

Proyecto Fin de Máster

Máster en Ingeniería Industrial

Caracterización, integración y evaluación del esquema de bomba de calor a gas

Autor: Juan Manuel Jiménez Melendo.

Tutores: José Sánchez Ramos y José Luis Molina Félix.

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



Proyecto Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Caracterización, integración y evaluación del esquema de bomba de calor a gas

Autor:
Juan Manuel Jiménez Melendo

Tutor:
José Sánchez Ramos
José Luis Molina Félix

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2022

Proyecto Fin de Máster: Caracterización, integración y evaluación del esquema de bomba de calor a gas

Autor: Juan Manuel Jiménez Melendo
Tutor: José Sánchez Ramos
José Luis Molina Félix

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal

A mi familia.

A mis maestros.

A Ana.

Resumen

En el presente trabajo se ha desarrollado un procedimiento simplificado para calcular las prestaciones de las demandas medias estacionales en todos aquellos sistemas hidrónicos que posean en sus esquemas una bomba de calor a gas. Para ello, se ha desarrollado una herramienta en Excel que simula de forma simplificada el comportamiento energético de edificios sujeto a condiciones climáticas concretas.

Abstract

In this work, a simplified procedure has been developed to calculate the performance of the average seasonal demands in all the hydronic systems that have a gas heat pump in their schemes. For this purpose, an Excel tool has been developed that simulates, in a simplified way, the energy behaviour of buildings subject to specific climatic conditions.

RESUMEN	I
ABSTRACT	I
ÍNDICE DE TABLAS	I
ÍNDICE DE FIGURAS	I
ÍNDICE DE GRÁFICAS	I
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 DESCARBONIZACIÓN DEL SECTOR DE LA EDIFICACIÓN	2
1.2 TAXONOMÍA VERDE	3
1.3 GAS	4
1.4 BOMBA DE CALOR CONVENCIONAL	10
1.4.1 <i>Mercado europeo</i>	11
1.4.2 <i>Ciclo y funcionamiento</i>	12
1.5 BOMBA DE CALOR A GAS (GEHP)	14
1.5.1 <i>Tipología de equipos</i>	17
2 METODOLOGÍA	21
2.1 MODELIZACIÓN	22
2.2 RESOLUCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	24
2.2.1 <i>Resolución del lazo de ACS</i>	25
2.2.2 <i>Resolución del resto de la instalación</i>	29
2.2.3 <i>Resolución de la GEHP</i>	33
2.2.4 <i>Curvas de comportamiento</i>	37
2.3 DIMENSIONADO DE EQUIPOS.....	43
2.3.1 <i>Dimensionado de la GEHP</i>	43
2.3.2 <i>Dimensionado de las calderas de apoyo</i>	44
2.3.3 <i>Dimensionado de la enfriadora</i>	45
2.3.4 <i>Dimensionado de las bombas de circulación</i>	45
2.3.5 <i>Dimensionado de los depósitos acumuladores</i>	46
2.4 CONTROL	46
3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD Y PRUEBAS AL EXCEL	49
3.1 MODO 2. PRODUCCIÓN ACS	49
3.1.1 <i>GEHP</i>	49
3.1.2 <i>Recuperación GEHP</i>	50
3.1.3 <i>Caldera 1</i>	50
3.1.4 <i>Depósito acumulación ACS</i>	52
3.1.5 <i>Depósito de inercia de la GEHP</i>	53
3.2 MODO 1. CALEFACCIÓN.....	54
3.2.1 <i>GEHP y caldera 2</i>	54
3.2.2 <i>Recuperación GEHP</i>	56
3.2.3 <i>Depósito acumulación ACS</i>	58
3.2.4 <i>Depósito de inercia de la GEHP</i>	59
3.2.5 <i>Recuperación GEHP y caldera 1 para cubrir la demanda ACS</i>	60
3.3 MODO 3. REFRIGERACIÓN.....	62
3.3.1 <i>GEHP y enfriadora</i>	62
3.3.2 <i>Depósito acumulación ACS</i>	64
3.3.3 <i>Depósito inercia GEHP para refrigeración</i>	64
3.3.4 <i>Recuperación GEHP y caldera 1 para cubrir la demanda de ACS</i>	65
4 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN	67
5 ANEXO	73
5.1 DATOS EXPERIMENTALES DE LAS CURVAS DE FUNCIONAMIENTO.....	73
5.2 ANÁLISIS DE LAZO DE ACS	77
5.2.1 <i>Sistema de ecuaciones</i>	77
5.2.2 <i>Análisis de ecuaciones e incógnitas</i>	81

5.3	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS.....	82
5.3.1	<i>Especificaciones técnicas GEHP.</i>	82
5.3.2	<i>Especificaciones técnicas caldera 1</i>	82
5.3.3	<i>Especificaciones técnicas caldera 2</i>	82
5.3.4	<i>Especificaciones técnicas enfriadora</i>	83
BIBLIOGRAFÍA.....		84

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. BOMBA DE CALOR A NIVEL EUROPEO.....	12
TABLA 2. BOMBA DE CALOR A NIVEL ESPAÑOL.	12
TABLA 4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEPÓSITO ACUMULADOR LAPESA.....	18
TABLA 3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS AISIN.	19
TABLA 5. ENTRADAS DE CADA UNIDAD	23
TABLA 6. PARÁMETROS DE CADA UNIDAD.	23
TABLA 7. SALIDAS DE CADA UNIDAD.	24
TABLA 8. ITERACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INICIAL DE ACS. MODO 2.	52
TABLA 9. ITERACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INICIAL DEPÓSITO 2. MODO 2.....	53
TABLA 10. ITERACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INICIAL DE ACS. MODO 1.	58
TABLA 11. ITERACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INICIAL DEPÓSITO 2. MODO 1.	60
TABLA 12. ITERACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INICIAL DEPÓSITO 2. MODO 3.....	64
TABLA 13. RENDIMIENTO MEDIO ESTACIONAL EN CALEFACCIÓN.	71
TABLA 14. RENDIMIENTO MEDIO ESTACIONAL EN REFRIGERACIÓN.	71
TABLA 15. RENOVABILIDAD ACS SEGÚN HE4.	71
TABLA 16. RENDIMIENTO MEDIO ESTACIONAL ACS.....	71
TABLA 17. MARCAS Y MODELOS GEHP.	73
TABLA 18. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE CALEFACCIÓN.	74
TABLA 19. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE CALEFACCIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	74
TABLA 20. COEFICIENTE DE LA CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE CALEFACCIÓN EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.	74
TABLA 21. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS.	74
TABLA 22. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.....	75
TABLA 23. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	75
TABLA 24. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	75
TABLA 25. COEFICIENTE DE LA CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.	75
TABLA 26. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	76
TABLA 27. COEFICIENTES DE LA CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.	76
TABLA 28. INCÓGNITAS EES.....	81
TABLA 29. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS GEHP.	82
TABLA 30. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS CALDERA 1.....	82
TABLA 31. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS CALDERA 2.....	82
TABLA 32. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ENFRIADORA.	83

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. IMPORTACIONES GAS NATURAL EN ESPAÑA EN 2020.	6
FIGURA 2. DIAGRAMA DE SANKEY DE LA ENERGÍA EN ESPAÑA EN 2020.	7
FIGURA 3. DIAGRAMA DE SANKEY DEL GAS EN ESPAÑA EN 2020.	7
FIGURA 4. CONSUMO FINAL DE ENERGÍA EN ESPAÑA EN 2020.	8
FIGURA 5. NATURALEZA DE LA ENERGÍA CONSUMIDA EN LOS HOGARES ESPAÑOLES EN 2020.	8
FIGURA 6. CONSUMO DE GAS NATURAL EN HOGARES DE LA UNIÓN EUROPEA EN 2020.	9
FIGURA 7. PRODUCCIÓN BRUTA DE CALOR EN LA UNIÓN EUROPA EN 2020.	9
FIGURA 8. SECTOR ENERGÉTICO DE LA UNIÓN EUROPEA EN 2020.	10
FIGURA 9. VENTAS BOMBA DE CALOR EN LA UNIÓN EUROPEA EN 2020.	11
FIGURA 10. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR.	13
FIGURA 11. BOMBA DE CIRCULACIÓN WILO.	18
FIGURA 12. ENFRIADORA CARRIER.	20
FIGURA 13. INTERCAMBIADOR DE CALOR LAPESA.	20
FIGURA 14. CALDERA A GAS FERROLI.	20
FIGURA 15. ESQUEMA UNIDADES.	21
FIGURA 16. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN.	24
FIGURA 17. ESQUEMA INSTALACIÓN MODO 2 PRODUCCIÓN ACS.	77

Índice de gráficas

GRÁFICA 1. CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE CALEFACCIÓN.	38
GRÁFICA 2. CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE CALEFACCIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	39
GRÁFICA 3. CURVA CORRECTORA EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.	39
GRÁFICA 4. CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	40
GRÁFICA 5. CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.	40
GRÁFICA 6. CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	41
GRÁFICA 7. CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	41
GRÁFICA 8. CURVA CORRECTORA DEL CONSUMO DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA PARCIAL.	42
GRÁFICA 9. CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA.	42
GRÁFICA 10. CURVA CORRECTORA DE LA CAPACIDAD DE RECUPERACIÓN DE ACS EN FUNCIÓN DEL FACTOR DE CARGA.	43
GRÁFICA 11. FUNCIONAMIENTO GEHP. MODO 2.	50
GRÁFICA 12. DEMANDA CUBIERTA POR RECUPERACIÓN GEHP. MODO 2.	51
GRÁFICA 13. DEMANDA ACS CUBIERTA POR LA CALDERA 1. MODO 2.	51
GRÁFICA 14. TEMPERATURA ACUMULACIÓN ACS. MODO 2.	52
GRÁFICA 15. TEMPERATURA ACUMULACIÓN ACS ITERACIÓN 1. MODO 2.	53
GRÁFICA 16. TEMPERATURA ACUMULACIÓN DEPÓSITO 2 Y ARRANQUE GEHP. MODO 2.	54
GRÁFICA 17. FUNCIONAMIENTO GEHP Y CALDERA 2. MODO 1.	56
GRÁFICA 18. ENERGÍA PRODUCIDA POR LA INSTALACIÓN. MODO 1.	56
GRÁFICA 19. TEMPERATURA ACUMULACIÓN ACS. MODO 1. SIMULACIÓN MODIFICADA.	57
GRÁFICA 20. TEMPERATURA CORRIENTE 28. MODO 1. SIMULACIÓN MODIFICADA.	58
GRÁFICA 21. TEMPERATURA CORRIENTE 24 Y 28. MODO 1. SIMULACIÓN MODIFICADA.	58
GRÁFICA 22. TEMPERATURA ACUMULACIÓN ACS. MODO 1.	59
GRÁFICA 23. TEMPERATURA ACUMULACIÓN ACS ITERACIÓN 1. MODO 1.	59
GRÁFICA 24. TEMPERATURA ACUMULACIÓN DEPÓSITO 2 Y DEMANDA DE CALEFACCIÓN. MODO 1.	60
GRÁFICA 25. RECUPERACIÓN GEHP Y CALDERA 1. MODO 1.	61
GRÁFICA 26. FUNCIONAMIENTO GEHP. MODO 3.	63
GRÁFICA 27. ARRANQUE ENFRIADORA. MODO 3.	63
GRÁFICA 28. TEMPERATURA ACUMULACIÓN ACS. MODO 3.	64
GRÁFICA 29. TEMPERATURA ACUMULACIÓN DEPÓSITO INERCIA GEHP. MODO 1.	65
GRÁFICA 30. RECUPERACIÓN GEHP Y CALDERA 1. MODO 3.	65
GRÁFICA 31. PORCENTAJE DEMANDA ACS CUBIERTA. MODO 3.	66
GRÁFICA 32. DEMANDA ACS NO CUBIERTA. MODO 3.	66
GRÁFICA 33. FACTOR DE DISEÑO GEHP EN CALOR.	68
GRÁFICA 34. FACTOR DE DISEÑO GEHP EN CALOR. CALDERA OPERANDO A 60°C.	68
GRÁFICA 35. FACTOR DE DISEÑO GEHP EN CALOR. CALDERA OPERANDO A 45°C.	69
GRÁFICA 36. FACTOR DE DISEÑO GEHP EN FRÍO.	69
GRÁFICA 37. FACTOR DE DISEÑO GEHP EN FRÍO. CALDERA OPERANDO 60°C.	70
GRÁFICA 38. FACTOR DE DISEÑO GEHP EN FRÍO. ENFRIADORA OPERANDO A 7°C.	70

1 INTRODUCCIÓN

Entre las razones que ha llevado a realizar este trabajo fin de máster se encuentra, fundamentalmente, la urgencia del cambio climático y de la situación del calentamiento global. La Tierra se está calentando a un ritmo sin precedentes en la historia conocida de nuestro planeta. El último informe del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC) establece claramente que la Tierra ya se ha calentado una media de 1°C en comparación con los niveles preindustriales, y que el calentamiento global alcanzará sin duda al menos 1.5°C en 2030 debido a las actividades humanas. Un flujo constante de nueva ciencia e información nos dice cada día lo urgente que es la situación, y cómo el calentamiento global ya se ha convertido en una realidad.

Si se recurre al registro histórico de temperaturas, se observa que julio de 2019 fue el mes más cálido registrado en la Tierra. Siguió a junio de 2019, que fue el junio más cálido jamás medido a nivel mundial. Respecto al deshielo, se ha registrado que la capa de hielo de Groenlandia batió récords el 1 de agosto de 2019 al perder más volumen de agua en 1 día que en cualquier otro día desde que se iniciaron los registros en 1950, arrojando 12,500 millones de toneladas de agua al mar. Este acontecimiento extremo no es más que una manifestación de la constante disminución de la extensión del hielo marino del Ártico, con una tasa del 7.3% cada década. En el círculo polar ártico, las temperaturas, casi 10°C superiores a la media de 1980-2010, han provocado incendios forestales sin precedentes en amplias zonas de Siberia, liberando 50 Mt de CO₂ solo en junio de 2019.

A pesar de que la evaluación de la situación global es ya clara y consensuada, no se están implementando suficientes acciones para contrarrestar el calentamiento global y disminuir el ritmo de emisiones debido a las actividades de la humanidad. Como prueba de la concienciación global sobre este asunto, numerosas jurisdicciones han declarado oficialmente la emergencia climática. Reconocer el problema representa un primer paso, sin embargo los órganos de gobierno no deben detenerse ahí, y realmente poner en marcha políticas para mitigar la crisis climática y sus efectos en el planeta.

Para evitar un calentamiento global superior a 1.5 °C y las consecuencias catastróficas relacionadas con un cambio climático tan importante, se necesita urgentemente una inflexión de la curva de emisiones de origen humano. El reconocimiento del fenómeno climático se ha retrasado durante décadas debido a contrafuerzas como los grupos de presión, las industrias y la política. Ahora queda poco tiempo para actuar y evitar llegar al punto de inflexión que cambiaría por completo el clima de la Tierra. Por ello, las emisiones deben reducirse drásticamente en un futuro muy próximo. Sin embargo, las predicciones actuales prevén un aumento constante de las emisiones globales, aunque probablemente, si se toman medidas efectivas el aumento de las emisiones se puede producir a un ritmo menor.

Se han realizado numerosas investigaciones recientemente en el campo del cambio climático. La gran mayoría de estos estudios apuntan que el aumento de temperatura esperado en los próximos años provocará que el consumo de energía mundial de refrigeración del sector residencial aumentará hasta 34% en 2050 y un 61% en 2100, siendo este último porcentaje superior en zonas mediterráneas. En dicha línea, la utilización de técnicas naturales (NTC) en el acondicionamiento

de edificios está llamando la atención debido al creciente interés en el ahorro de energía y la protección del medio ambiente.

Aunque las políticas actuales son claramente poco ambiciosas en cuanto a la mitigación del cambio climático, se están tomando varias iniciativas en la buena dirección. A nivel mundial, el acuerdo de París acordado al final de la conferencia COP21 de 2015 permitió esbozar un plan global de acciones a nivel internacional. Sin embargo, el texto no era vinculante y, lamentablemente, los Estados Unidos se retiraron del acuerdo posteriormente. A nivel europeo, la Comisión ha puesto en marcha su último paquete de medidas sobre energía a mediados de 2019. Denominado "Energía limpia para todos los europeos", este paquete contiene los objetivos de la Unión Europea para 2030: reducción del 40% de las emisiones de gases de efecto invernadero, 32% de energías renovables en el consumo energético y 32,5% de eficiencia energética. Los Estados miembros deben incorporar estos objetivos a su legislación nacional en los próximos 1 o 2 años.

Las energías renovables están llamadas a jugar un papel cada vez más importante dentro del sistema energético actual. Las deficiencias y desequilibrios que presenta este sistema energético han propiciado el desarrollo, por parte de la Comisión Europea, de las políticas comunitarias destinadas a la reducción del consumo de energía. Los esfuerzos para reducir el uso de combustibles fósiles y las emisiones de gases de efecto invernadero, relacionados con la generación de electricidad, han propiciado un rápido desarrollo de las energías renovables. Según informes emitidos por la Agencia Internacional de la Energía, en los próximos cinco años la capacidad total mundial de energías renovables crecerá un 50%.

Las energías renovables no son la única herramienta que se están usando para lograr el objetivo de la Unión Europea de luchar contra el cambio climático, y por ende, de neutralizar las emisiones de carbono. Para ello, numerosas investigaciones se centran en la mejora de la eficiencia energética de los edificios, así como la gestión e integración de recursos energéticos naturales para el acondicionamiento de espacios.

Debido a ello, surge el concepto de edificio de demanda de energía nula, cuyo acrónimo es ZEB, que se define como aquellos edificios con balance energético nulo, en otras palabras, la generación de energía compensa al consumo de dicho edificio. La apuesta por este tipo de edificios podría mitigar problemas económicos y medioambientales, tales como las emisiones de CO₂ y la dependencia de fuentes de energía fósiles. En un futuro se aspira a que basándose en la tecnología solar, tanto solar térmica como fotovoltaica se pueda cumplir este hito, ya que es una de las tecnologías con más potencial a la hora de aumentar la autosuficiencia energética de las viviendas. En la actualidad, numerosas investigaciones están centradas en la combinación de las soluciones fotovoltaicas con bombas de calor a gas. Ya que las bombas de calor están consideradas como de las tecnologías de cogeneración, por lo que fomenta la consecución de dicho objetivo.

1.1 Descarbonización del sector de la edificación

La descarbonización del sector de la edificación es prioritaria para la lucha contra el cambio climático y, para conseguirla, la bomba de calor se presenta como la forma más eficiente y menos contaminante de suministrar calefacción, refrigeración, agua caliente y sanitaria a los edificios. La bomba de calor tiene un menor coste de inversión, reduce más el consumo de energía (en kWh), reduce más el gasto en calefacción (en euros), en las emisiones de CO₂ y contribuye más al objetivo de producción renovable que las tecnologías convencionales para la producción de calor o frío. Una de sus principales características es su elevada eficiencia, cercana al 200-300% en

climas fríos y que incluso puede alcanzar valores de 300-400% en climas templados. Por lo tanto, la bomba de calor es una solución que incorpora una tecnología madura y eficiente, que utiliza energía procedente de fuentes renovables, y que contribuye, por tanto, al cumplimiento del objetivo de renovables sobre el consumo energético total.

El compromiso y apuesta de la Unión Europea por la descarbonización de la economía para 2050 implica a todos los sectores de nuestra economía. El sector de la edificación es sin duda un sector clave en la necesaria transición energética y en la lucha contra el cambio climático. Esto se debe a que los edificios son responsables del 40% del consumo energético de la UE y del 36% de las emisiones de gases de efecto invernadero. La refrigeración es el uso final de la energía que más crece en los edificios, en concreto, la demanda de refrigeración se ha triplicado con creces desde 1990 hasta 2020, alcanzando los 2000 TWh de electricidad el año 2020. Por ello, la reducción del consumo de energía y el uso de energía procedente de fuentes renovables en el sector de la edificación constituyen una parte importante de las medidas necesarias para reducir la dependencia energética de la Unión y las emisiones de gases de efecto invernadero establecido para 2050.

Las ciudades tienen un papel muy importante en este asunto, ya que consumen el 40% de la energía final. Las ciudades presentan un elevado consumo energético y además, están experimentando un constante aumento de la demanda eléctrica. Esto provoca que para satisfacer la demanda eléctrica se desmantelen las grandes centrales eléctricas alimentadas con combustibles fósiles y se incorporen las centrales de energía renovable. Cabe destacar que el sector de la edificación consume el 60 % de la energía consumida en las ciudades.

1.2 Taxonomía verde

La Comisión Europea ha aprobado finalmente el reglamento sobre la llamada Taxonomía Verde en la que ha decidido incluir las centrales eléctricas de gas y nucleares como un medio de transición a una economía descarbonizada. Los expertos de la Comisión justifican este paso por la necesidad de atraer las grandes inversiones del sector privado, que, unido al sector público, reúnan las inversiones necesarias para conseguir proyectos en materia de lucha contra el cambio climático. Uno de los principales hechos que se ha tenido en cuenta es que la energía procedente de fuentes renovables no es capaz de garantizar el suministro de electricidad necesario sin el respaldo de las centrales eléctricas nucleares y de gas. Cabe destacar que se mantienen intactos los objetivos actuales de reducción de emisiones.

