérmica podría hacer que no fuera viable la propuesta, siendo interesante un estudio de viabilidad económica para comprobarlo.

Uno de los objetivos principales del presente trabajo ha sido el estudio analítico de la bomba de calor agua-agua que se encuentra disponible que en laboratorio de Frío y Calor que el Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos tiene en el ELDI, siendo de interés la comparación de los resultados obtenidos con los experimentales en futuros trabajos.

Referencias.

- [1] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR)-IDAE, *Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica*. 2010.
- [2] B. T. Austin and K. Sumathy, “Transcritical carbon dioxide heat pump systems : A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 4013–4029, 2011.
- [3] G. L. Trillo and V. R. Angullo, “Guía de la Energía Geotérmica,” *Univ. Politécnica Madrid*, p. 178, 2008.
- [4] S. Javed and J. Spitler, “Accuracy of borehole thermal resistance calculation methods for grouted single U-tube ground heat exchangers,” *Appl. Energy*, vol. 187, pp. 790–806, Feb. 2017.
- [5] G. Hellstrom, “Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems,” 1991.
- [6] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, “Heat transfer in automobile radiators of the tubular type,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 12, no. 1, pp. 3–22, Jan. 1985.
- [7] V. Gutierrez Caravaca and F. Illángómez, “Modelado de una bomba de calor agua/agua funcionando con CO₂.”
- [8] M. Pelegrin, J. R. García, and F. Illán Gómez, “Diseño e instrumentación de una bomba de calor funcionando con CO₂,” 2016.
- [9] P. Eslami-Nejad, M. Ouzzane, and Z. Aidoun, “Modeling of a two-phase CO₂-filled vertical borehole for geothermal heat pump applications,” *Appl. Energy*, vol. 114, pp. 611–620, 2014.
- [10] M. Li and A. C. K. Lai, “Review of analytical models for heat transfer by vertical ground heat exchangers (GHEs): A perspective of time and space scales,” *Appl. Energy*, vol. 151, pp. 178–191, 2015.
- [11] J. Sancho, J. Riesco, and C. Jiménez, “Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT,” *Minist. Agric. ...*, p. 162, 2012.
- [12] “Documento Básico de ahorro y energía,” vol. 2013, pp. 1–70, 2013.
- [13] Oficina Española de Cambio Climático, Factores de emisión .
- [14] Manual de TRNSYS.