Entre los países que se encuentran a favor de esta medida destacan Francia, que depende de la energía nuclear, Alemania, que se opone a la nuclear pero que depende del gas. Por otro lado, países como España y Austria se oponen a dicha medida. La Comisión insiste en que incluirlas en la taxonomía no les concede una etiqueta verde ya que no son neutrales ni renovables, sino que se usan como herramientas de transición y quedan sometidas a requisitos técnicos muy estrictos, pero alcanzables.

Con respecto a los requisitos técnicos, las centrales nucleares de nueva planta deben obtener un permiso de construcción antes de 2045 y deben mostrar planes detallados para tener en 2050 una instalación de almacenamiento a gran profundidad de los residuos radiactivos de alto nivel. Además, se prevé posible que los combustibles tolerantes a accidentes estén completamente desarrollados antes de 2025. Finlandia sería el país que más ha progresado en este tema.

Por lo que respecta al gas, las nuevas instalaciones deben reemplazar una central eléctrica de carbón ya existente y estar construidas antes del 31 de diciembre de 2030. Además, deben estar

diseñadas para funcionar posteriormente al 100% con combustibles renovables o bajos en carbono antes del 31 de diciembre de 2035 y durante su vida útil deben lograr una reducción de las emisiones de al menos un 55 % respecto a la central que han sustituido. Estableciéndose que el límite de las emisiones directas debe ser inferiores a 270 gramos de CO₂ por kilovatio. Por último, se ha introducido un obligatorio aumento de la transparencia en todas las etapas de dicho proceso, con esta medida se pretende atraer inversores.

La propuesta de taxonomía ya definitiva con la inclusión del gas y nuclear se presenta ante el Parlamento Europeo y al Consejo Europeo donde están representados los estados miembros, que tienen cuatro meses para analizarla. No pueden hacer cambios a la propuesta y solo pueden decidir rechazarla en caso de que formen una mayoría de al menos 20 países y que sume el 65% de la población, lo que parece muy improbable. Tanto el Consejo como el Parlamento Europeo podrían pedir dos meses adicionales de tiempo de análisis, pero se da por hecho que sería muy difícil que esta propuesta sea derrotada. Es importante resaltar que, la decisión de la comisión no representa ninguna política energética europea, es decir, cada país puede decidir qué mix energético usa, y si quiere usar estas energías citadas anteriormente, tal y como afirmó la comisaria de Servicios Financieros.

1.3 Gas

El gas natural es el combustible fósil de combustión más limpia y de más rápido crecimiento, y actualmente representa una cuarta parte de la generación mundial de electricidad. El gas presenta menores emisiones de CO y de partículas sólidas, así como emisiones de CO₂, por lo que fomenta la mejora de la calidad de aire de nuestras ciudades, y tiene un papel importante en la transición energética.

Aunque la quema de gas natural emite gases de efecto invernadero, contribuye con mucho menos CO₂ y contaminantes atmosféricos que muchos de los combustibles a los que está sustituyendo cada vez más, especialmente el carbón. El uso del gas natural creció rápidamente en la última década, representando casi un tercio del crecimiento total de la demanda energética, más que cualquier otro combustible fósil. Se prevé que su uso en los próximos años siga creciendo con fuerza en todos los escenarios estudiados por la AIE, con fuertes divergencias posteriores.

La capacidad para ser suministrado a través de gasoductos o licuado y ser enviado por barco, así como la capacidad de las centrales eléctricas de gas para encenderse y apagarse rápidamente, permiten que el gas natural responda a las fluctuaciones de la demanda, tanto estacionales como a corto plazo, y que sirva de respaldo al creciente uso de energías renovables variables, como la eólica y la eléctrica. Sin embargo, en el marco de los esfuerzos mundiales por alcanzar las emisiones netas cero, se prevé que el uso del gas natural se vea presionado en algunos países.

El mercado del gas natural está cada vez más globalizado, impulsado por la disponibilidad de Shale gas y el aumento de los suministros de gas natural licuado comercializable. El crecimiento del comercio de gas, así como el abandono de los contratos a largo plazo para pasar a la fijación de precios al contado en muchos mercados, ha creado una mayor interconexión entre los mercados, y las perturbaciones de la demanda o la oferta en una región tienen ahora repercusiones mundiales, tanto en los precios del gas como de la electricidad.

Las razones por las que el sistema gasista mundial está sometido a una gran presión, y los precios hayan alcanzado máximos históricos son la seguridad del suministro del gas, la menor disponibilidad de gas natural licuado (GNL) y graves fenómenos meteorológicos.

El año gasístico 2021-2022 se abrió el 1 de octubre con unos precios al contado del gas récord en Europa y Asia y con unos niveles de existencias de almacenamiento inferiores a la media para la próxima temporada de calefacción. El endurecimiento de los mercados de gas en los últimos meses es el resultado de la combinación de un fuerte crecimiento de la demanda a medida que las economías se recuperan de los cierres de 2020, una sucesión de episodios meteorológicos extremos que han generado un consumo adicional de gas, y un suministro más ajustado de lo previsto, ya que una serie de cortes obstaculizaron la producción de gas y la capacidad de exportación.

Los elevados precios del gas natural también han tenido un efecto dominó en los mercados de la electricidad, haciendo subir los precios e impulsando la sustitución de combustibles a favor del carbón y el petróleo, lo que también repercute en el aumento de las emisiones de CO₂ y la contaminación local.

Por otro lado, el invierno frío y el verano seco ejercen una enorme presión sobre el sistema de suministro de gas. Un claro ejemplo es lo ocurrido en Asia y Norte América en 2021. El invierno de 2021 en el noroeste de Asia fue muy frío, lo que provocó una escasez localizada de combustible y una subida sin precedentes de los precios del GNL al contado, esto se vio incrementado debido a la poca disponibilidad de GNL. También se registraron temperaturas muy bajas en Norte América, lo que provocaron varios cortes de electricidad en estados claves del suministro de gas, como es Texas, siendo el mayor estado productor de gas de EE.UU, y en el que este combustible desempeña un papel preponderante en la generación de electricidad.

Esta sucesión de acontecimientos pone de manifiesto la interdependencia entre el gas natural y la seguridad del suministro eléctrico, un vínculo que parece ser más fuerte que nunca. La capacidad de almacenamiento subterráneo de gas desempeñó un papel fundamental a la hora de proporcionar flexibilidad entre regiones durante la ola de frío, satisfaciendo las necesidades adicionales de Europa y permitiendo al mismo tiempo el arbitraje de cargamentos de GNL a Asia. Este episodio también puso de manifiesto la falta de capacidad de almacenamiento en los principales mercados asiáticos y su consiguiente dependencia de la flexibilidad importada. Debido a esto, se han anunciado medidas adicionales para mejorar el desarrollo y la gestión del almacenamiento en Japón, Corea y China.

El comercio de GNL flexible fue un factor clave para ajustarse al fuerte descenso de la demanda y la recuperación en 2020. La actividad de contratación de GNL se redujo casi un 30% interanual en 2020 (o un 45% en comparación con su pico de 2018), mientras que la actividad durante 2021 hasta la fecha muestra cierto potencial de recuperación pero es cierto que se recupera lentamente. La transición a los gases de baja emisión de carbono plantea nuevos retos en materia de seguridad del suministro. Alcanzar el objetivo de cero emisiones netas en 2050 implica el despliegue extensivo de gases de baja emisión de carbono para descarbonizar el sistema de gas actual. Este despliegue debe estar respaldado por políticas promulgadas a corto y medio plazo para preparar una transición tan masiva para los sistemas de gas y la industria. En este sentido, los responsables políticos deben tener en cuenta los nuevos retos en materia de seguridad del suministro que probablemente surjan en esta transición.

Por último, con respecto al comercio de gas español, en la Figura 1 se muestra los diez países de los que España importa gas natural. A continuación, se observa que Argelia es el principal país del que España importa gas natural, con 380 GCV. El segundo país más relevante es Estados Unidos, con 205 GCV.

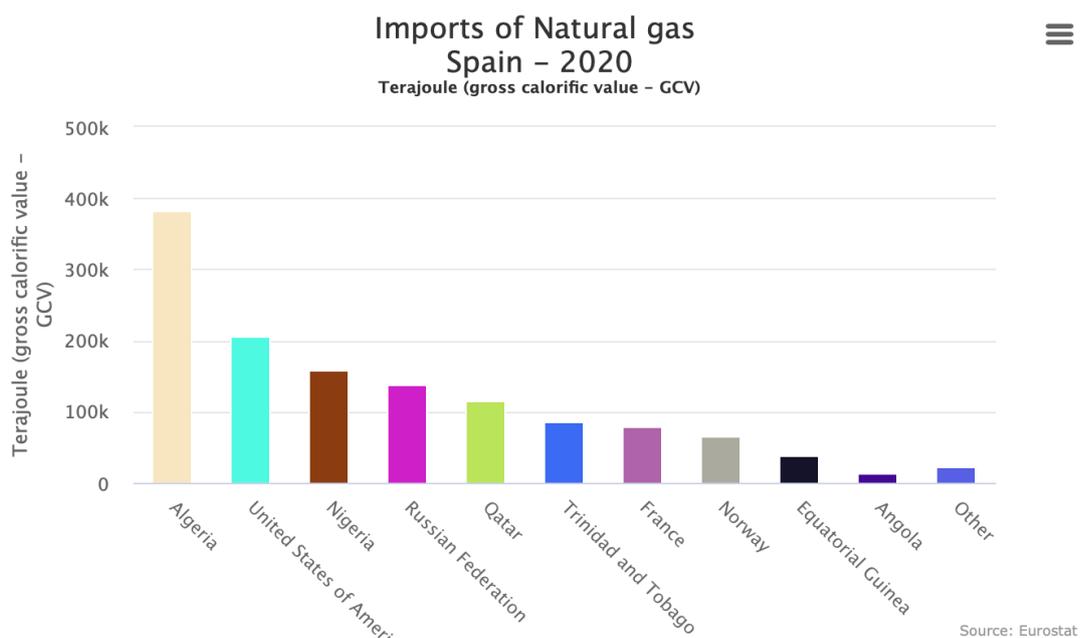


Figura 1. Importaciones Gas Natural en España en 2020.

A continuación, la Figura 2 proporciona una visión general de los principales flujos de energía y de cómo contribuyen al balance energético global de ESPAÑA EN 2020. Cabe destacar que las unidades son toneladas equivalente de petróleo (KTOE). A continuación, se procede a explicar el significado de los siguientes nodos:

- Final Consumption. El consumo final es la suma del consumo final no energético y del consumo final energético. Siendo el consumo final no energético aquellos combustibles utilizados con fines no energéticos.
- Consumption of the energy branch. El consumo de la rama energética es la energía consumida para el funcionamiento de las instalaciones de producción y transformación de energía, que abarca el consumo de energía de producción propia y de energía adquirida por los productores de energía y transformadores de energía para el funcionamiento de sus instalaciones.
- Statistical Difference. La diferencia estadística del flujo de salida representa la diferencia estadística positiva, es decir, la diferencia positiva entre la energía disponible para el consumo final y el consumo final.
- Distribution and transmission losses. Las pérdidas de distribución y transmisión incluyen, por ejemplo, las pérdidas de energía debidas al transporte o la distribución de electricidad, calor o gas, así como las pérdidas en las tuberías.
- International aviation. La aviación internacional abarca las cantidades de combustibles de aviación suministrados a las aeronaves para la aviación internacional, por ejemplo, el consumo de queroseno para aviones durante los vuelos internacionales.
- Exports. Las exportaciones representan las cantidades de energía producidas o transformadas en el territorio considerado que se envían al extranjero.

En la Figura 4 se observa como las energías que predominan en el consumo final de la energía en España en el año 2020 son el petróleo y productos petrolíferos, que representan un 49%, en segundo lugar, la electricidad que representa un 24% y, en tercer lugar, el gas que supone un 18%.

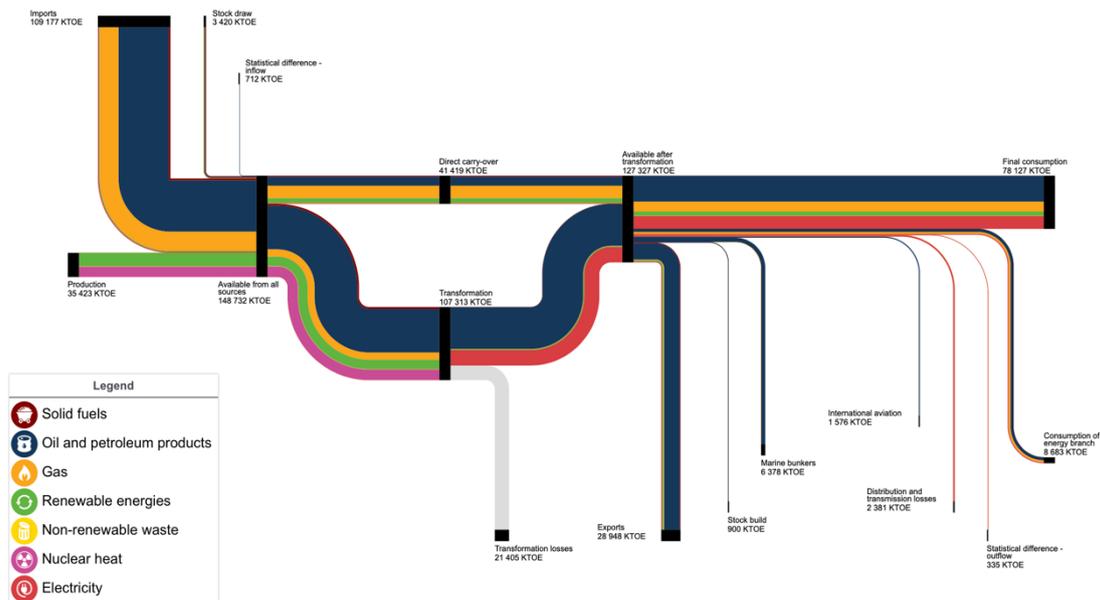


Figura 2. Diagrama de Sankey de la energía en España en 2020.

En la Figura 3, se muestra el diagrama de Sankey solo del gas natural.

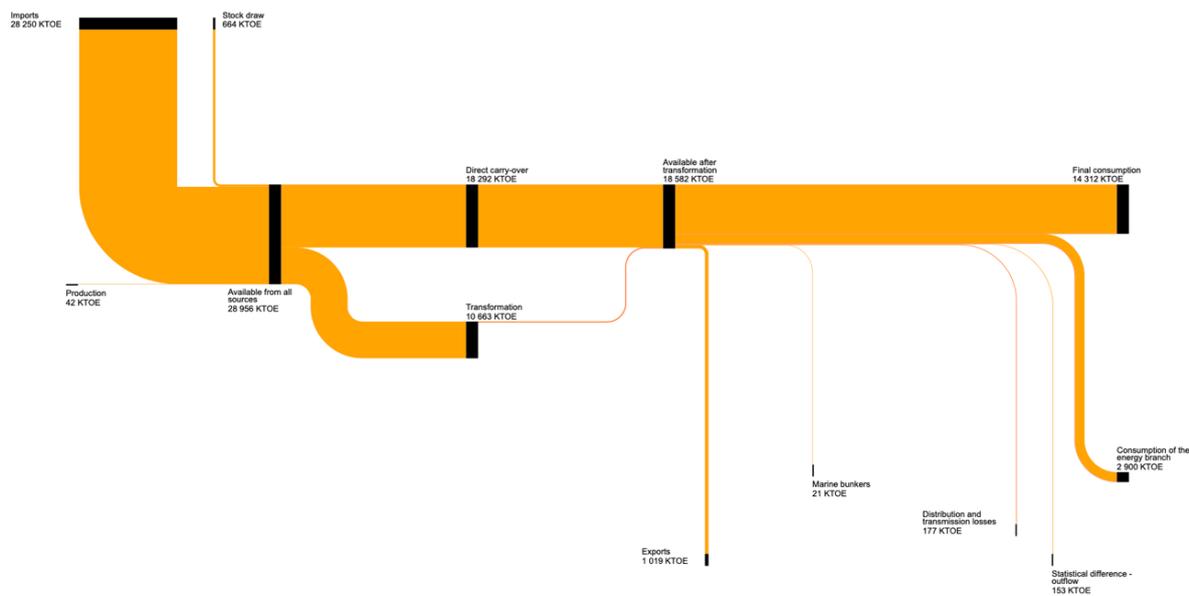


Figura 3. Diagrama de Sankey del Gas en España en 2020.

En la Figura 5 se muestra en porcentaje el tipo de energía que ha ido a los hogares españoles en el año 2020. Se observa como el gas es la segunda fuente de energía predominante en los hogares españoles, que supone un 24%, por detrás de la electricidad que supone un 43%. La energía renovables se encuentra a la cola, pero muy cerca del petróleo.

Fuels going through Final consumption Spain 2020

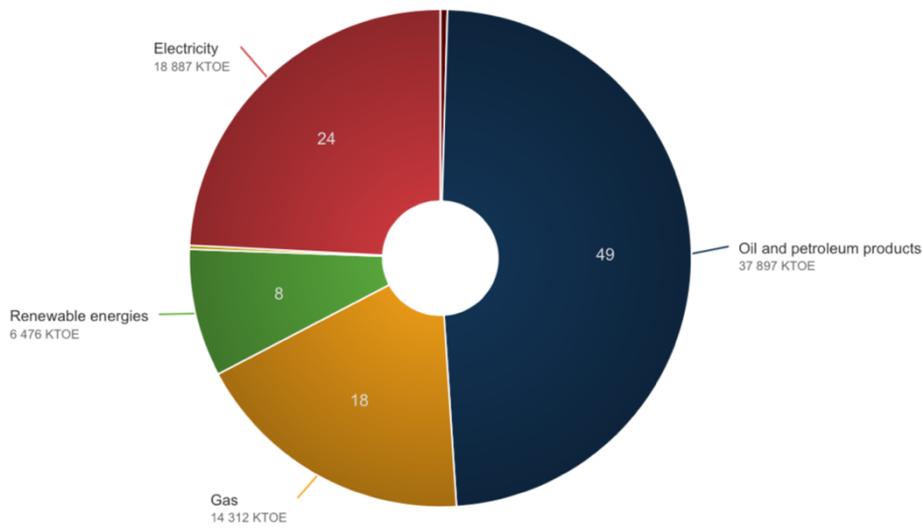


Figura 4. Consumo final de energía en España en 2020.
Fuels going into Households
Spain 2020

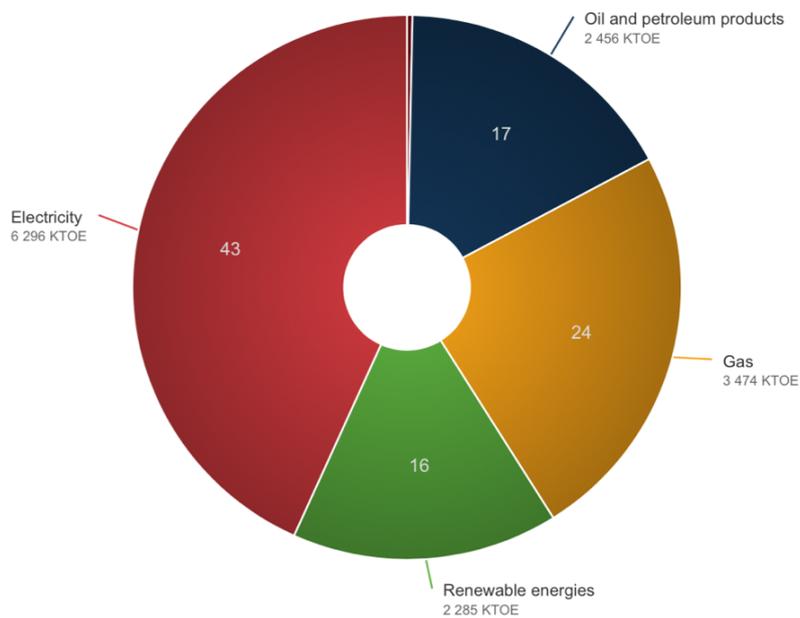


Figura 5. Naturaleza de la energía consumida en los hogares españoles en 2020.

A continuación, en la Figura 6 se observa como Alemania sigue estando a la cabeza de la clasificación, mientras que España se encuentra en la sexta posición, con 3474 KTOE.

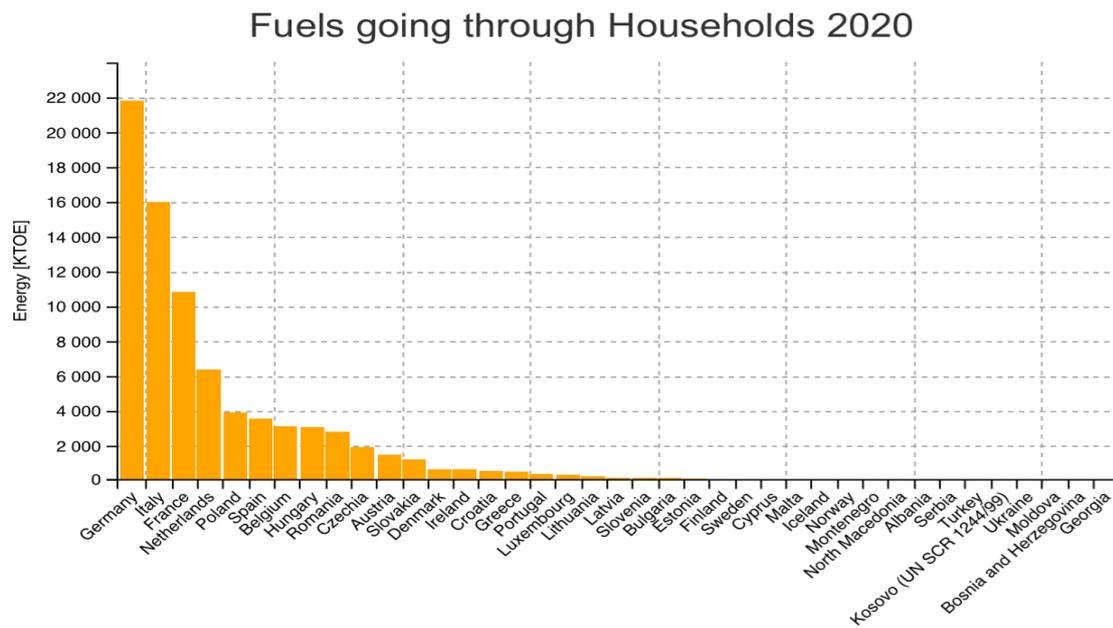


Figura 6. Consumo de Gas Natural en hogares de la Unión Europea en 2020. Por último, con la Figura 7 y la

Figura 8 se pone de manifiesto que el gas natural se usa principalmente para la producción de calor de la Unión Europea. El gas natural supone un 19,8 % del sector de la energía, mientras que produce el 36,7% de la producción bruta de calor de la Unión Europea en el año 2020.

Gross heat production
European Union (27 countries) - 2020

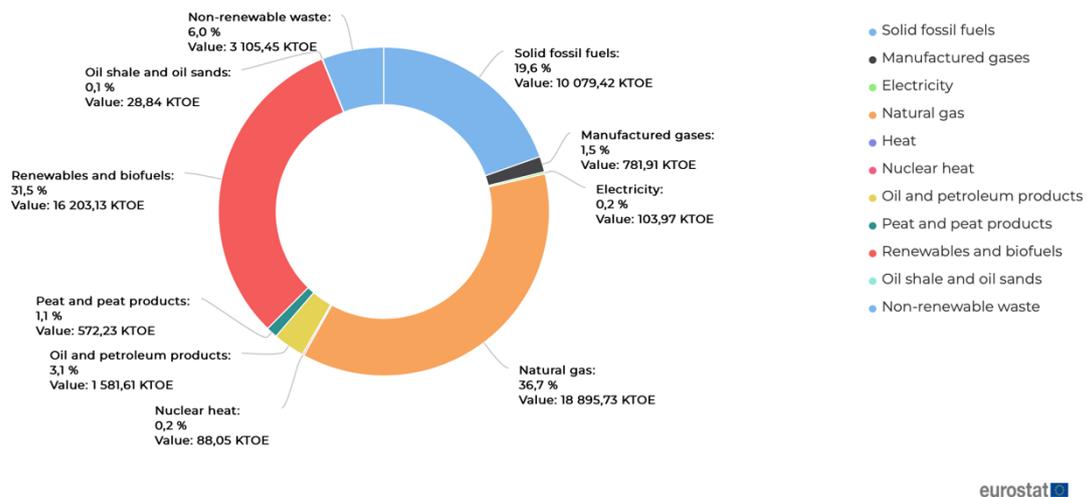


Figura 7. Producción bruta de calor en la Unión Europea en 2020.

Energy sector - energy use
European Union (27 countries) - 2020

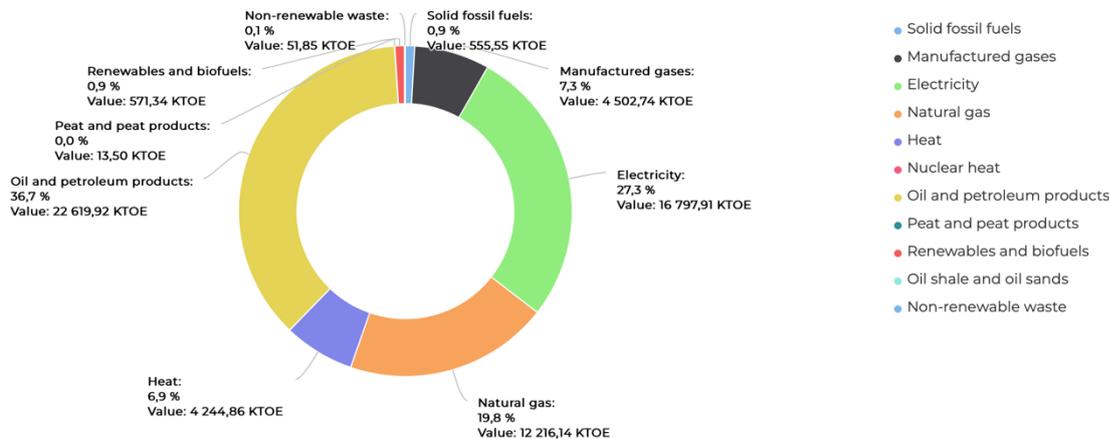


Figura 8. Sector energético de la Unión Europea en 2020.

1.4 Bomba de calor convencional

La aerotermia es una tecnología limpia que extrae la energía del aire y la transfiere al ambiente interior o al agua caliente mediante una bomba de calor. Con este sistema podemos disponer de calefacción en invierno, refrigeración en verano y ACS durante todo el año. La instalación de aerotermia no calienta un flujo de agua continuo, sino que almacena el agua en un gran depósito interacumulador y la mantiene caliente a la espera de que los usuarios la demanden. Se podría decir que este depósito funciona como una batería de agua.

Dentro de las bombas de calor, podemos distinguir entre las siguientes tipologías:

.- Accionadas eléctricamente, que son el modelo más extendido, y en las que la energía necesaria para mover el compresor se obtiene a través de un motor eléctrico.

Por otro lado, se encuentran las.-Accionadas por gas, en las que el accionamiento del compresor lo realiza un motor endotérmico de combustión interna.

Por último, las .-Accionadas térmicamente, en las que el cambio de estado del refrigerante se realiza mediante un ciclo de absorción o compresión térmica.

La Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables, reconoce como energía renovable, la energía capturada por las bombas de calor, siempre que la bomba de calor supere un rendimiento (COP) mayor de 3. La energía aerotérmica es la energía almacenada en forma de calor en el aire ambiente, dicha definición se establece en el artículo 2 de la Directiva.

Con respecto a la contabilización de la cuota de energía renovable establecida por la Directiva, se tiene que la energía capturada por las bombas de calor se tiene en cuenta siempre y cuando la producción final de energía sea significativamente superior al consumo de energía primaria necesaria para impulsar la bomba de calor. Por tanto, sólo una parte de la energía producida por las bombas de calor puede considerarse energía renovable.

Actualmente, el mercado de bombas de calor es muy competitivo, esto ha permitido que las bombas de calor accionadas eléctricamente tengan coeficientes SCOP significativamente superiores a 2,5. Debido a ello, en la mayoría de los casos el porcentaje de energía renovable es

superior al 60% de la energía total aportada por estos equipos, esto significa que las bombas de calor suministran gran parte de energía renovable. Por último, cabe destacar que el coeficiente SCOP (Seasonal Coefficient Of Performance), también denominado coeficiente de rendimiento estacional, se define como el coeficiente europeo que mide la eficiencia energética estacional de un sistema de calefacción, es decir, kW generado por kW consumido.

1.4.1 Mercado europeo

El crecimiento del mercado de las bombas de calor está influido principalmente por tres tendencias:

- Desde el punto de vista tecnológico, las bombas de calor actuales pueden cubrir un rango de temperaturas mayor. Siguen funcionando a -25°C y, cada vez con más frecuencia, proporcionan agua caliente a 65°C de forma eficiente. Esto hace posible que su instalación en edificios se haya incrementado significativamente con respecto a la década pasada.
- La necesidad de acelerar la transición energética también en el sector de la calefacción y la refrigeración sitúa a las bombas de calor en el centro de atención de los responsables políticos. La legislación aprobada en los últimos 8 años se ha transpuesto en todos los Estados miembros y empieza a mostrar su impacto. Las normas de construcción limitan la demanda máxima de calor por metro cuadrado y obligan a integrar las energías renovables y favorecen los edificios inteligentes. Todo ello se ve respaldado por subvenciones institucionales y financieras que facilitan el desarrollo del mercado.
- Una disminución del coste para los usuarios, esto se debe principalmente al aumento de las ventas. También influyen la incorporación de bombas de calor en sistemas novedosos que buscan aumentar la energía renovable producida, como por ejemplo, la instalación de paneles fotovoltaicos para autoproducir electricidad y consumirla accionando la bomba de calor.

Estos avances contribuyen al desarrollo del mercado europeo de bombas de calor. En la Figura 9, se muestra las unidades de bomba de calor vendidas en 2020 por los 21 países de la Unión Europea en función su tipología. A finales de 2020, el stock de bombas de calor asciende a un total de 14,84 millones de unidades instaladas en los 21 países que abarca este informe. Esto supone un aumento del 6% o 1,6 millones de unidades con respecto a 2019. Los tres principales mercados son Francia (275.000 unidades), Italia (200.000 unidades) y España (120.000 unidades). Estos tres mercados combinados representan el 48% de todas las ventas. Los 10 primeros, que incluyen a Alemania, Suecia, Finlandia, Noruega, Dinamarca, Polonia y los Países Bajos, son responsables del 87% de las ventas anuales.

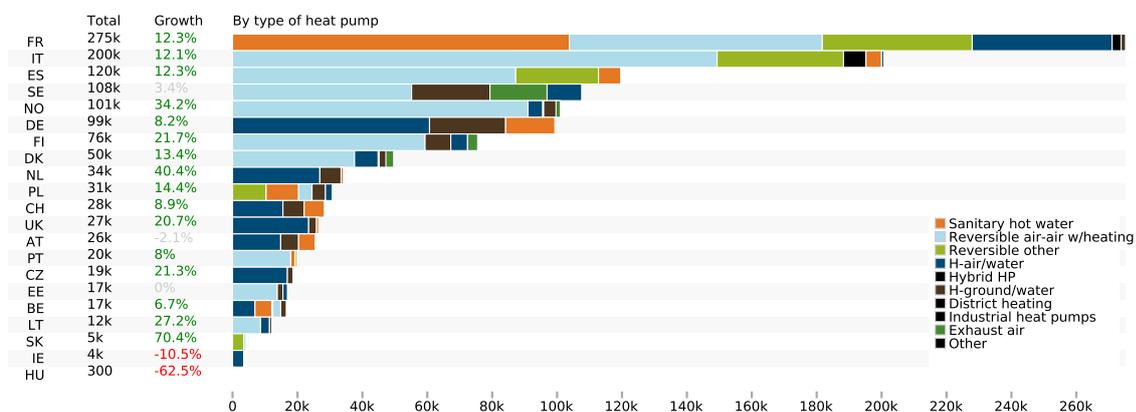


Figura 9. Ventas Bomba de calor en la Unión Europea en 2020.

El mercado ha crecido un 12% en 2020 en todo el continente, con las unidades reversibles aire-aire como tecnología predominante. Es cierto que Francia está a la cabeza por el número de unidades vendidas, pero si se normaliza por el número de hogares del país, Noruega es el país que obtiene mejores resultados, con 3,3 bombas de calor por cada 100 hogares, en cambio, Francia obtiene 0,76. El mercado italiano ha experimentado un crecimiento considerable, con un 46,3% respecto al año anterior. En España se vendieron 120.000 unidades, lo que representa 0,48 bombas de calor por cada 100 hogares y un crecimiento del mercado del 7%.

En la Tabla 1 y en la Tabla 2 se recogen otros datos de interés a nivel europeo.

Europa			
Calor producido (TWh)	Energía renovable producida(TWh)	Ahorro CO2 (Mt)	Ahorro de energía (TWh)
202	129	33	164

Tabla 1. Bomba de calor a nivel europeo.

España			
Calor producido (TWh)	Energía renovable producida(TWh)	Ahorro CO2 (Mt)	Ahorro de energía (TWh)
4.6	2.9	0.74	3.7

Tabla 2. Bomba de calor a nivel español.

Como ejemplo de que esta transición ya ha comenzado, la mayoría de los fabricantes de bombas de calor han desarrollado nuevos modelos con R32 como refrigerante en lugar del R410A, el más utilizado hasta la fecha. Se concluye que los COP son más altos y que se requiere de menos refrigerante para que la bomba de calor funcione. Además, el R32 tiene un potencial de efecto invernadero menor que el R410A, lo que limita el impacto global de la instalación de bombas de calor, si se tienen en cuenta las posibles fugas.

En resumen, las bombas de calor representan una tecnología muy eficiente y necesaria tanto para descarbonizar la calefacción y la refrigeración, también presentan gran flexibilidad, lo que favorece la satisfacción de una demanda térmica variable.

1.4.2 Ciclo y funcionamiento

Una bomba de calor es capaz de transportar calor de un foco frío a un foco caliente. En invierno se toma calor del ambiente (foco frío) y se envía al interior del espacio a climatizar (foco caliente). En verano, ocurre lo contrario, el exterior está más caliente que el interior, por lo que la bomba de calor extrae calor de la zona a climatizar y lo cede al exterior. Este proceso requiere del aporte de una energía adicional, ya que el calor se transfiere de forma natural del foco caliente al foco frío y no al revés. Debido a esto, esta transferencia se realiza mediante a un circuito cerrado de fluido refrigerante que cambia de estado a lo largo de un ciclo de compresión mecánica.

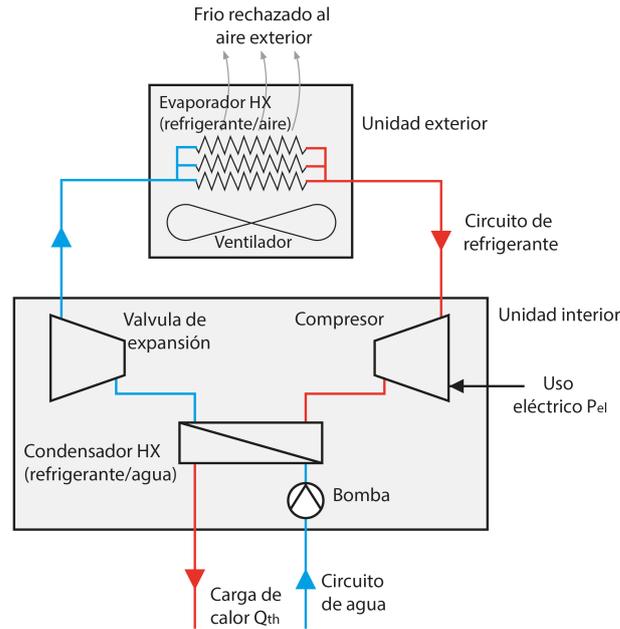


Figura 10. Principio de funcionamiento de una bomba de calor.

La Figura 10 representa el principio del ciclo de la bomba de calor para cubrir una carga de calefacción. El fluido refrigerante comienza el ciclo tras la válvula de expansión como un líquido frío a baja presión. Al pasar por el intercambiador de calor del evaporador (HX), se evapora, absorbiendo el calor del aire que circula por el intercambiador de calor mediante los ventiladores de circulación. A continuación el refrigerante llega al equipo más importante de la bomba de calor: el compresor, que puede ser accionado por electricidad o por un motor de combustión alimentado por gas, por lo que el refrigerante aumenta su presión y temperatura. El condensador, conectado aguas abajo del compresor, recibe el refrigerante a elevada presión y temperatura. Este intercambiador de calor permite que el refrigerante libere el calor en el sistema secundario, por lo que se condensa. Para acabar el ciclo, el refrigerante circula a través de la válvula de expansión, disminuyendo su presión, y por tanto, temperatura. El ciclo vuelve a su punto de inicio.

Cabe destacar que, la energía que toma la bomba de calor de la fuente exterior, como por ejemplo aire ambiente, supone aproximadamente el 75% de la energía que se utiliza para accionar la bomba de calor. Mientras que la energía necesaria para accionar el compresor supone el 25% de la energía total necesaria para el funcionamiento de la bomba de calor.

En cuanto al sistema secundario, cabe destacar que puede ser un sistema de aire, o hidrónico en el que la bomba de calor está conectada a un sistema de calefacción por suelo radiante o a radiadores. Para el suministro de agua caliente sanitaria, tal y como se ha mencionado anteriormente, se dispone de un tanque de almacenamiento de agua caliente cuyo contenido puede llegar a varios cientos de litros.

Las bombas de calor pueden ser reversibles, invirtiendo el ciclo son capaces de producir frío o calor. Es similar al del modo de calefacción, pero el papel de los intercambiadores de calor ha cambiado: el que está situado en la unidad exterior actúa ahora como condensador, mientras que el que está conectado a la carga actúa ahora como evaporador. En la práctica, la inversión del ciclo se consigue mediante válvulas de tres vías. Además, la bomba de calor es capaz de suministrar calefacción y refrigeración a la vez, esto es especialmente relevante en lugares donde hay demanda tanto de calefacción como de refrigeración.

Para caracterizar el rendimiento de un sistema de bomba de calor, se suele hacer referencia al coeficiente de rendimiento instantáneo (COP), definido en la ecuación (1) como la relación entre la potencia térmica P_t producida por la bomba de calor y la potencia de su combustible, P_{GAS} . En el modo de refrigeración, el COP se denomina coeficiente de eficiencia energética (EER), considerándose la potencia térmica P_t siempre positiva, tanto si representa una potencia de calefacción como de refrigeración. En el circuito secundario, la carga térmica, de calefacción o refrigeración, se calcula con la ecuación (2), donde:

- m representa el caudal de agua del circuito secundario.
- C_p la capacidad específica del agua.
- ΔT la diferencia de temperatura entre la impulsión y el retorno, en el caso de calefacción, y la diferencia entre retorno e impulsión en el caso de refrigeración.

Una bomba de calor no proporciona calor como lo haría una resistencia eléctrica, sólo transfiere calor de un medio a otro. Este proceso de transferencia requiere de un suministro de energía, pero dicho suministro de energía es inferior a la energía que proporciona, por lo que el COP es normalmente superior a 1, y suele estar en el rango de 2-6, dependiendo de las condiciones de funcionamiento.

$$COP = P_t / P_{GAS} \quad (1)$$

$$P_t = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

La frecuencia del compresor ω , expresada en Hz, es uno de los parámetros más importantes que caracterizan el funcionamiento de la bomba de calor, ya que informa sobre la velocidad de funcionamiento de la máquina. La frecuencia del compresor está relacionada con la potencia que entrega, por lo que si el compresor posee un inversor de frecuencia, la potencia que entrega es modulable. Estos dispositivos se denominan bombas de calor de velocidad variable (VSHP) o bombas de calor controladas por inversor.

Otra forma de representar la modulación del sistema es a través de la relación de capacidad RC a carga parcial, definida en la ecuación (3) como la relación entre la potencia térmica actual P_t y la capacidad máxima de la máquina $P_{t,MAX}$ a plena carga, en las mismas condiciones de funcionamiento. La relación de capacidad se puede expresar en tanto por uno o por cien, siendo $RC = 100\%$ cuando el sistema esta funcionando a plena carga. Además, la ecuación (4) define el rendimiento en carga parcial, RCP que es la relación entre el COP en las condiciones actuales y el COP de la máquina a plena carga en las mismas condiciones, COP_{MAX} .

$$CR = P_t / P_{t,MAX} \quad (3)$$

$$RCP = COP / COP_{MAX} \quad (4)$$

1.5 Bomba de calor a gas (GEHP)

Las bombas de calor por ciclo de compresión a gas permiten producir energía de manera eficiente, respetando el medio ambiente y aprovechando al máximo la contribución de energía renovable. Se compone de un motor de gas, una bomba de calor, un sistema de recuperación del calor residual y un sistema de control. Bajo estas dos premisas, las bombas de calor a gas combinan el uso de tecnologías probadas, creando soluciones innovadoras para la producción de energía en todo tipo de edificios. Optimizan la utilización de la energía primaria y limpia como es el gas, ya sea gas

natural o gas licuado del petróleo (GLP), y aprovechan la energía del aire como fuente de energía renovable (aeroterminia).

Una de las principales ventajas de estos equipos es la recuperación del calor residual de la camisa del motor y de los gases de escape para mejorar el rendimiento del sistema. Este motor se alimenta con combustible de gas fósil y debe ser refrigerado para eliminar el calor residual generado durante su funcionamiento. El calor generado por la refrigeración del bloque motor, el cárter de aceite y los gases de escape se transmite a un circuito hidráulico que se utiliza para producir agua caliente. Además, cuando las temperaturas externas son excesivamente bajas, este calor se utiliza para evitar la formación de escarcha en el evaporador sin necesidad de invertir el ciclo. Esta funcionalidad permite un excelente rendimiento de este tipo de máquinas a bajas temperaturas.

La recuperación de esta energía residual para la producción de ACS se considera en el Código Técnico de la Edificación (CTE) como una alternativa equiparable a la instalación de paneles solares, tal como señala el capítulo HE-4: “la contribución solar podrá disminuirse cuando se cubra ese aporte energético de agua caliente sanitaria mediante el aprovechamiento de procesos de cogeneración o fuentes de energía residuales”.

La eficiencia energética de la GEHP es superior a la de la bomba de calor eléctrica, a la de las calderas de carbón y a la de las calderas de gas, debido a la recuperación del calor residual de los gases de combustión y de la camisa del cilindro. Además, dado que el compresor de la GEHP es accionado por un motor de gas, la capacidad de refrigeración o calefacción del sistema puede ajustarse controlando la velocidad de rotación del motor, que puede modificarse convenientemente. Por lo tanto, los sistemas GEHP han sido ampliamente utilizados debido a sus evidentes ventajas de alta eficiencia y capacidad de ahorro de energía.

Los sistemas GEHP están equipados con un motor de 4 tiempos y 3 o 4 cilindros en línea, que mueve entre 952 y 1998 cm³ girando entre 600 y 3000 rpm, según el modelo, la marca y la carga. Estos motores hacen girar, mediante un sistema de correas, según el modelo, uno o dos compresores scroll abiertos. El sistema de gestión de estos conjuntos motor-compresor decide su velocidad óptima de rotación y, eventualmente, la relación de carga parcial de los compresores. Estas decisiones dependen de las necesidades para conseguir la máxima eficiencia energética en todo momento, especialmente a cargas parciales.

La recuperación de calor residual consiste en un sistema de disipación de calor necesario para garantizar el funcionamiento estable del motor de gas. Una temperatura de funcionamiento demasiado baja del motor conduce a una baja eficiencia de lubricación y al desgaste de la máquina, mientras que la alta temperatura conducirá a la carbonización del aceite lubricante o el envejecimiento de los componentes. Por lo tanto, mantener la temperatura del agua de circulación interna en torno a 70°C es beneficioso para el funcionamiento eficiente del motor. El sistema de recuperación de calor consiste en un intercambiador de calor de gases de combustión, un intercambiador de calor de placas, una bomba de circulación, sensores de temperatura y un bloque de cilindros del motor. El agua de circulación entra en el intercambiador de calor de recuperación y en el bloque de cilindros del motor para absorber el calor. A continuación, el agua circula hacia el intercambiador de producción de ACS.

Todas estas ventajas, sitúan a las bombas de calor a gas entre las mejores tecnologías existentes en el mercado para la calefacción, refrigeración y producción de ACS, con una eficiencia que incluso puede superar el 200% sobre energía primaria. Las bombas de calor a gas garantizan los mismos niveles de confort utilizando menor energía y, por lo tanto, generando menos emisiones

de efecto invernadero. El aumento de la eficiencia media estacional permite obtener la Clase Energética A++.

Ventajas:

- Elevado ahorro energético. La reducción del consumo de energía primaria al utilizar directamente el gas evitando las pérdidas de producción, transformación y transportes inherentes al uso de la electricidad. En comparación con la bomba de calor eléctrica, la GEHP reduce significativamente el consumo de energía eléctrica de un edificio, esto es importante ya que el consumo de una bomba eléctrica en verano representa más del 35% de la electricidad total. La GEHP contribuye a reducir los picos de demanda energética y nivelar la demanda energética.
- Reducción del coste de explotación al obtener mejor eficiencia y aprovechamiento del calor generado para aumentar el rendimiento a bajas temperaturas exteriores.
- Reducción de colectores solares térmicos. Según el Código Técnico de la Edificación en vigor, se fija la obligatoriedad de instalar paneles solares para generar ACS y climatización de piscinas cubiertas. Debido al calor sobrante del motor de combustión podemos disponer de agua que puede ser utilizada para generar ACS o climatización de piscinas, lo que permite eliminar parcial o totalmente la instalación de los paneles solares térmicos.
- Elevado rendimiento en modo calor con bajas temperaturas exteriores. Las GHP sólo requieren el 10% de la potencia eléctrica necesaria en los sistemas de bomba de calor convencional, por lo que se reducen las puntas de consumo eléctrico.
- Reducción de las emisiones de CO₂ al utilizar combustible limpio y poco contaminante.
- Evitan el coste y el espacio para la instalación de estaciones transformadoras en lugares donde no se dispone de suficiente potencia eléctrica en baja tensión.
- El motor requiere un mantenimiento mínimo, destaca el cambio del aceite, que se recomienda hacer a las 30.000 horas de operación.

La caracterización del sistema integra un conjunto de curvas que permiten calcular el rendimiento real del sistema GEHP. Estas curvas caracterizan el comportamiento térmico del sistema en términos de capacidad térmica, consumo de electricidad y gas, y recuperación de energía residual, en función de las variaciones que se producen en las condiciones de operación (factor de carga parcial), climáticas y la temperatura de distribución del agua respecto a las condiciones nominales. Dichas condiciones nominales son las que proporcionan los fabricantes en sus catálogos. En otras palabras, las curvas de comportamiento del sistema GEHP permiten caracterizar el comportamiento térmico de estos sistemas en térmicos. Cabe destacar que se usan para calcular el rendimiento energético de los edificios para diferentes modos de control de la GEHP, siendo válidas para calefacción y refrigeración.

Respecto al control de velocidad del motor. Cabe destacar que las condiciones de funcionamiento del motor endotérmico de gas son propias del régimen estacionario y transitorio, principalmente. En el régimen estacionario, el par motor y la velocidad del motor no varían. Sin embargo, en el régimen transitorio, la velocidad del motor es perturbada debido, entre otras razones, a el cambio de recalentamiento del evaporador o la variación de la presión de entrada del gas. En comparación con la velocidad del electromotor de la bomba de calor eléctrica, la velocidad del motor de la GEHP es más susceptible y se altera fácilmente, lo que influye en el grado de recalentamiento del evaporador. Las características dinámicas del motor también aumentan la dificultad del

funcionamiento estable y el ajuste de la capacidad del sistema GEHP. Por lo tanto, el control efectivo del motor de gas es la condición previa para el funcionamiento estable del sistema GEHP. Con el fin de mejorar la estabilidad del motor y la eficiencia de la GEHP, la velocidad del motor debe mantenerse estable en estado estacionario, estado de transición y estado de perturbación. Además, la velocidad del motor debe regularse en función de la variación de las condiciones de carga para ahorrar energía. Al mismo tiempo, el grado de recalentamiento del evaporador debe mantenerse en un rango determinado mediante el ajuste de la válvula de expansión cuando se modifica la velocidad del motor. Cabe destacar que en el sistema GEHP, la velocidad del motor y el recalentamiento del evaporador interfieren entre sí, lo que aumenta la dificultad de control.

El control de velocidad del motor de gas tiene un impacto significativo en la estabilidad del sistema y en su funcionamiento eficiente. El motor de gas es típicamente un sistema dinámico no lineal y fácilmente perturbado por la fluctuación de la carga, lo que aumenta la dificultad del control de la velocidad del motor de gas. La estrategia de control de la velocidad del motor no sólo puede garantizar el funcionamiento estable, sino también satisfacer el rendimiento de ajuste de la capacidad del sistema GEHP. Por último, las características de rendimiento de la GEHP se caracterizan por la capacidad de calefacción y la relación de energía primaria. La relación de energía primaria se define como la relación entre la producción de energía útil y el consumo de energía primaria.

Se han realizado numerosas investigaciones para desarrollar un modelo de control de la velocidad del motor, en las que se toma la velocidad de rotación del compresor como la variable clave. Los resultados de dichas investigaciones indican que la capacidad térmica, el consumo de combustible del motor de gas y la recuperación de calor residual aumentan con el aumento de la velocidad del motor, mientras que la relación de energía primaria del sistema disminuye. El aumento de la capacidad de calefacción se debe principalmente a que la capacidad de condensación y la recuperación de calor residual aumentan con el aumento del régimen del motor. En términos de ahorro de energía, la velocidad del motor de gas debería funcionar a una velocidad más baja en el caso de satisfacer la carga del sistema. Por otro lado, se observa que aumenta la temperatura de entrada del condensador, lo que provoca un aumento del consumo de combustible del motor de gas, esto hace que disminuya la capacidad térmica y la relación de energía primaria. La razón es que el aumento de la temperatura de entrada del agua del condensador da lugar a una mayor presión del condensador y a una mayor relación de presión del compresor, lo que conduce a un aumento del caudal másico del gas de alimentación y de la potencia del compresor. Por lo tanto, es esencial diseñar una estrategia de control de la velocidad del motor para garantizar un funcionamiento seguro y una alta eficiencia.

Con respecto al consumo de ACS, cabe destacar que la prioridad a la hora de suministrar ACS es mediante la recuperación de energía de la GEHP, mediante el funcionamiento normal de la GEHP y con los equipos auxiliares, es decir, calderas. En primer lugar se prioriza la recuperación del calor residual, ya que este hecho implica un aumento del rendimiento del equipo.

1.5.1 Tipología de equipos

A continuación, se expone la tipología de equipos presentes en la instalación. En primer lugar, la GEHP seleccionada es marca AISIN. Los sistemas que utilizan el agua como fluido caloportador son sistemas muy apropiados para la contabilización de la energía y para instalaciones donde se precisa la sustitución de equipos ya existentes. En concreto, en estas instalaciones la energía

generada por la bomba de calor se transfiere del gas refrigerante al circuito hidráulico que estará conectado con equipos como fancoil, radiadores de baja temperatura o equipos de suelo radiante. En la Tabla 4, se muestran las especificaciones técnicas para los diferentes modelos. En el apartado correspondiente a los resultados, se explica que modelo se ha seleccionado y las razones que han llevado a dicha selección.

La instalación consta de 11 bombas de circulación. Las bombas de circulación seleccionadas son marca WILO.



Figura 11. Bomba de circulación WILO.

La instalación bajo estudio consta de un depósito de acumulación de ACS. En el apartado correspondiente a los resultados se explica las razones por las que se ha seleccionado dichos acumuladores. Se han seleccionado de la marca LAPESA, en la Tabla 3 se muestran las características técnicas de los depósitos.

Características técnicas /Conexiones /Dimensiones		MV1500I	MV2000I	MV2500I	MV3000I	MV3500I	MV4000I	MV5000I	MV6000IB(**)
Capacidad depósito de inercia	l	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000	6000
Temperatura máx. depósito de inercia	°C	100	100	100	100	100	100	100	100
Presión máx. depósito de inercia (*)	bar	6	6	6	6	6	6	6	6
Peso en vacío aprox.	Kg	273	312	503	540	576	893	970	1090
<hr/>									
Cota A: diámetro exterior	mm	1360	1360	1660	1660	1660	1910	1910	1910
Cota B: longitud total	mm	1830	2280	2015	2305	2580	2310	2710	3210
Cota C:	mm	160	160	195	195	195	190	190	--
Cota D:	mm	720	720	835	835	835	900	900	983
Cota E:	mm	610	1060	590	880	1165	755	1155	1550
Cota F:	mm	1237	1537	1359	1552	1732	1543	1809	2313
Cota M:	mm	210	210	285	285	285	350	350	--
<hr/>									
p:	conexión superior	"GAS/H	2	2	2	2	2	2	2
s:	conexión lateral	"GAS/H	4	4	4	4	4	4	4
e:	desagüe	"GAS/M	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	2
eh:	conexión lateral	"GAS/H	2	2	2	2	2	2	2
tm:	conexión sensores laterales	"GAS/H	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2

Tabla 3. Especificaciones técnicas depósito acumulador Lapesa.

La enfriadora es el equipo auxiliar que se dispone para cubrir los picos de demanda de refrigeración. El equipo en cuestión está instalado aguas arriba del colector de agua fría, que está conectado directamente con el circuito de refrigeración. La enfriadora seleccionada es marca Carrier, condensada por aire. El refrigerante es R-32.

		GEHP AWS 8 HP	GEHP AWS 10 HP	GEHP AWS 13 HP	GEHP AWS 16 HP	GEHP AWS 20 HP	GEHP AWS 25 HP	GEHP AWS 30 HP	
Capacidad nominal de calefacción	kW	23,5	30	37,5	50	62,5	77	87,5	
Capacidad nominal de refrigeración	kW	21	26,5	33,5	42,5	53	63,5	74,5	
Capacidad máxima recuperación ACS	kW	8	10	13,5	19,5	23,5	30,5	44,5	
Caudal ACS recuperado	l/h	1400	1700	2300	3300	4000	5200	7600	
Caudal agua Condensador/Evaporador	l/h	4500	4500	6000	8000	10000	12000	14000	
Temperatura de consigna calefacción	°C	40	45	45	45	45	45	45	
Temperatura de consigna refrigeración	°C	7	7	7	7	7	7	7	
Consumo nominal calefacción	kW	15,5	20,2	27	34	42,5	54,2	61,5	
Consumo nominal refrigeración	kW	15300	20	27,7	30	43	56	70,7	
Temperatura consigna ACS	°C	60	60	60	60	60	60	60	
Relación calor recuperado Calefacción	-	0,34	0,33	0,36	0,39	0,376	0,40	0,51	
SPER refrigeración	-	1,72	1,72	1,93	1,89	1,89	1,87	1,91	
SPER calefacción	-	1,37	1,36	1,35	1,57	1,55	1,54	1,51	
Modulación de potencia	%	40-100	30-100	25-100	35-100	28-100	23-100	22-100	
Modelo hidráulico con bomba incluida									
Alimentación eléctrica	V/PH/Hz	221 V / Monofásica / 50Hz							
Potencia eléctrica consumida	W	840			550		700		
Intensidad	A	10			4				
Pérdida de carga disponible	mca	8		6	7,5	6	3,7	2,8	

Tabla 4. Especificaciones técnicas Aisin.



Figura 12. Enfriadora Carrier.

La instalación consta de 4 intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor 1, 2 y 3 se encuentran en el lazo de producción de ACS, mientras que el intercambiador 4 se encuentra instalado aguas arriba del colector de agua caliente, directamente conectado con el circuito de calefacción. Cabe destacar que todos los intercambiadores de calor aprovechan el calor residual del motor endotérmico de gas. Se seleccionan intercambiadores de placas de la marca Lapesa.



Figura 13. Intercambiador de calor Lapesa.

La instalación consta de dos calderas auxiliares alimentadas por gas. La función de la caldera 1, situada en el lazo de producción de ACS, es elevar la temperatura del agua del circuito hidráulico cuando no se alcance la temperatura necesaria por medio de la recuperación del calor residual del motor endotérmico de gas de la GEHP. La caldera 2 sirve de apoyo a la GEHP, cuando la GEHP no es capaz de satisfacer la demanda de calefacción, la caldera 2 se enciende, satisfaciendo así la demanda. Se han seleccionado calderas de la marca Ferroli.



Figura 14. Caldera a gas Ferroli.

2 METODOLOGÍA

En este apartado se explica la metodología llevada a cabo para resolver la instalación en cuestión. La metodología de resolución consiste en una simulación en base temporal del sistema. Para cada paso de tiempo, se resuelve la instalación. Las expresiones matemáticas que se han utilizado para abordar los equipos están expresadas en función de variables independientes y parámetros.

Los parámetros son constantes específicas del sistema térmico que se suministran a cada unidad antes del inicio de la simulación. Representan potencias nominales, dimensiones, características constructivas, geométricas, térmicas de los elementos, así como restricciones o límites de operación.

Las variables independientes representan términos variables a lo largo de la simulación y constituyen las entradas de las unidades, por lo que tienen que ser suministradas, junto con los parámetros, al comienzo de cada simulación. La variación se debe a:

- La variación que se produce debido al instante de tiempo que se analiza. Variables independientes como, por ejemplo, la demanda energética y condiciones exteriores.
- La variación asociada a naturaleza del sistema, es decir, la variación de las temperaturas y caudales del agua.

Para obtener las salidas de cada unidad, es necesario ejecutar el conjunto de ecuaciones que definen dicha unidad. Las unidades no tienen por qué ser un equipo, pueden ser un conjunto de equipos, en general, se consideran bloques que, son alimentados por las entradas y los parámetros, y que dan lugar al conjunto de salidas. En la Figura 15 se observa el funcionamiento de las unidades.

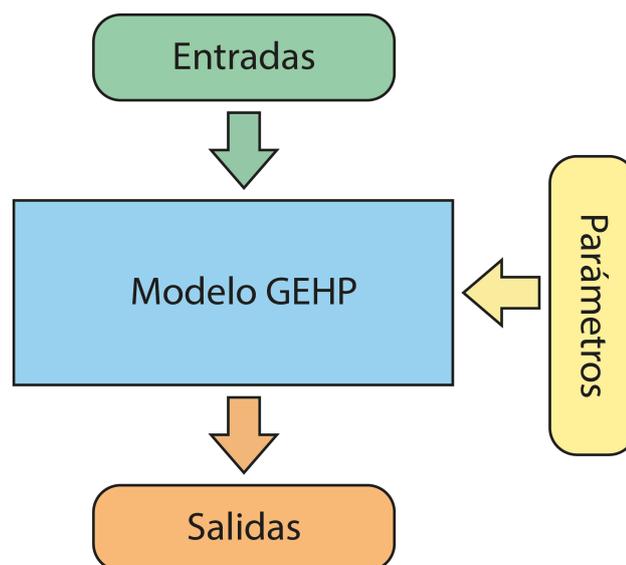


Figura 15. Esquema unidades.

Las hipótesis generales en las que se basa el cálculo son las siguientes:

- La demanda del edificio no puede cubrirse. La demanda se computa con los colectores de agua caliente y agua fría situados aguas debajo de la GEHP.
- No existen los circuitos. La comunicación entre equipos se realiza a través de los árboles de conexión, que permiten el paso de potencias de unos equipos a otros sin necesidad de conocer las temperaturas que hay en cada punto del lazo hidráulico.
- Los equipos trabajan con un caudal y temperatura de entrada, siendo el resultado de su operación una temperatura de salida.
- No se tienen en cuenta las pérdidas térmicas. Los intercambiadores se suponen de eficiencia constante.
- Para el dimensionado de los depósitos acumuladores, se supone un coeficiente constante de 45 litros/kW.
- Dado que no se conocen las temperaturas de los lazos hidráulicos, se supone que las temperaturas de funcionamiento de todos los equipos son las nominales.
- Los equipos primarios se rigen por el mismo comportamiento que en CALENER-GT utilizando las mismas curvas de comportamiento. Esto conlleva que todos los equipos se vean afectados por las curvas de funcionamiento a carga parcial.
- Hipótesis particulares del funcionamiento de la GEHP:
 - La máxima temperatura de recuperación de ACS asciende a 65°C, el resto de energía sobrante se disipa en el elemento disipador de la unidad.
 - Cuando la temperatura exterior es inferior a 7°C, la GEHP no recupera energía en forma de producción de ACS.
 - La temperatura máxima de producción de agua para calefacción es de 55°C.
 - La temperatura mínima de producción de agua para refrigeración es de 5°C.
 - Se establecen un factor de carga mínimo y máximo. Si el factor de carga es inferior al mínimo, la GEHP no arranca. Si el factor de carga es superior al valor máximo, la GEHP opera con el factor de carga máximo.

2.1 Modelización

A continuación, se procede a explicar la modelización que se ha realizado para caracterizar el sistema bajo estudio. Para la evaluación del comportamiento energético de los sistemas se requiere la creación de modelos térmicos, que tienen que ser fáciles de reproducir y que se puedan aplicar a cualquier sistema de GEHP. Se ha desarrollado un modelo simplificado o basado en curvas de comportamiento.

El uso de modelos simplificados o basados en curvas de comportamiento permite determinar el rendimiento energético del sistema en diferentes condiciones de funcionamiento. Reducen considerablemente el coste computacional en comparación con los procedimientos detallados y permiten evaluar el impacto económico y energético independientemente. La principal desventaja de los modelos simplificados son la dificultad para definir los parámetros necesarios para su implementación, ya que la mayoría de los parámetros necesarios no son proporcionados por los fabricantes. Este hecho provoca que se necesiten realizar numerosos experimentos en los diferentes equipos de la instalación para aumentar la robustez y demostrar la validez del modelo.

Para solventar esta problemática, la caracterización del modelo se ha realizado en base a mediciones experimentales proporcionados por el departamento de Ingeniería Energética. Por tanto, se han creado 10 curvas que caracterizan el comportamiento térmico del sistema en términos de capacidad térmica, consumo energético y recuperación de energía residual teniendo en cuenta las dependencias con las condiciones exteriores, temperatura de distribución del agua y factor de carga parcial.

Entradas	
Descripción	Unidades
Temperatura de entrada del agua	°C
Caudal de entrada del agua a GEHP	kg/s
Temperatura de consigna de GEHP	°C
Temperatura seca exterior	°C
Temperatura de bulbo húmedo	°C
Modos de operación	1- Calefacción. 2- Refrigeración. 3- ACS
Factor de carga parcial- Control funcionamiento	-
Temperatura de entrada del lazo ACS	°C
Caudal de entrada en el lazo ACS	kg/s

Tabla 5. Entradas de cada unidad

Parámetros	
Descripción	Unidades
Capacidad nominal de calefacción	kW
Capacidad nominal de refrigeración	kW
Consumo nominal de gas de calefacción	kW
Consumo nominal de electricidad de calefacción	kW
Consumo nominal de electricidad de refrigeración	kW
Recuperación ACS	1- Sí. 0-No
Capacidad nominal de recuperación ACS	kW
Temperatura límite de producción de agua caliente	°C
Temperatura límite de producción de agua fría	°C
Temperatura límite de recuperación de ACS	°C
Factor de carga máximo	-
Factor de carga mínimo	-
Curvas correctoras	-

Tabla 6. Parámetros de cada unidad.

Parámetros	
Descripción	Unidades
Temperatura salida GEHP	°C
Temperatura salida lazo ACS	°C
Consumo de gas	kW
Consumo de electricidad	kW
Potencia de calefacción GEHP	kW
Potencia refrigeración GEHP	kW
Potencia recuperada del motor	kW
Factor de carga de operación GEHP	%
Rendimiento calefacción o refrigeración GEHP	-
Rendimiento CAL/REF con recuperación del calor residual del motor	-

Tabla 7. Salidas de cada unidad.

2.2 Resolución de la instalación

Se procede a explicar la resolución de la instalación, cuyo esquema se representa en la Figura 16.

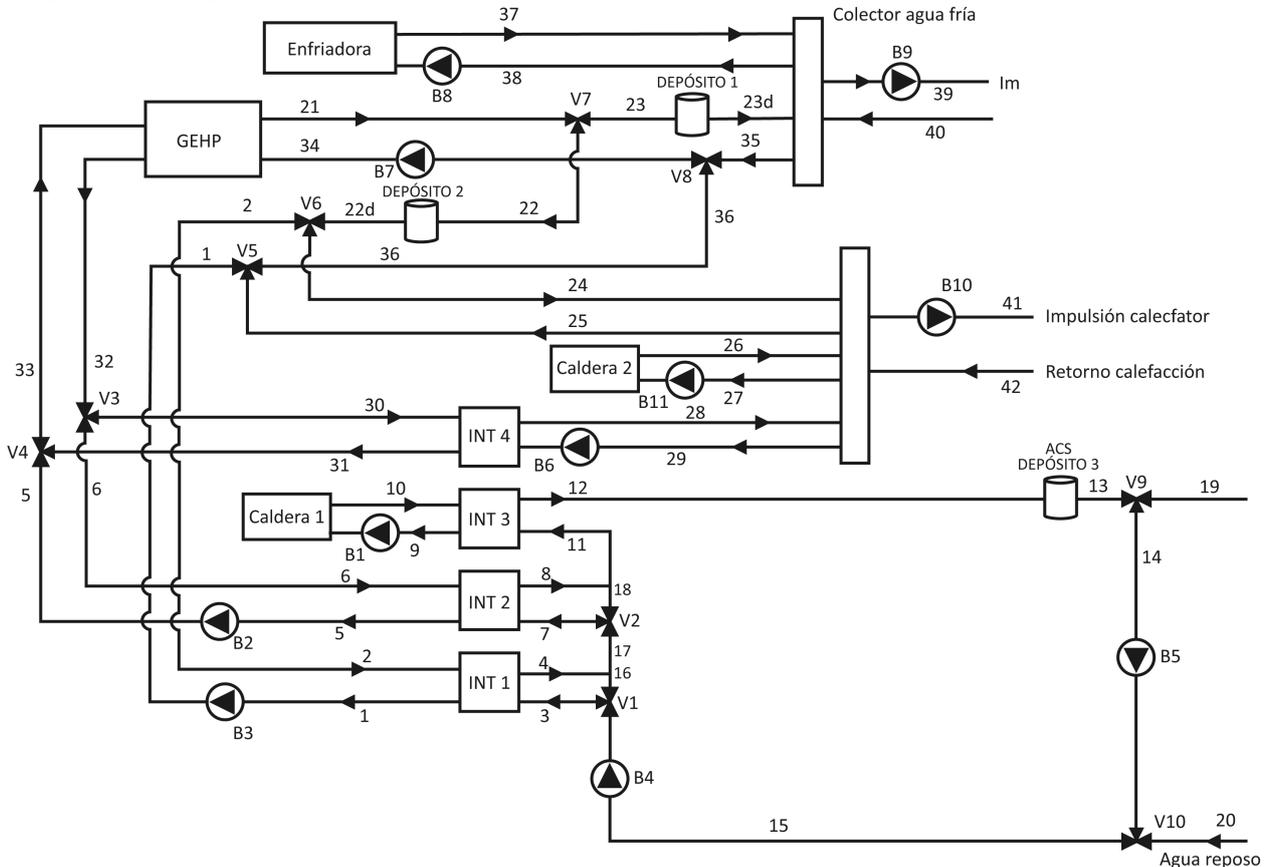


Figura 16. Esquema de la instalación.

2.2.1 Resolución del lazo de ACS

Cabe destacar que las unidades con inercia se alimentan del paso de tiempo anterior. En el caso de la bomba de calor a gas, recibe el agua del intercambiador en las condiciones del paso de tiempo anterior, nunca va a recibirla en el instante de simulación.

En primer lugar, se resuelve el lazo de producción de ACS. Resaltar que para el cálculo de la temperatura de salida de los intercambiadores no se puede tomar las condiciones de la corriente de entrada en el paso anterior, hay que tomar la temperatura en el instante de cálculo. Tal y como se ha mencionado, solo se pueden tomar las magnitudes del paso anterior para equipos con inercia, como depósitos, colectores, bomba de calor.

Para resolver el intercambiador 1, se conocen las siguientes variables:

- La temperatura de entrada en el lado caliente, T_2 . Es igual a la temperatura de salida del depósito de acumulación 2, que a su vez es igual a la temperatura de acumulación de dicho depósito del paso de tiempo anterior.
- La eficiencia del intercambiador, ε_1 . Cuyo valor se recoge en la ficha técnica del equipo.
- La temperatura de entrada en el lado frío, T_3 . Su valor depende de la válvula 1. Su valor depende de la válvula 1. Si permite el paso de fluido a través del intercambiador 1, la temperatura de entrada es igual a la temperatura de la corriente 15.

Para resolver un intercambiador se requieren tres ecuaciones, el procedimiento de resolución del intercambiador 1 es el siguiente:

La temperatura de salida del lado caliente se despeja de la ecuación (5), eficiencia de un intercambiador.

$$T_4(t) = T_3(t) + \varepsilon_1 \cdot (T_2(t) - T_3(t)) \quad (5)$$

Una vez resuelto el lado frío, con la ecuación (6) se calcula la potencia de dicho intercambiador.

$$P_{int\ 1}(t) = \frac{Q_3}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_4(t) - T_3(t)) \quad (6)$$

Para calcular la temperatura de salida del lado caliente se utiliza la expresión anterior de la potencia intercambiada, recogida en la ecuación (7).

$$P_{int\ 1}(t) = \frac{Q_2}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_2(t) - T_1(t)) \quad (7)$$

Operando, se llega a la ecuación (8).

$$T_1(t) = T_2(t) - \frac{P_{int\ 1}(t)}{\frac{Q_2}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (8)$$

La corriente 17 es la corriente de entrada a la válvula 2, y, por tanto, al intercambiador de calor 2. Su valor depende del valor de la válvula que está aguas arriba del intercambiador 1, es decir, la válvula 1. Si dicha válvula no permite la circulación a través del intercambiador, ecuación (9), la temperatura de la corriente 17 es igual a la de la corriente 15, dicha dependencia se recoge en la ecuación (10). En caso contrario, cuando se permita la circulación a través del intercambiador, la temperatura de la corriente 17 es igual a la corriente 4, que es salida del intercambiador 1.

No hay circulación por el intercambiador 1.

$$V_1 = 0 \quad (9)$$

$$T_{17}(t) = T_{15}(t) \quad (10)$$

En las ecuaciones (11) y (12) se recogen las condiciones de contorno cuando existe circulación por el intercambiador 1.

$$V_1 = 1 \quad (11)$$

$$T_{17}(t) = T_4(t) \quad (12)$$

Por otro lado, la temperatura de la corriente 15 se calcula en función del valor de la válvula 10, que es la válvula situada a la entrada del agua de reposición. Si no se requiere agua de reposición, la temperatura de la corriente 15 es igual a la temperatura de salida del depósito de acumulación de ACS, dichas condiciones se recogen en las ecuaciones (13) y (14). Cabe señalar que, la temperatura de salida del depósito es la temperatura de acumulación del paso de tiempo anterior. Y en caso contrario, si se requiere agua de reposición, la temperatura de la corriente 15 es igual a la temperatura del agua de reposición, esto queda recogido en las ecuaciones (15) y (16). Por tanto, el cálculo de la temperatura de la corriente 15 queda:

No hay corriente de agua de reposición, por tanto, la bomba 5 está funcionando.

$$V_{10} = 1 \quad (13)$$

$$T_{15}(t) = T_{14}(t) = T_{AC_ACS}(t - 1) \quad (14)$$

Hay corriente de agua de reposición, por tanto, la bomba 4 está funcionando.

$$V_{10} = 0 \quad (15)$$

$$T_{15}(t) = T_{20}(t) \quad (16)$$

Se continúa resolviendo el intercambiador 2, para ello, se conocen las siguientes variables:

- La temperatura de entrada en el lado caliente, T_6 . Es igual a la temperatura de salida del lazo de producción de ACS, corriente 32.
- La eficiencia del intercambiador, ε_1 . Su valor se recoge en la ficha técnica del equipo.
- La temperatura de entrada en el lado frío, T_7 . Si la válvula 2 permite la circulación a través del intercambiador, dicha temperatura es igual a la temperatura de la corriente 17.

El procedimiento de resolución es análogo al utilizado para resolver el intercambiador 1. Las expresiones necesarias para determinar el intercambiador 2 se muestran a continuación:

En la ecuación (17) se recoge la temperatura de salida del lado frío del intercambiador 2.

$$T_8(t) = T_7(t) + \varepsilon_1 \cdot (T_6(t) - T_7(t)) \quad (17)$$

En la ecuación (18) se recoge la potencia del intercambiador 2 en el lado frío.

$$P_{int\ 2}(t) = \frac{Q_7}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_8(t) - T_7(t)) \quad (18)$$

En la ecuación (19) se recoge la potencia intercambiada en el lado caliente.

$$P_{int\ 2}(t) = \frac{Q_6}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_6(t) - T_5(t)) \quad (19)$$

Para calcular la temperatura de salida del lado caliente, se utiliza la ecuación (20).

$$T_5(t) = T_6(t) - \frac{P_{int\ 2}(t)}{\frac{Q_6}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (20)$$

La corriente 11 es la corriente de entrada al intercambiador 3. Su valor depende del valor de la válvula que está aguas arriba del intercambiador 2, es decir, la válvula 2. Si dicha válvula no permite la circulación a través de dicho intercambiador, la temperatura de la corriente 11 es igual a la de la corriente 17. En caso contrario, cuando se permita la circulación a través del intercambiador, la temperatura de la corriente 11 es igual a la corriente 8, que es salida del intercambiador 2. Por tanto, el cálculo queda:

En las ecuaciones (21) y (22) se recogen las condiciones de contorno cuando no hay circulación por el intercambiador 2.

$$V_2 = 0 \quad (21)$$

$$T_{11}(t) = T_{17}(t) \quad (22)$$

En las ecuaciones (23) y (24) se recogen las condiciones de propias de la circulación por el intercambiador 2.

$$V_2 = 1 \quad (23)$$

$$T_{11}(t) = T_4(t) \quad (24)$$

A continuación, se resuelve el último intercambiador del lazo de calentamiento de ACS. Para ello, se calculan el intercambiador 3 y la caldera 1. Para calcular la temperatura de salida del intercambiador en el lado frío, $T_{12}(t)$, se toman las temperaturas en el instante de tiempo de cálculo, eso sí, esas temperaturas pueden hacer referencia a temperaturas de pasos de tiempo previos, como ocurre con la temperatura de salida de la caldera 1, $T_{10}(t)$, que depende de la temperatura de entrada a la caldera en el paso de tiempo anterior $T_9(t - 1)$. La temperatura de salida en el lado frío del intercambiador 3 se calcula con la ecuación (25).

$$T_{12}(t) = T_{11}(t) + \varepsilon_3 \cdot (T_{10}(t) - T_{11}(t)) \quad (25)$$

Para calcular la temperatura de salida del intercambiador 3 en el lado caliente se calcula previamente la potencia intercambiada en el lado frío, que está definido, y en el lado caliente. Dicho cálculo se recoge en la ecuación (26).

$$P_{int\ 3}(t) = \frac{Q_{11}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{12}(t) - T_{11}(t)) \quad (26)$$

Con la ecuación (27) se calcula la potencia intercambiada en el lado caliente.

$$P_{int\ 3}(t) = \frac{Q_9}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{10}(t) - T_9(t)) \quad (27)$$

En la ecuación (28) se recoge el cálculo de la temperatura de salida del lado caliente.

$$T_9(t) = T_{10}(t) - \frac{P_{int\ 3}(t)}{\frac{Q_9}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (28)$$

Con respecto a la caldera 1, se realiza el cálculo de la potencia requerida, la potencia real que suministra y la temperatura de salida de esta en cada paso de tiempo. El proceder es el siguiente: En primer lugar, se calcula la potencia requerida de la caldera de la siguiente manera:

- Si la temperatura de entrada a la caldera es inferior a la temperatura de consigna, la potencia requerida se calcula con la ecuación (29).

$$P_{Req}^{CAL 1}(t) = \frac{Q_9(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{Consigna}^{CAL 1}(t) - T_9(t-1)) \quad (29)$$

- Si la temperatura de entrada a la caldera es superior a la temperatura de consigna, la potencia que se le requiere a la caldera es nula, ya que la temperatura de entrada es superior a la temperatura máxima de salida que puede proporcionar la caldera.

Siendo:

- $P_{Req}^{CAL 1}(t)$. Potencia requerida de la caldera 1, cuyas unidades son [W].
- $Q_9(t)$. Caudal de entrada a la caldera 1, cuyas unidades son $\left[\frac{l}{h}\right]$.
- $T_9(t-1)$. Temperatura de entrada a la caldera 1 en el paso de tiempo anterior, cuyas unidades son [°C].
- $T_{Consigna}^{CAL 1}$. Temperatura de consigna de la caldera 1.

En segundo lugar, se calcula la potencia real, se tiene que:

- Si la potencia requerida es inferior a la potencia nominal, se cumple que la potencia real que suministra la caldera 1 es igual a la potencia requerida, $P_{Real}^{CAL 1}(t) = P_{Req}^{CAL 1}(t)$.
- Si la potencia requerida es superior a la potencia nominal, se cumple que la potencia real que suministra la caldera 1 es igual a su potencia nominal, $P_{Real}^{CAL 1}(t) = P_{nominal}^{CAL 1}(t)$.

Por último, se calcula la temperatura de salida de la caldera 1, $T_{10}(t)$, para ello se tiene que tomar la temperatura de salida del intercambiador 3 en el paso de tiempo anterior, es decir, se usa $T_9(t-1)$. Su cálculo depende de la potencia requerida y nominal. De tal forma que:

- Si la potencia requerida es inferior a la potencia nominal, se cumple que la temperatura de salida es igual a la temperatura de consigna de dicha caldera. Se debe a que la caldera tiene una potencia mayor que la necesaria para elevar la temperatura de entrada hasta la temperatura de consigna.
- Y en caso contrario, cuando la potencia que proporciona la caldera es inferior a la que se requiere, el cálculo de la temperatura de salida de la caldera 1 se realiza con la ecuación (30).

$$T_{10}(t) = T_9(t-1) + \frac{P_{Real}^{CAL 1}(t)}{\frac{Q_9(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (30)$$

El factor de carga se calcula mediante la ecuación (31).

$$FCP_{CAL 1} = \frac{P_{Real}^{CAL 1}(t)}{P_{nominal}^{CAL 1}} \quad (31)$$

Cabe señalar que, para el cálculo de las magnitudes de salida de la caldera se ha usado en todo momento las magnitudes de entrada del paso de tiempo previo, ya que la caldera se trata de un equipo con inercia. Por tanto, y a modo de resumen, para calcular $T_9(t)$ se utiliza $T_{10}(t)$, y para calcular $T_{10}(t)$ se utiliza $T_9(t-1)$.

Una vez resueltos los tres intercambiadores del lazo de producción de ACS, se procede a calcular la temperatura de acumulación del depósito 3, el de ACS. Para ello, es necesario calcular la potencia de entrada al depósito 3, mediante la ecuación (32).

$$P_{12}(t) = \frac{Q_{12}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{12}(t) - T_{ACACS}(t-1)) \quad (32)$$

Siendo:

- $P_{12}(t)$. Potencia de entrada al depósito 3, cuyas unidades son [W].
- $T_{AC_{ACS}}(t - 1)$. La temperatura de acumulación del depósito de ACS del paso de tiempo anterior, cuyas unidades son [°C].
- $Q_{12}(t)$ Caudal de entrada al depósito 3, , cuyas unidades son $\left[\frac{L}{h}\right]$.

Por tanto, la temperatura de acumulación se calcula mediante la ecuación (33).

$$T_{AC_{ACS}}(t) = T_{AC_{ACS}}(t - 1) + P_{12}(t) \cdot \frac{\Delta t}{\rho \cdot C_p \cdot V} \quad (33)$$

Siendo:

- Δt . Paso de tiempo. Es igual a 600 segundos.
- V . Volumen del depósito, en litros.

Cabe destacar que la temperatura de salida del depósito 3 es igual que la temperatura de acumulación de este en el paso de tiempo anterior, debido a que el depósito posee inercia. Por tanto, la temperatura de la corriente 14 se calcula mediante la ecuación (34).

$$T_{14}(t) = T_{AC_{ACS}}(t - 1) \quad (34)$$

2.2.2 Resolución del resto de la instalación

A continuación, se procede a explicar el cálculo del intercambiador 4, que corresponde con el intercambiador de calor de recuperación del calor del motor y el calor residual de los gases de escape. Para ello, se conocen las siguientes variables:

- Temperatura de entrada en el lado caliente, que corresponde a la corriente 30. Es igual a la temperatura de la corriente 32, siempre que la válvula 3 permita la circulación desde la corriente 32 hasta la 30.
- Temperatura de entrada en el lado frío, que corresponde a la corriente 29. Es igual a la temperatura de salida del colector de agua caliente en el paso de tiempo anterior, debido a que el colector de agua caliente se ha tratado como un depósito, y por tanto, posee inercia.
- La eficiencia del intercambiador, ε_4 . Cuyo valor se recoge en la ficha técnica del equipo.

La temperatura de salida del intercambiador 4 en el lado frío, T_{28} , y la temperatura de salida en el lado caliente, T_{31} , se despejan de la expresión de la eficiencia del intercambiador, recogida en la ecuación (35). Por tanto:

$$T_{28}(t) = T_{29}(t) + \varepsilon_4 \cdot (T_{30}(t) - T_{29}(t)) \quad (35)$$

En las ecuaciones (36) y (37) se recoge la potencia intercambiada en el lado frío y caliente, respectivamente:

$$P_{int\ 4}(t) = \frac{Q_{29}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{28}(t) - T_{29}(t)) \quad (36)$$

$$P_{int\ 4}(t) = \frac{Q_{30}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{30}(t) - T_{31}(t)) \quad (37)$$

El cálculo de la temperatura de salida del lado caliente queda recogido en la ecuación (38)

$$T_{31}(t) = T_{30}(t) - \frac{P_{int\ 4}(t)}{\frac{Q_{30}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (38)$$

Para la resolución de la caldera 2, se calcula potencia requerida, la potencia real que suministra y la temperatura de salida de esta. Se procede de la siguiente manera:

En primer lugar, se calcula la potencia requerida de la caldera de la siguiente manera:

- Si la temperatura de entrada a la caldera 2 es inferior a la temperatura de consigna, la potencia requerida se calcula mediante la ecuación (39).

$$P_{Req}^{CAL\ 2}(t) = \frac{Q_{27}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{Consigna}^{CAL\ 2}(t) - T_{27}(t)) \quad (39)$$

- Si la temperatura de entrada a la caldera 2 es superior a la temperatura de consigna, la potencia que se le requiere a la caldera 2 es nula.

Siendo:

- $P_{Req}^{CAL\ 2}(t)$. Potencia requerida de la caldera 2, cuyas unidades son [W].
- $Q_{27}(t)$. Caudal de entrada a la caldera 2, cuyas unidades son $\left[\frac{l}{h}\right]$.
- $T_{27}(t)$. Temperatura de entrada a la caldera 2, cuyas unidades son [°C].
- $T_{Consigna}^{CAL\ 2}$. Temperatura de consigna de la caldera 2.

Cabe destacar que la temperatura de entrada a la caldera 2, corriente 27, es igual a la temperatura de salida del colector de agua caliente en el paso de tiempo anterior, la justificación es idéntica que en el caso del depósito.

En segundo lugar, se calcula la potencia real, de tal forma que:

- Si la potencia requerida es inferior a la potencia nominal, se cumple que la potencia real que suministra la caldera 2 es igual a la potencia requerida, $P_{Real}^{CAL\ 2}(t) = P_{Req}^{CAL\ 2}(t)$.
- Si la potencia requerida es superior a la potencia nominal, se cumple que la potencia real que suministra la caldera 2 es igual a su potencia nominal, $P_{Real}^{CAL\ 2}(t) = P_{nominal}^{CAL\ 2}(t)$.

Siendo:

- $P_{Real}^{CAL\ 2}$. Potencia real de la caldera 2, cuyas unidades son [W].
- $P_{nominal}^{CAL\ 2}$. Potencia nominal de la caldera 2, cuyas unidades son [W]. Su valor está recogido en la ficha técnica del equipo.

Por último, se calcula la temperatura de salida de la caldera 2, $T_{26}(t)$, se tiene que tomar la temperatura de salida del colector de agua caliente en el paso de tiempo anterior, es decir, se usa $T_{27}(t)$, tal y como se ha mencionado anteriormente, es igual a la temperatura de salida de dicho colector en el paso de tiempo previo. Su cálculo depende de la potencia requerida y nominal. De tal forma que:

- Si la potencia requerida es inferior a la potencia nominal, se cumple que la temperatura de salida es igual a la temperatura de consigna de dicha caldera. Idéntica justificación que para la caldera 1.
- Y en caso contrario, cuando la potencia que proporciona la caldera es inferior a la que se requiere, el cálculo de la temperatura de salida de la caldera 2 se realiza mediante la ecuación (40).

$$T_{26}(t) = T_{27}(t) + \frac{P_{Real}^{CAL\ 2}(t)}{\frac{Q_{27}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (40)$$

Por tanto, el factor de carga se calcula con la ecuación (41).

$$FCP_{CAL\ 2} = \frac{P_{Real}^{CAL\ 2}(t)}{P_{nominal}^{CAL\ 2}} \quad (41)$$

Seguidamente, se aborda la resolución del colector de agua caliente, que se considera un depósito en el que se produce la mezcla de las corrientes de entrada, por ende, la temperatura de las corrientes de salida son todas iguales. Es preciso señalar que las temperaturas de las corrientes de salida son iguales a la temperatura de salida del paso de tiempo anterior, ya que el método de resolución es explícito. Para el cálculo, se conocen las siguientes variables:

- Temperatura de la corriente 24, T_{24} .
- Temperatura de salida de la caldera 2, T_{26} .
- Temperatura de salida del intercambiador 4, T_{28} .

Por tanto, el balance de energía sobre el colector de agua caliente se calcula mediante la ecuación (43).

$$\sum_i^{Entrada} Q_i \cdot \rho_i \cdot C_{p,i} \cdot T_i = \sum_j^{Salida} Q_j \cdot \rho_j \cdot C_{p,j} \cdot T_j \quad (42)$$

$$\rho \cdot C_p (Q_{24} \cdot T_{24} + Q_{26} \cdot T_{26} + Q_{28} \cdot T_{28} + Q_{42} \cdot T_{42}) = \rho \cdot C_p (Q_{25} \cdot T_{25} + Q_{27} \cdot T_{27} + Q_{29} \cdot T_{29} + Q_{41} \cdot T_{41}) \quad (43)$$

En la ecuación (44) se recogen las restricciones sobre la temperatura de salida:

$$T_{25}(t) = T_{27}(t) = T_{29}(t) = T_{41}(t) = T_{sal_cal}(t - 1) \quad (44)$$

Operando, se llega a la ecuación (45).

$$T_{sal_cal}(t) = \frac{Q_{24} \cdot T_{24} + Q_{26} \cdot T_{26} + Q_{28} \cdot T_{28} + Q_{42} \cdot T_{42}}{Q_{25} + Q_{27} + Q_{29} + Q_{41}} \quad (45)$$

Siendo:

- T_{sal_cal} . La temperatura de salida del colector de agua caliente.

El cálculo de la temperatura de retorno del circuito de calefacción se realiza con la demanda de calefacción del edificio en cuestión. Teniendo en cuenta que la demanda de calefacción es negativa, la ecuación (46) queda:

$$D_{cal}(t) = \frac{Q_{42}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{42}(t) - T_{41}(t)) \quad (46)$$

Operando se llega a la ecuación (47), en la que se despeja la temperatura de retorno del circuito de calefacción.

$$T_{42}(t) = \frac{D_{cal}(t)}{\frac{Q_{42}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} + T_{41}(t) \quad (47)$$

Siendo:

- $D_{cal}(t)$. La demanda de calefacción del edificio, cuyas unidades son [W].
- $T_{41}(t)$. Temperatura de impulsión del circuito de calefacción, cuyo valor es igual a la temperatura de salida del colector de agua caliente del paso de tiempo previo.

Una vez resuelto el colector de agua caliente, se procede a resolver el colector de agua fría. Se toman las mismas consideraciones que para el colector de agua caliente. Se conocen las siguientes variables:

- Temperatura de salida del depósito 1, T_{23-d} .

El balance de energía queda recogido en la ecuación (48).

$$\begin{aligned} \rho \cdot C_p (Q_{37} \cdot T_{37} + Q_{23-d} \cdot T_{23-d} + Q_{40} \cdot T_{40}) \\ = \rho \cdot C_p (Q_{35} \cdot T_{35} + Q_{38} \cdot T_{38} + Q_{39} \cdot T_{39}) \end{aligned} \quad (48)$$

Imponiendo las restricciones sobre la temperatura de salida, se llega a la ecuación (49).

$$T_{35}(t) = T_{38}(t) = T_{39}(t) = T_{sal_frio}(t - 1) \quad (49)$$

Operando, se llega a la ecuación (50):

$$T_{sal_frio}(t) = \frac{Q_{37} \cdot T_{37} + Q_{23-d} \cdot T_{23-d} + Q_{40} \cdot T_{40}}{Q_{37} + Q_{23-d} + Q_{40}} \quad (50)$$

Siendo:

- T_{sal_frio} . La temperatura de salida del colector de agua fría.

El cálculo de la temperatura de retorno del circuito de agua fría se calcula con la demanda de refrigeración del edificio en cuestión, cuya expresión se recoge en la ecuación (51).

$$D_{ref}(t) = \frac{Q_{40}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{40}(t) - T_{39}(t)) \quad (51)$$

Operando, se despeja la temperatura de retorno del circuito de refrigeración, ecuación (52).

$$T_{40}(t) = \frac{D_{ref}(t)}{\frac{Q_{39}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} + T_{39}(t) \quad (52)$$

Siendo:

- $D_{ref}(t)$. La demanda de refrigeración del edificio, cuyas unidades son [W].
- $T_{39}(t)$. Temperatura de impulsión del circuito de refrigeración, cuyo valor es igual a la temperatura de salida del colector de agua fría del paso de tiempo previo.

Por otro lado, hay que calcular la temperatura de impulsión de la enfriadora. Para ello, se calcula la potencia requerida y real del equipo. La potencia requerida de la enfriadora depende de la temperatura de entrada y de la temperatura de consigna. Tal que, si la temperatura de entrada es inferior a la de consigna, la potencia requerida es nula. En caso contrario, la expresión de la potencia requerida se calcula mediante la ecuación (53).

$$P_{Req}^{ENF}(t) = \frac{Q_{38}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{38}(t) - T_{Consigna}^{ENF}(t)) \quad (53)$$

Siendo:

- $P_{Req}^{ENF}(t)$. La potencia requerida de la enfriadora, cuyas unidades son [W].
- $T_{38}(t)$. Temperatura de entrada a la enfriadora.
- $T_{Consigna}^{ENF}(t)$. Temperatura de consigna de la enfriadora.

En cuanto a la potencia real, se cumple que:

- Si la potencia requerida es inferior a la potencia nominal, se cumple que la potencia real que suministra la enfriadora es igual a la potencia requerida, $P_{Real}^{ENF}(t) = P_{Req}^{ENF}(t)$.
- Si la potencia requerida es superior a la potencia nominal, se cumple que la potencia real que suministra la enfriadora es igual a su potencia nominal, $P_{Real}^{ENF}(t) = P_{nominal}^{ENF}(t)$.

Siendo:

- $P_{Real}^{ENF}(t)$. Potencia real de la enfriadora, cuyas unidades son [W].
- $P_{nominal}^{ENF}(t)$. Potencia nominal de la enfriadora, cuyas unidades son [W]. Su valor está recogido en la ficha técnica del equipo.

El cálculo de la temperatura de salida de la enfriadora, $T_{37}(t)$:

- Si la potencia requerida es inferior a la potencia nominal. Se cumple que la temperatura de salida es igual a la temperatura de consigna de dicha enfriadora.
- Si la potencia requerida es superior a la potencia nominal. Se cumple que:

$$T_{37}(t) = T_{38}(t) - \frac{P_{Real}^{ENF}(t)}{\frac{Q_{37}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (54)$$

Por último, mediante la ecuación (55) se calcula el factor de carga.

$$FCP_{ENF} = \frac{P_{Real}^{ENF}(t)}{P_{nominal}^{ENF}} \quad (55)$$

2.2.3 Resolución de la GEHP

Se procede a describir los pasos del procedimiento de cálculo de los parámetros característicos de la GEHP para el modo de calefacción, ya que es el proceder es idéntico para el modo de producción de ACS y de refrigeración, con la salvedad de que cambian parámetros propios de cada modo de funcionamiento, como pueden ser las curvas correctoras, y demanda de ACS y refrigeración.

Es preciso señalar que las curvas correctoras son en función de la temperatura de salida del agua de la GEHP, T_{21} , y dicha temperatura no se conoce en el primer paso de tiempo, porque es función del tipo de control de la unidad. Este hecho provoca un proceso iterativo de resolución, en el que hay que suponer una temperatura de salida del agua. Para evitar el proceso iterativo, las curvas correctoras del paso de tiempo t están en función de la temperatura de salida de la GEHP del paso de tiempo anterior, $t-1$. Por tanto, es necesario suponer el valor dicha temperatura en el paso de tiempo cero.

Paso 1. Se calcula los coeficientes de la curva correctora de la capacidad de calefacción, $CC_{CAP}(T_{ws}; T_{be})$.

Paso 2. Se calcula la potencia real para un factor de carga parcial del 100%, es decir, no se corrige debido a que el equipo funcione con un factor de carga inferior al 100%. En la ecuación (56) se recoge el cálculo de la potencia real para un factor de carga parcial del 100%.

$$P_{real}(100\%fcp) = CAP_{CAL}(T_{ws}; T_{be}) \cdot P_{Diseño\ CAL} \quad (56)$$

Siendo:

- $P_{Diseño\ CAL}$. La potencia de diseño de calefacción.

Paso 3. Mediante la ecuación (57) se calcula el factor de carga necesario para combatir la demanda, denominado FCP_{Dem} .

$$FCP_{Dem} = \frac{D_{cal}}{P_{real}(100\%fcp)} \quad (57)$$

Siendo:

- D_{cal} . La demanda de calefacción, en [W].

Puede darse el caso que la GEHP esté operando en el modo de calefacción, la demanda de calefacción sea nula y que exista demanda de ACS. En tal caso, el factor de carga parcial necesario para combatir la demanda de ACS, en modo calefacción, se calcula mediante la ecuación (58). Mientras que la potencia real que suministra la GEHP en la producción de ACS mediante la recuperación se calcula mediante la ecuación (59).

$$FCP_{Dem} = \frac{D_{ACS}}{Preal_{ACSREC}(100\% fcp)} \quad (58)$$

$$Preal_{ACSREC}(100\% fcp) = CAP_{ACS-T-CAL}(T_{ws}, T_{be}) \cdot P_{Diseño CAL} \quad (59)$$

Siendo:

- D_{ACS} . La demanda de ACS, en [W].
- $Preal_{ACSREC}(100\% fcp)$. La potencia real que suministra la GEHP cuando produce ACS mediante la recuperación del calor residual del motor.
- $CAP_{ACS-T-CAL}(T_{ws}, T_{be})$. Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en calefacción.

Cabe destacar que coincide con el factor de carga necesario para cubrir la demanda en el modo de producción de ACS. Esto se debe a que si en el modo de calefacción hay pasos de tiempo en los que no hay demanda de calefacción, pero si hay demanda de ACS, la GEHP funciona como si estuviera en el modo de operación de producción de ACS.

PASO 4. Calcular el factor de carga parcial real con el que opera la GEHP. Su valor está acotado por el factor de carga parcial mínimo y máximo. Se determina de la siguiente manera:

- Si $FCP_{Dem} > FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{real} = FCP_{MAX}$
- Si $FCP_{Dem} < FCP_{MIN}$. Entonces: $FCP_{real} = 0$. La máquina se apaga.
- $FCP_{MIN} < FCP_{Dem} < FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{real} = FCP_{Dem}$.

Paso 5. Calcular la curva correctora del consumo en función de la temperatura de salida del agua y de la temperatura de bulbo húmedo y en función del factor de carga parcial, $Consumo_{CAL-T}(T_{ws}, T_{be})$ y $Consumo_{CAL-FCP}(FCP)$, respectivamente.

Paso 6. Calcular la energía producida final y el consumo real final.

La energía producida final es la potencia real final que produce la GEHP corregida por temperatura y por el factor de carga parcial real, calculada mediante la ecuación (60).

$$Energía Producida_{FINAL} = P_{real}(100\%fcp) \cdot FCP_{real} \quad (60)$$

$$Consumo real final = \frac{P_{real}(100\%fcp) \cdot FCP_{real} \cdot Consumo_{CAL-T}(T_{ws}, T_{be}) \cdot Consumo_{CAL-FCP}(FCP)}{\eta_{CAL}} \quad (61)$$

Siendo:

- η_{CAL} . El rendimiento de calefacción, se estima constante e igual a 1,31.

Paso 7. Calcular si la GEHP tiene capacidad suficiente para cubrir la demanda de calefacción. Para ello, la energía final producida tiene que ser superior a la demanda de calefacción. En caso de que no tenga capacidad suficiente, se calcula el defecto de demanda de calefacción.

Paso 8. Calcular la temperatura de salida del agua para cubrir la demanda de calefacción, T_{21-DEM} . Una vez calculado el factor de carga real, y la potencia real que la máquina produce, se determina con la ecuación (62).

$$T_{21-DEM}(t) = T_{34}(t) + \frac{Energía Producida_{FINAL}(t)}{Q_{21}(t) \cdot \frac{C_p}{3600}} \quad (62)$$

Es preciso mencionar que la temperatura de entrada a la GEHP es igual a la temperatura del paso de tiempo anterior correspondiente. Su valor depende la válvula 8 y válvula 5.

Paso 9. Calcular la temperatura de salida del condensador, para ello se verifica si la temperatura anterior está dentro de los límites establecidos por las temperaturas límite de producción de agua caliente, $Tlim_{CAL}$.

- Si $T_{21-DEM} > Tlim_{CAL}$. Entonces: $T_{21} = Tlim_{CAL}$
- Si $T_{21-DEM} < Tlim_{CAL}$. Entonces: $T_{21} = T_{21-DEM}$

Los pasos 8 y 9 presentan diferencias respecto modo de refrigeración. Por lo que se expone a continuación:

El paso 8 en modo refrigeración, cálculo de la temperatura de salida del evaporador queda recogido en la ecuación (63).

$$T_{21-DEM}(t) = T_{34}(t) - \frac{Energía\ Producida_{FINAL}(t)}{Q_{21}(t) \cdot \frac{C_p}{3600}} \quad (63)$$

Siendo todos los parámetros de la ecuación los propios del régimen de refrigeración.

Y el paso 9 en modo refrigeración, cálculo de la temperatura de salida de evaporador, hay que comprobar que dicha temperatura no es inferior a la temperatura límite de producción de agua fría:

- Si $T_{21-DEM} < Tlim_{REF}$. Entonces: $T_{21} = Tlim_{REF}$
- Si $T_{21-DEM} > Tlim_{REF}$. Entonces: $T_{21} = T_{21-DEM}$

Por último, hay que calcular la temperatura de salida del lazo de producción de ACS, mediante la recuperación del calor residual del motor de combustión. Para ello, hay que determinar la potencia final de recuperación de ACS para el modo de calefacción, y el modo de refrigeración. Se va a detallar el procedimiento de cálculo para el modo de calefacción, siendo para análogo para el régimen de refrigeración.

Paso 1. Calcular de la curva correcta de ACS en calefacción en función de la temperatura de salida del agua y de la temperatura de bulbo húmedo. $CAP_{ACS-T-CAL}(T_{ws}, T_{be})$.

Paso 2. Mediante la ecuación (64) se calcula la potencia real para un factor de carga parcial del 100%, denominado como $Preal_{ACSREC}(100\% fcp)$.

$$Preal_{ACSREC}(100\% fcp) = CAP_{ACS-T-CAL}(T_{ws}, T_{be}) \cdot P_{Diseño\ CAL} \cdot R_{ACS} \quad (64)$$

Siendo:

- $R_{ACS} = 0,45$. La relación calor recuperado, que se define como el cociente entre la potencia de ACS recuperado y la potencia de calefacción.

Paso 3. Se calcula la curva correctora de ACS en función del factor de carga parcial, denominado como $CAP_{ACS-FCP-CAL}(FCP)$.

Paso 4. Se calcula del factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda, denominado como FCP_{Dem} , mediante la ecuación (65).

$$FCP_{Dem} = \frac{D_{ACS}}{Preal_{ACSREC}(100\% fcp)} \quad (65)$$

Siendo:

- D_{ACS} . La demanda de ACS en [W].

La demanda de ACS se determina de la mediante la ecuación (66).

$$D_{ACS}(t) = Q_{ACS}(t) \cdot C_p \cdot \frac{T_{imp_{ACS}} - T_{agua\ repos}(t)}{3600} \quad (66)$$

Siendo:

- Q_{ACS} . El caudal de ACS que demanda el edificio en cuestión, por tanto, es conocido. Las unidades están en [l/h].
- $T_{imp_{ACS}}$. Temperatura de impulsión de ACS, su valor está recogido en la ficha técnica de la GEHP, por tanto, su valor es constante.
- $T_{agua\ repos}$. Temperatura del agua de reposición, depende de la zona climática, por tanto, es conocida.

Paso 5. Se calcula el factor de carga parcial real con el que opera la GEHP. El proceder es idéntico al explicado en el cálculo del factor de carga parcial real para el modo calefacción.

Paso 6. Se calcula la potencia real final, denominado como $Preal_{FINAL-ACS}$, mediante la ecuación (67).

$$Preal_{FINAL-ACS} = Preal_{ACSREC}(100\% fcp) \cdot CAP_{ACS-FCP-CAL}(FCP) \quad (67)$$

Paso 7. Se calcula la temperatura de salida del lazo de producción de ACS, suponiendo que se aprovecha todo el calor residual, denominado como T_{32-RES} , mediante la ecuación (68).

$$T_{32-RES}(t) = T_{33}(t) + \frac{Preal_{FINAL-ACS}(t)}{\frac{Q_{33}(t)}{3600} \cdot C_p} \quad (68)$$

Cabe destacar que la temperatura de entrada al lazo de producción de ACS de la GEHP es igual a la temperatura del paso de tiempo anterior correspondiente. Depende de la válvula 4, por tanto:

- Si $V_4 = 1$. Por lo que: $T_{33}(t) = T_{31}(t - 1)$. Proviene del intercambiador 4
- Si $V_4 = 0$. Por lo que: $T_{33}(t) = T_5(t - 1)$. Proviene del intercambiador 1.

Paso 8. Se calcula la temperatura de salida del lazo de producción final, T_{32} . Para ello hay que verificar si es inferior a la temperatura límite de producción de ACS, $T_{Lim\ ACS}$.

- Si $T_{32-RES} > T_{Lim\ ACS}$. Entonces: $T_{32} = T_{Lim\ ACS}$.
- Si $T_{32-RES} < T_{Lim\ ACS}$. Entonces: $T_{32} = T_{32-RES}$.

Debido a que sólo existe una temperatura límite de producción de ACS para los modos de calefacción y refrigeración. El paso 8 es idéntico.

2.2.3.1 Resolución de los depósitos de inercia de la GEHP

Una vez calculada dicha temperatura, se está en disposición de calcular la temperatura de acumulación de los depósitos 1 y 2. Para ello, se calculan la potencia de entrada como:

- Depósito 1. La potencia de entrada del depósito 1 se determina mediante la ecuación (69).

$$P_{23}(t) = \frac{Q_{23}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{23}(t) - T_{AC_1}(t - 1)) \quad (69)$$

Siendo:

- $P_{23}(t)$. Potencia de entrada al depósito 3, cuyas unidades son [W].
- $T_{AC_1}(t - 1)$. La temperatura de acumulación del depósito 1 del paso de tiempo anterior, cuyas unidades son [°C].

- $Q_{23}(t)$ Caudal de entrada al depósito 1, cuyas unidades son $\left[\frac{l}{h}\right]$.

Por tanto, la temperatura de acumulación se calcula mediante la ecuación (70).

$$T_{AC_1}(t) = T_{AC_1}(t-1) + P_{23}(t) \cdot \frac{\Delta t}{\rho \cdot C_p \cdot V} \quad (70)$$

Siendo:

- Δt . Paso de tiempo, en segundos.
- V . Volumen del depósito 1, en litros.
- Depósito 2. La potencia de entrada del depósito se determina mediante la ecuación (71) y la temperatura de acumulación se calcula mediante la ecuación (72)

$$P_{22}(t) = \frac{Q_{22}(t)}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{22}(t) - T_{AC_2}(t-1)) \quad (71)$$

$$T_{AC_2}(t) = T_{AC_2}(t-1) + P_{22}(t) \cdot \frac{\Delta t}{\rho \cdot C_p \cdot V} \quad (72)$$

Cabe destacar que, en ambos depósitos, la temperatura de salida es igual a la temperatura de acumulación.

2.2.4 Curvas de comportamiento

Las curvas de comportamiento permiten calcular el rendimiento real de la GEHP. Ya que caracterizan el comportamiento térmico del sistema en términos de capacidad térmica, consumo de electricidad y de gas, y recuperación de energía en función de la variación de las condiciones de operación, factor de carga parcial y temperatura de impulsión del agua respecto a los datos nominales. Estos valores se obtienen del catálogo del fabricante. Debido a ello, el valor de una variable se determina como el producto de su valor nominal y el valor de la curva de comportamiento correspondiente. Por ejemplo, la capacidad de calefacción se calcula mediante la ecuación (73).

$$P_{cal,real} = P_{cal,nom} \cdot FCP \cdot CC_{cal} \quad (73)$$

Siendo:

- $P_{cal,real}$. La capacidad de calefacción real.
- $P_{cal,nom}$. La capacidad de calefacción nominal
- FCP . El factor de carga parcial se define como el cociente entre la potencia real suministrada y la potencia nominal del equipo.
- CC_{cal} . Curva correctora de la capacidad de calefacción, que se define como la variación de la capacidad de calefacción en función de la temperatura del agua de salida y de la temperatura del bulbo húmedo exterior, para un factor de carga parcial del 100%.

Las curvas dependen del clima, temperatura exterior, y del factor de carga parcial con el que opera la máquina. En concreto, cuando el sistema opere en régimen de calefacción, las curvas correctoras son función de la temperatura de impulsión de agua y de la temperatura de bulbo húmedo exterior. Mientras que, en régimen de refrigeración, las curvas correctoras dependen de la temperatura de impulsión del agua y de la temperatura exterior seca.

Para obtener los coeficientes de cada una de las curvas que aparecen en dicha tabla, se realiza lo siguiente

- La extracción de los datos del experimento donde aparece la variable en cuestión con las respectivas dependencias, por ejemplo, la capacidad de calefacción frente a la temperatura de impulsión de calefacción, para las distintas temperaturas exteriores.
- Para definir la base de datos es necesario normalizar los datos experimentales, es decir, hay que referir los valores en las distintas condiciones de operación con los valores de las condiciones nominales. Para ello, se aplica la ecuación (74).

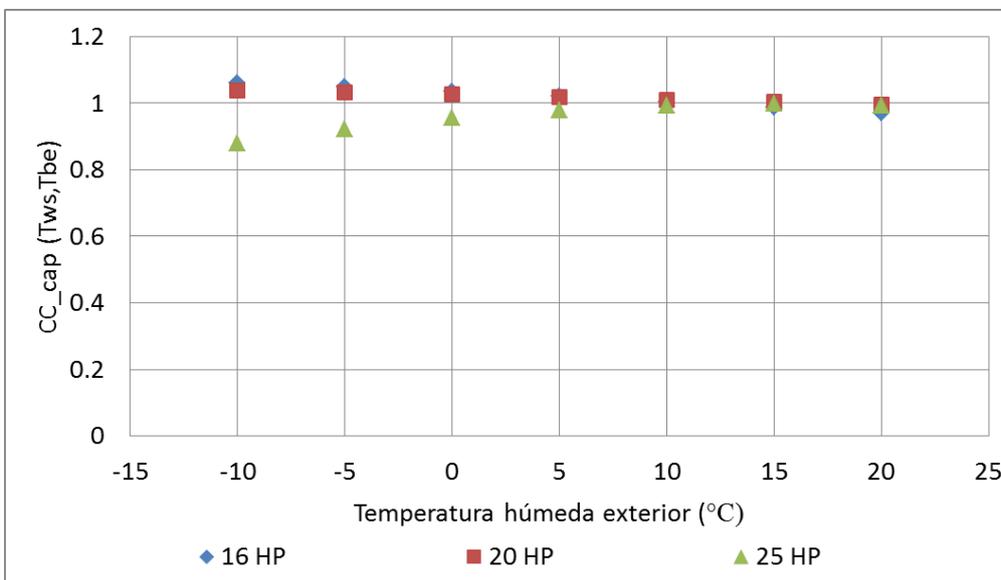
$$\text{Valor normalizado} = \frac{\text{Valor en condiciones experimentales}}{\text{Valores en condiciones nominales}} \quad (74)$$

- Cálculo de los coeficientes de ajuste para las diferentes variables bajo estudio, tales como capacidad de calefacción o refrigeración, consumo, o capacidad para recuperar el calor residual de la GEHP y producir ACS.

A continuación, se describen las dependencias funcionales de las curvas correctoras que aparecen en las expresiones anteriores, con las condiciones climáticas exteriores, con el factor de carga parcial y con la temperatura de distribución de agua. Los coeficientes de ajuste de las curvas se muestran en el Anexo 5.1.

Curva correctora 1. La curva correctora de la capacidad de calefacción, $CAP_{CAL}(T_{ws}; T_{be})$, se muestra en la Gráfica 1. Se define como la variación de la capacidad de calefacción, con factor de carga parcial del 100%, en función de la temperatura del agua de salida y de la temperatura del bulbo húmedo exterior. Se calcula mediante la ecuación (75).

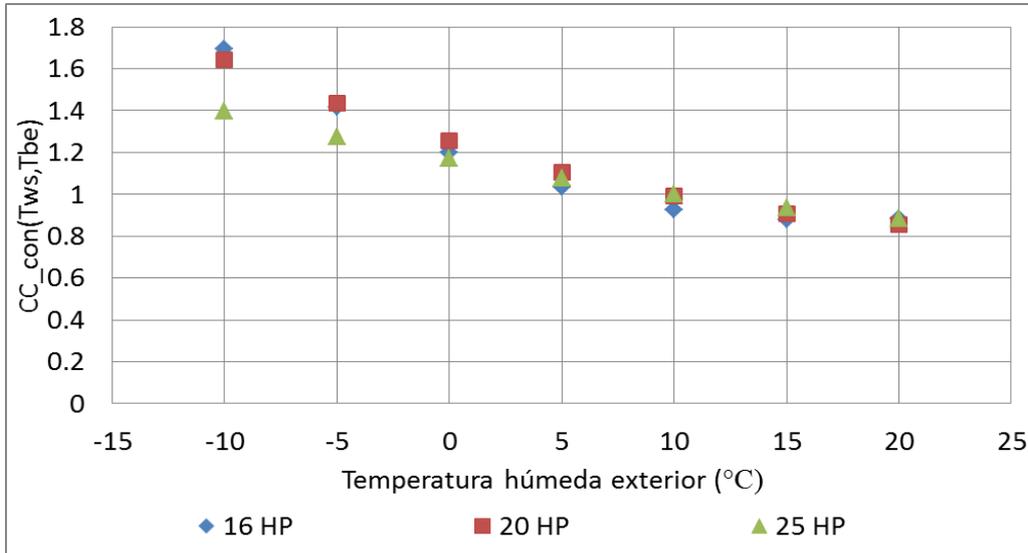
$$\begin{aligned} CAP_{CAL}(T_{ws}; T_{be}) \\ = p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{be} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \\ \cdot T_{be} + p_{02} \cdot (T_{be})^2 \end{aligned} \quad (75)$$



Gráfica 1. Curva correctora de la capacidad de calefacción.

Curva correctora 2. La curva correctora del consumo de calefacción, $Consumo_{CAL-T}(T_{ws}, T_{be})$, se muestra en la Gráfica 2. Se define como la variación del consumo de gas en modo calefacción, con un factor de carga parcial del 100%, en función de la temperatura del agua a la salida y de la temperatura de bulbo húmedo exterior. Se determina mediante la ecuación (76).

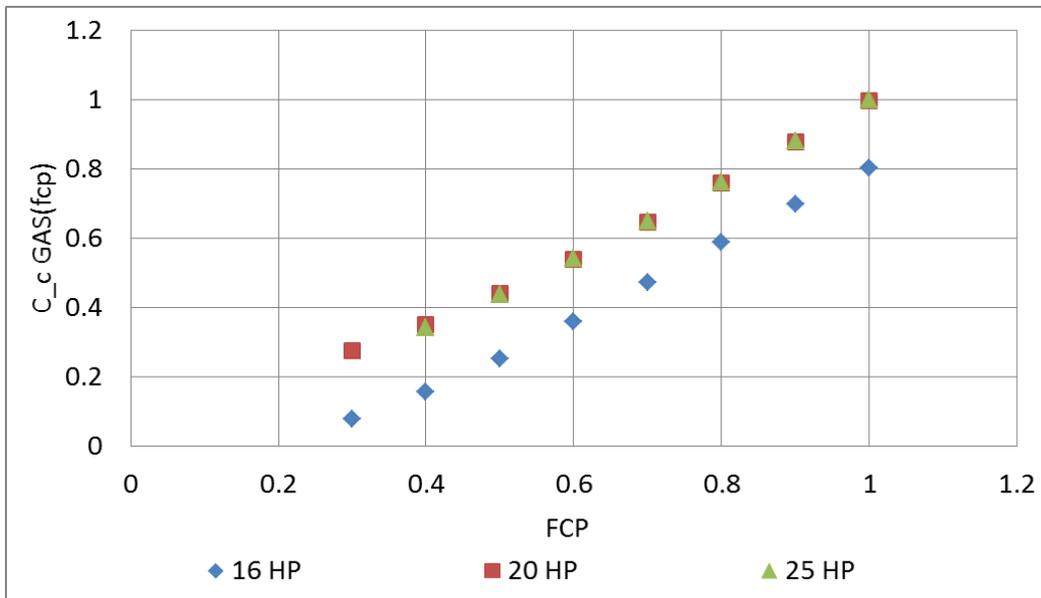
$$\begin{aligned}
 \text{Consumo}_{\text{CAL-T}}(T_{ws}, T_{be}) &= p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{be} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \\
 &\cdot T_{be} + p_{02} \cdot (T_{be})^2
 \end{aligned} \tag{76}$$



Gráfica 2. Curva correctora del consumo de calefacción en función de la temperatura.

Curva correctora 3. La curva correctora del consumo de calefacción, $\text{Consumo}_{\text{CAL-FCP}}(\text{FCP})$, se representa en la Gráfica 3. Se define como la variación del consumo de gas en modo calefacción en función del factor de carga parcial. Se determina mediante la ecuación (77).

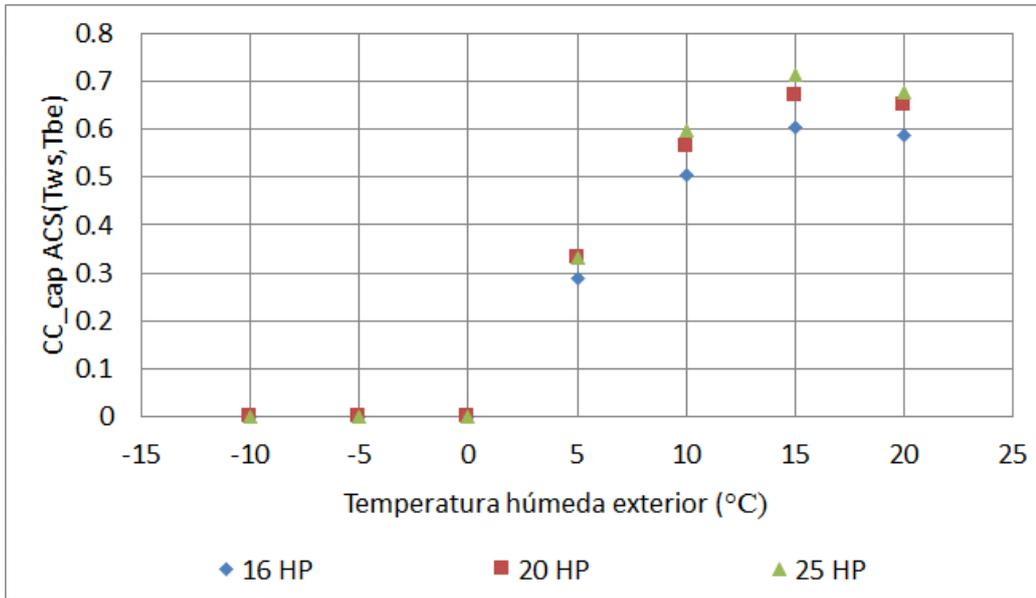
$$\text{Consumo}_{\text{CAL-FCP}}(\text{FCP}) = a_0 + a_1 \cdot \text{fcp} + a_2 \cdot \text{fcp}^2 + a_3 \cdot \text{fcp}^3 \tag{77}$$



Gráfica 3. Curva correctora en función del factor de carga parcial.

Curva correctora 4. La curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS, $\text{CAP}_{\text{ACS-T-CAL}}(T_{ws}, T_{be})$, se muestra en la Gráfica 4. Se define como la variación del calor de recuperación en modo calefacción (FCP=100%) en función de la temperatura del agua de salida y de la temperatura del bulbo exterior. Se determina mediante la ecuación (78).

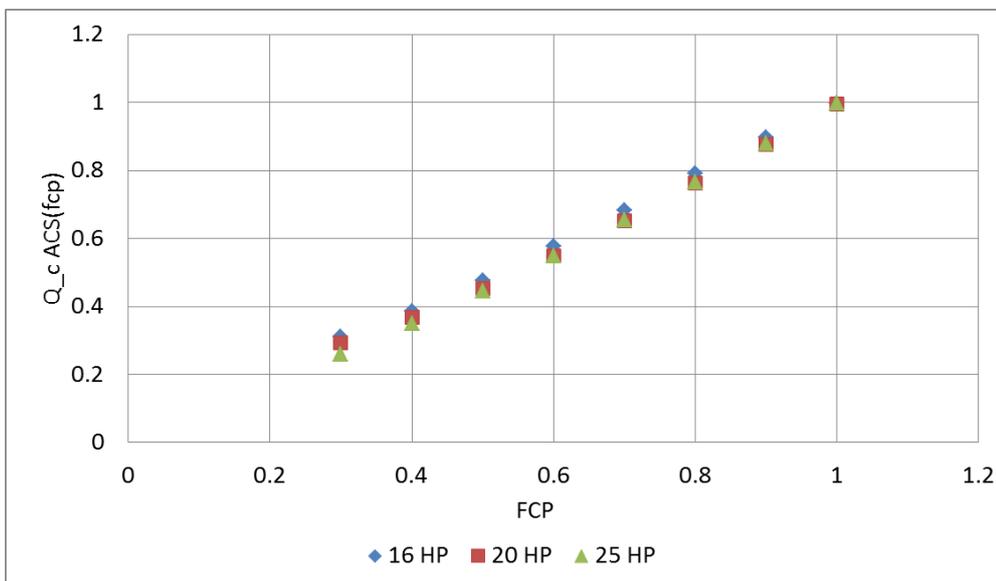
$$CAP_{ACS-T-CAL}(T_{ws}, T_{be}) = p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{be} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \cdot T_{be} + p_{02} \cdot (T_{be})^2 \quad (78)$$



Gráfica 4. Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función de la temperatura.

Curva correctora 5. La curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS $CAP_{ACS-FCP-CAL}(FCP)$, se muestra en la Gráfica 5. Se define como la variación de la recuperación de calor recuperación de calor en el modo de calefacción en función del factor de carga parcial. Se determina mediante la ecuación (79).

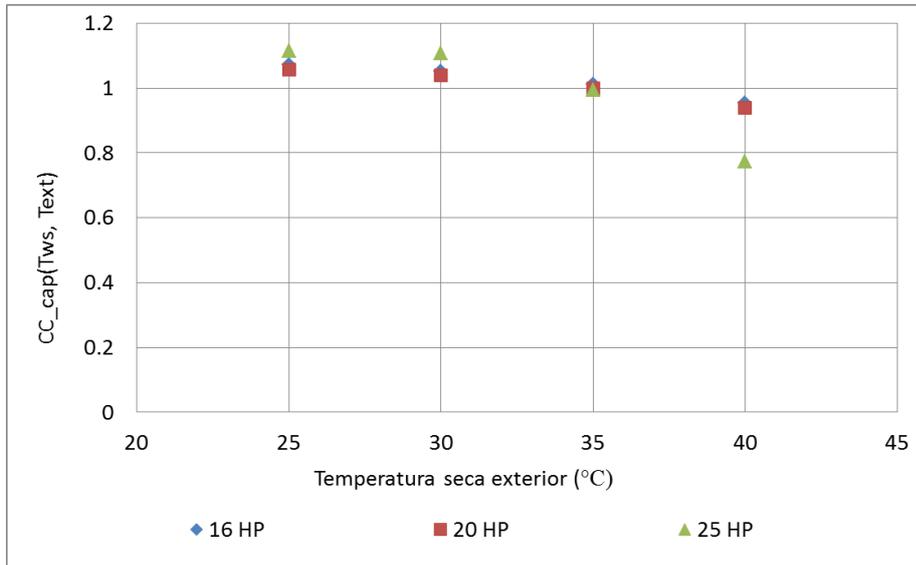
$$CAP_{ACS-FCP-CAL}(FCP) = a_0 + a_1 \cdot fcp + a_2 \cdot fcp^2 + a_3 \cdot fcp^3 \quad (79)$$



Gráfica 5. Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función del factor de carga parcial.

Curva correctora 6. La curva correctora de la capacidad de refrigeración, $CAP_{REF}(T_{ws}; T_{ext})$, se muestra en la Gráfica 5. Se define como la variación de la capacidad de refrigeración, con factor de carga parcial del 100%, en función de la temperatura del agua de salida y de la temperatura seca exterior. Se calcula mediante la ecuación (80).

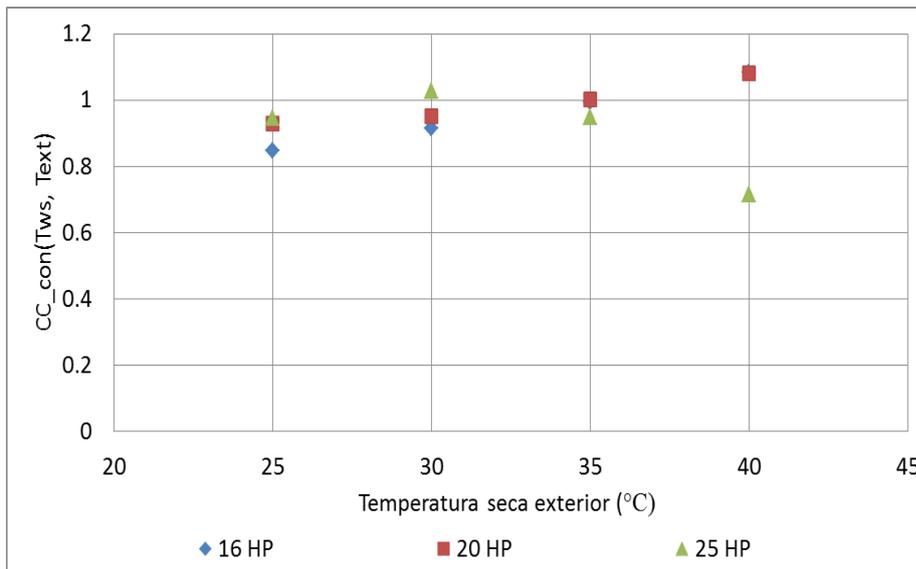
$$\begin{aligned}
 CAP_{REF}(T_{ws}; T_{ext}) &= p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{ext} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \\
 &\quad \cdot T_{ext} + p_{02} \cdot (T_{ext})^2
 \end{aligned} \quad (80)$$



Gráfica 6. Curva correctora de la capacidad de refrigeración en función de la temperatura.

Curva correctora 7. La curva correctora del consumo de refrigeración, $Consumo_{REF-T}(T_{ws}, T_{ext})$, se representa en la Gráfica 7. Se define como la variación del consumo de gas en modo refrigeración, con un factor de carga parcial del 100%, en función de la temperatura del agua a la salida y de la temperatura seca exterior. Se determina mediante la ecuación (81).

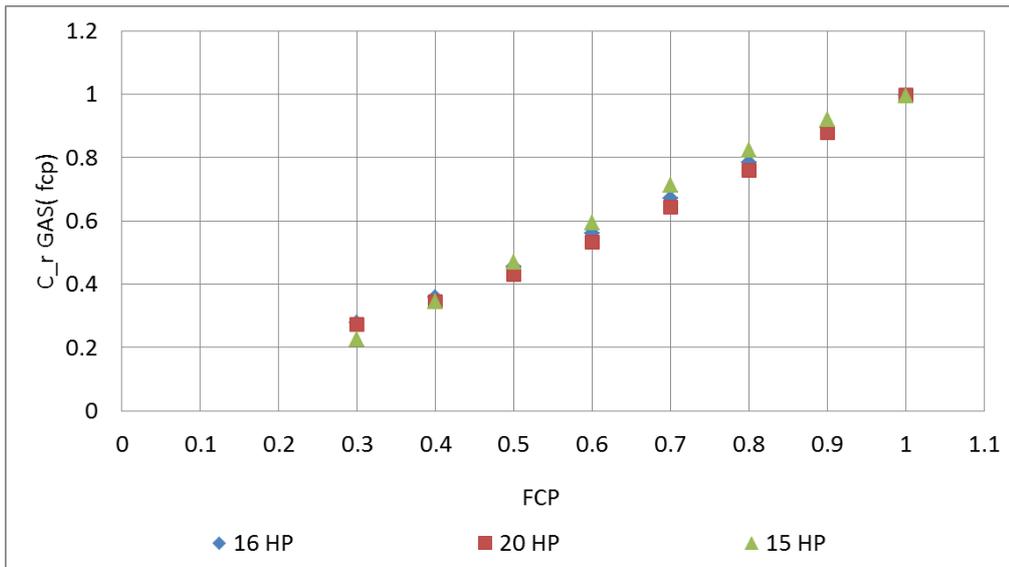
$$\begin{aligned}
 Consumo_{REF-T}(T_{ws}, T_{ext}) &= p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{ext} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \\
 &\quad \cdot T_{ext} + p_{02} \cdot (T_{ext})^2
 \end{aligned} \quad (81)$$



Gráfica 7. Curva correctora del consumo de refrigeración en función de la temperatura.

Curva correctora 8. La curva correctora del consumo de refrigeración, $Consumo_{REF-FCP}(FCP)$, se representa en la Gráfica 8. Se define como la variación del consumo de gas en modo refrigeración en función del factor de carga parcial. Se calcula mediante la ecuación (82).

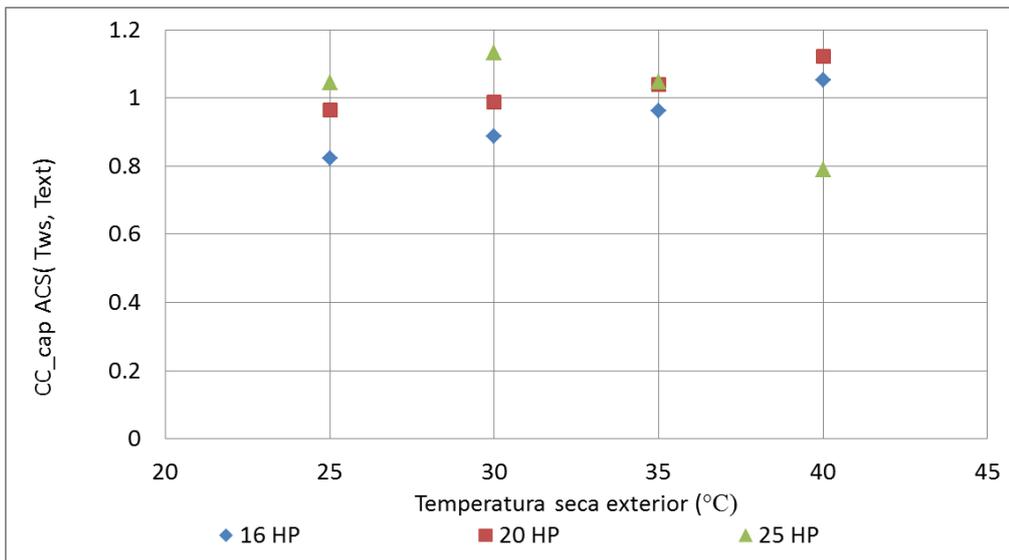
$$Consumo_{REF-FCP}(FCP) = a_0 + a_1 \cdot fcp + a_2 \cdot fcp^2 + a_3 \cdot fcp^3 \quad (82)$$



Gráfica 8. Curva correctora del consumo de refrigeración en función del factor de carga parcial.

Curva correctora 9. La curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en refrigeración de refrigeración, $CAP_{ACS-T-REF}(T_{ws}, T_{ext})$, se muestra en la Gráfica 9. Se define como la variación del calor de recuperación en modo refrigeración (FCP=100%) en función de la temperatura del agua de salida y de la temperatura seca exterior. Se calcula mediante la ecuación (83).

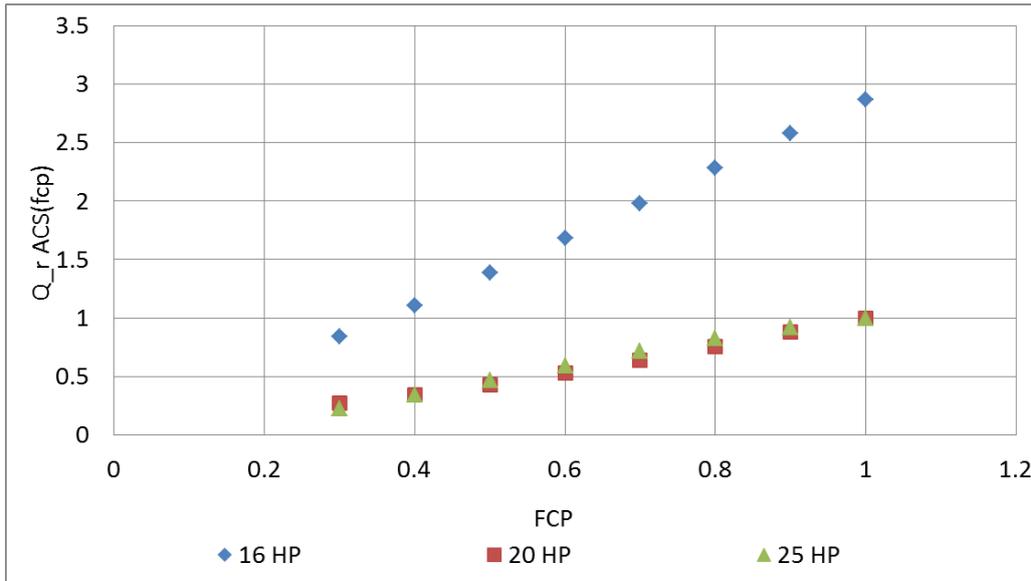
$$CAP_{ACS-T-REF}(T_{ws}, T_{ext}) = p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{ext} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \cdot T_{ext} + p_{02} \cdot (T_{ext})^2 \quad (83)$$



Gráfica 9. Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función de la temperatura

Curva correctora 10. La curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en régimen de refrigeración, $CAP_{ACS-FCP-REF}(FCP)$, se representa en la Gráfica 10. Se define como la variación de la recuperación de calor recuperación de calor en el modo de refrigeración en función del factor de carga parcial. Se determina mediante la ecuación (84).

$$CAP_{ACS-FCP-REF}(FCP) = a_0 + a_1 \cdot fcp + a_2 \cdot fcp^2 + a_3 \cdot fcp^3 \quad (84)$$



Gráfica 10. Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función del factor de carga

2.3 Dimensionado de equipos

Se procede a realizar el dimensionado de los equipos que componen la instalación en cuestión. Hay que mencionar que, para el dimensionado de las bombas, se ha calculado el caudal nominal usando los saltos térmicos nominales y las capacidades térmicas de la unidad a la que están conectadas.

2.3.1 Dimensionado de la GEHP

Para diseñar la capacidad nominal de la GEHP se utiliza el valor pico de la demanda punta de calefacción, ya que el edificio se encuentra en una zona climática en la que predomina el régimen de calefacción. El factor de diseño utilizado es de 0,6, ya que el edificio se encuentra en zona D, considerado como zona fría. Es un parámetro de diseño que indica que la GEHP tiene capacidad suficiente para cubrir el 60% de la demanda punta de refrigeración, en este caso. A continuación, se expone la demanda punta de calefacción y el factor de diseño utilizado.

$$\begin{aligned} \text{Demanda calefacción punta} &= D_{cal_{PUNTA}} = 171,37 \text{ kW} \\ \text{Factor de diseño} &= FD = 0,6 \end{aligned}$$

Por tanto, la potencia nominal de diseño de calefacción de la GEHP se determina mediante la ecuación (85).

$$P_{DISEÑO-CAL} = D_{cal_{PUNTA}} \cdot FD = 101,62 \text{ kW} \tag{85}$$

El diseño del caudal de la bomba de la GEHP, corresponde con la bomba 7, se calcula con la ecuación (86). Depende del salto de temperaturas que se produce en el evaporador en el régimen de calefacción. Es un parámetro de diseño, y se estima en 5 °C.

$$Q_{B7-D} = \frac{P_{DISEÑO-CAL}}{C_p \cdot \Delta T_{CAL}} = 17512,30 \left[\frac{l}{h} \right] \tag{86}$$

Es preciso señalar que el caudal de la bomba 3 tiene que coincidir con el caudal de la 7.

El cálculo de la potencia de diseño de refrigeración se recoge en la ecuación (87). Hay que multiplicar la potencia de diseño de calefacción entre la relación refrigeración- calefacción, R_{recal} .

Dicha relación es un parámetro de diseño que se calcula como el cociente entre la potencia de diseño de refrigeración y calefacción, y se estima en un 0,86. Por tanto:

$$P_{DISEÑO-REF} = P_{DISEÑO-CAL} \cdot R_{recal} = 87,4 \text{ kW} \quad (87)$$

Siendo:

$$- R_{recal} = 0,86.$$

Para calcular la potencia de diseño de ACS recuperado se utiliza la ecuación (88), y depende de la relación de calor recuperado, R_{ACS} . Es un parámetro que se define como la potencia de ACS recuperado entre la potencia de calefacción, se estima en 0,45. Se calcula de la siguiente manera:

$$P_{DISEÑO-ACS} = P_{DISEÑO-CAL} \cdot R_{ACS} = 45,8 \text{ kW} \quad (88)$$

Siendo:

$$- R_{ACS} = 0,45$$

El diseño del caudal de la bomba de ACS se realiza mediante el salto de temperaturas en el lazo de recuperación de ACS, ΔT_{ACS} . Es un parámetro de diseño, y se estima en 20 °C. Este es el caudal de diseño de la bomba 2, se calcula mediante la ecuación (89).

$$Q_{ACS-D} = \frac{P_{DISEÑO-ACS}}{C_p \cdot \Delta T_{ACS}} = 1938,72 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (89)$$

Siendo:

$$- \Delta T_{ACS} = 20^\circ\text{C}.$$

2.3.2 Dimensionado de las calderas de apoyo

El cálculo de la potencia de diseño de la caldera 1 se recoge en la ecuación (90). Depende de la demanda máxima de ACS, es decir, dicha potencia es función de el caudal máximo de ACS. Por tanto, se selecciona el caudal de ACS máximo y la temperatura del agua de reposición correspondiente a dicho paso de tiempo.

$$P_{DISEÑO-Caldera 1} = Q_{ACS}^{MAX} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{IMP-ACS} - T_{20}) = 25,45 \text{ kW} \quad (90)$$

Siendo:

- $Q_{ACS}^{MAX} = 405,86 \text{ l/h}$. Caudal de demanda de ACS máximo.
- $T_{IMP-ACS} = 60^\circ\text{C}$. Temperatura de impulsión de ACS.
- $T_{20} = 20^\circ\text{C}$. Temperatura de agua de reposición

El diseño del caudal de la bomba de la caldera 1 se realiza mediante el salto de temperaturas en dicha caldera, $\Delta T_{Caldera 1}$. Es un parámetro de diseño, y se estima en 20 °C. Este es el caudal de diseño de la bomba 1, se calcula como:

$$Q_{Caldera 1-D} = \frac{P_{DISEÑO-Caldera 1}}{C_p \cdot \Delta T_{Caldera 1}} = 1055,24 \left[\frac{l}{h} \right]$$

Siendo:

$$- \Delta T_{Caldera 1} = 20^\circ\text{C}$$

La caldera 2 se dimensiona para que cubra el 50% de la demanda punta de calefacción del edificio.

$$P_{DISEÑO-Caldera 2} = 87,34 \text{ kW}$$

El diseño del caudal de la bomba de la caldera 2 se realiza mediante el salto de temperaturas en dicha caldera, $\Delta T_{Caldera 2}$. Es un parámetro de diseño, y se estima en 10 °C. Este es el caudal de diseño de la bomba 11, se calcula como:

$$Q_{Caldera\ 2-D} = \frac{P_{DISEÑO-Caldera\ 2}}{C_p \cdot \Delta T_{Caldera\ 2}} = 3\ 763,17 \left[\frac{l}{h} \right]$$

Siendo:

$$- \Delta T_{Caldera\ 2} = 10\ ^\circ\text{C}$$

2.3.3 Dimensionado de la enfriadora

La enfriadora se diseña con una capacidad frigorífica tal que cubra el 40 % de demanda punta de refrigeración.

$$P_{DISEÑO-Enfriadora} = Dref_{PUNTA} \cdot (1 - FD) = 109\ kW$$

El diseño del caudal de la bomba de enfriadora se realiza mediante el salto de temperaturas en dicha equipo, $\Delta T_{Enfriadora}$. Es un parámetro de diseño, y se estima en 5 °C. Este es el caudal de diseño de la bomba 8, se calcula mediante la ecuación (91).

$$Q_{Enfriadora-D} = \frac{P_{DISEÑO-Enfriadora}}{C_p \cdot \Delta T_{Enfriadora}} = 18\ 787,36 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (91)$$

Siendo:

$$- \Delta T_{Enfriadora} = 5\ ^\circ\text{C}$$

2.3.4 Dimensionado de las bombas de circulación

En primer lugar, se procede a dimensionar la bombas de circulación del circuito de calefacción y refrigeración. Para el dimensionado de la bomba de impulsión situada en el circuito de calefacción se utiliza la demanda punta de calefacción y un salto de temperatura de 15 °C. El caudal de diseño de la bomba 10 se calcula con la ecuación (92).

$$Q_{B10-D} = \frac{Dcal_{PUNTA}}{C_p \cdot \Delta T_{CAL}} = 9\ 845,85 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (92)$$

Siendo:

$$- \Delta T_{CAL} = 15\ ^\circ\text{C}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, para la bomba de impulsión del circuito de refrigeración, es decir, la bomba 9, se calcula aplicando la ecuación (93).

$$Q_{B9-D} = \frac{Dref_{PUNTA}}{C_p \cdot \Delta T_{CAL}} = 20\ 874,84 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (93)$$

Siendo:

$$- \Delta T_{REF} = 15\ ^\circ\text{C}$$

En segundo lugar, se procede a dimensionar las bombas de circulación del lazo de producción de ACS. La bomba 6 es la encargada de forzar la circulación a través del intercambiador 4, está situada entre el colector de agua caliente y dicho intercambiador. Para dimensionarla se utiliza la potencia de ACS recuperada y suponiendo que el salto de temperatura que se produce en el intercambiador 4 es igual a 5°C. Aplicando la ecuación (94) se calcula el caudal de la bomba 6.

$$Q_{B6-D} = \frac{P_{DISEÑO-ACS}}{C_p \cdot \Delta T_{Int\ 4}} = 7\ 754,91 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (94)$$

Siendo:

$$- \Delta T_{Int\ 4} = 5\ ^\circ\text{C}$$

Para el dimensionado de las bombas del lazo de calentamiento de ACS, es decir, bombas 4 y 5, se selecciona la demanda punta del caudal de ACS, ecuaciones (95) y (96). De tal manera, se asegura que la bomba va a tener siempre capacidad suficiente. Por tanto:

$$Q_{B4-D} = DACSPUNTA = 405,86 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (95)$$

$$Q_{B5-D} = DACSPUNTA = 405,86 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (96)$$

2.3.5 Dimensionado de los depósitos acumuladores

Para dimensionar los depósitos acumuladores se utiliza una relación entre el volumen de acumulación y la potencia, $R_{litro-kW}$. Es un parámetro de diseño y representa la capacidad térmica de cada litro acumulado, está ligado a la capacidad térmica de la unidad GEHP se fija en $40 \left[\frac{l}{kW} \right]$. Para el depósito acumulación de ACS, el volumen se calcula con la ecuación (97).

$$V_{ACS} = P_{DISEÑO-ACS} \cdot R_{litro-kW} = 1800 \text{ litros} \quad (97)$$

El volumen de acumulación de los depósitos 1 y 2 se calcula aplicando las ecuaciones (98) y (99).

$$V_{Dep-1} = P_{DISEÑO-REF} \cdot R_{litro-kW} = 3440 \text{ litros} \quad (98)$$

$$V_{Dep-2} = P_{DISEÑO-CAL} \cdot R_{litro-kW} = 4000 \text{ litros} \quad (99)$$

Siendo:

$$- R_{litro-kW} = 40 \frac{l}{kW}$$

2.4 Control

El control de la instalación se realiza en función de las magnitudes del paso de tiempo anterior. Se comienza describiendo el control del lazo de producción de ACS. En cuanto al control de las bombas 4 y 5. La bomba 4 funciona cuando haya demanda de ACS, mientras que la bomba 5 funciona cuando la bomba 4 no funcione. Hay que mencionar que, por la bomba 4 circula el agua de reposición o la recirculación del agua procedente del depósito 3 (ACS). Esto se debe a que la válvula 10 es de tres vías todo-nada, por lo que no permite que se produzca la mezcla de ambas corrientes.

En cuanto a los intercambiadores 1 y 2. La corriente de agua del lado frío entrará cuando funcionen las bombas 3 y 2 respectivamente, y, cuando se cumpla que la temperatura de entrada en el lado frío sea inferior a la temperatura de entrada en el lado caliente menos la cercanía de dicho intercambiador, evitando así los entrecruzamientos. La bomba 3 funciona cuando está activado el modo refrigeración. Mientras que la bomba 2 funciona siempre que opere la GEHP, excepto cuando en modo calefacción, la bomba 6 esté activa. Es importante decir que esto sucede cuando los tanques de ACS están llenos a la temperatura de acumulación.

El agua circula siempre por el intercambiador 3 ya que no tiene una válvula de 3 vías a la entrada. Sin embargo, la caldera 1 opera siempre que la temperatura de acumulación del tanque de ACS sea inferior a la temperatura de consigna de dicha caldera.

A continuación, se procede a describir el control del resto de la instalación. La bomba 6 funciona siempre que la instalación se encuentra trabajando en modo calefacción y cuando el depósito de ACS se encuentre lleno a la temperatura de acumulación. Por otro lado, cuando dicha bomba esté

en funcionamiento, la válvula 3, y en consecuencia la válvula 4, permiten la circulación por la corriente 30 y 31.

La bomba 7 tiene que funcionar siempre que la GEHP esté operando, ya que es la encargada de forzar la circulación a través del condensador, en calefacción, y evaporador en refrigeración. En concreto, en modo calefacción, la GEHP arranca cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción sea inferior a 35°C. En modo refrigeración, la GEHP arranca cuando la temperatura de retorno de refrigeración sea superior a 12°C. Por otro lado, es importante aclarar que, siempre que funcione la bomba 3 tiene que funcionar la bomba 7, ya que la bomba 3 es la encargada de forzar la circulación desde el lazo de producción de ACS hasta la GEHP.

La bomba 8, situada aguas arriba de la enfriadora, funciona cuando, la temperatura de retorno del circuito de refrigeración sea superior a 14 °C. La bomba 9, situada en el circuito de refrigeración, funciona cuando la instalación esté operando en el modo de refrigeración y exista demanda de refrigeración. Análogamente, la bomba 10, situada en el circuito de calefacción, funciona cuando el sistema esté operando en el modo de calefacción y exista demanda de calefacción. Por último, la bomba 11, situadas aguas arriba de la caldera 2, funciona cuando dicha caldera opere, y esto se produce cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción es inferior a 33 °C.

Para explicar el funcionamiento de las válvulas, cabe destacar que todas son válvulas de tres vías que permiten que circule todo el caudal o nada. Para ello, se parte de la GEHP. En primer lugar, se analiza la válvula 7, que es la que permite la circulación de agua hacia el depósito 1 cuando la instalación trabaja en el modo de refrigeración. Por otro lado, cuando opera en el modo de calefacción y producción de ACS permite la circulación hacia el depósito 2. Hay que señalar que la válvula 7 y 8 siempre van a tener el mismo valor. Por ejemplo, si la 7 tiene el valor 0, quiere decir que el agua circula hacia el depósito 1, pues la válvula 8 también tiene el valor 0, que significa que el agua procede del colector de agua fría.

La válvula 6 opera cuando la instalación se encuentre en el modo de calefacción o producción de ACS. En concreto, cuando esté en calefacción, la válvula 6 permite la circulación hacia el colector de agua caliente. En caso contrario, cuando trabaje esté en el modo de producción de ACS, el agua circula hacia el intercambiador de calor 1. Cabe destacar que la válvula 5 y 6 tienen siempre el mismo valor. De tal manera, si la válvula 6 es igual a la unidad, significa que el agua circula hacia el colector de agua caliente, así que la válvula 5, con valor igual a la unidad, provoca que el fluido que por el que es atravesado sea el que proviene de dicho colector.

Respecto al lazo de producción de agua caliente sanitaria, se analiza el funcionamiento de las válvulas 3 y 4. Si la instalación opera en modo calefacción y la temperatura del depósito 3, el de acumulación de ACS, es inferior a 60°C el agua se dirige hacia el intercambiador de calor 2. Si la temperatura de acumulación de dicho depósito supera los 60 °C, la válvula 3 cambia la dirección del fluido, dirigiéndolo hacia el intercambiador de calor 4. Como en los casos anteriores, estas dos válvulas tienen siempre el mismo valor.

Los intercambiadores 1 y 2 poseen cada uno una válvula de 3 vías a la entrada. La válvula 1 permite la circulación de agua hacia el intercambiador de calor 1 cuando la bomba 3 y 4 estén activas. Cabe destacar que cuando la GEHP no funcione, la válvula 1 tiene que impedir la circulación del agua a través del intercambiador 1. Mientras que la válvula 2, situada a la entrada del intercambiador 2, permite la entrada de agua cuando la bomba 2 y 4 estén activas. Al igual que la válvula 1, cuando la GEHP no funcione, la válvula 2 no permite la circulación de fluido a través del intercambiador 1. Cabe destacar que la válvula 1 y 2 no tienen por qué tener el mismo valor, como ocurre en los casos anteriores.

Por último, se analiza el funcionamiento de las válvulas 9 y 10. La válvula 9, ubicada aguas abajo del depósito de acumulación de ACS, permite el paso del agua hacia el edificio siempre que exista demanda de ACS. En caso contrario, dicha válvula es la responsable de recircular el agua hacia el lazo de producción de ACS, estando la bomba 5 en funcionamiento. Respecto a la válvula 10, es la encargada de suministrar agua de reposición al circuito, siendo necesario dicho suministro cuando exista demanda de ACS, ya que el agua del depósito acumulador 3 se dirige hacia el edificio.

3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD Y PRUEBAS AL EXCEL

En este apartado se procede a exponer el análisis de sensibilidad del presente trabajo. El análisis de sensibilidad realizado consiste en que comprobar que la instalación se comporta siguiendo las restricciones impuestas en su control. Para ello, se ha realizado una simulación de la instalación para un día tipo. Cabe subrayar que se realiza la simulación de un solo día para mayor claridad de los resultados.

Para realizar la simulación, se ha seleccionado un edificio tipo bloque manzana situado en la zona climática D3. Se requiere los valores climáticos correspondientes a 2021 de dicha zona climática, tales como temperatura de agua de reposición, temperatura seca exterior, temperatura húmeda exterior y humedad exterior. Además se requiere la demanda de calefacción, refrigeración, y ACS del edificio seleccionado.

3.1 Modo 2. Producción ACS

A continuación se describen los fundamentos de control del modo 2 producción de ACS. La demanda de ACS se combate según la siguiendo el orden de prioridad:

- GEHP.
- Recuperación de GEHP.
- Caldera de apoyo.

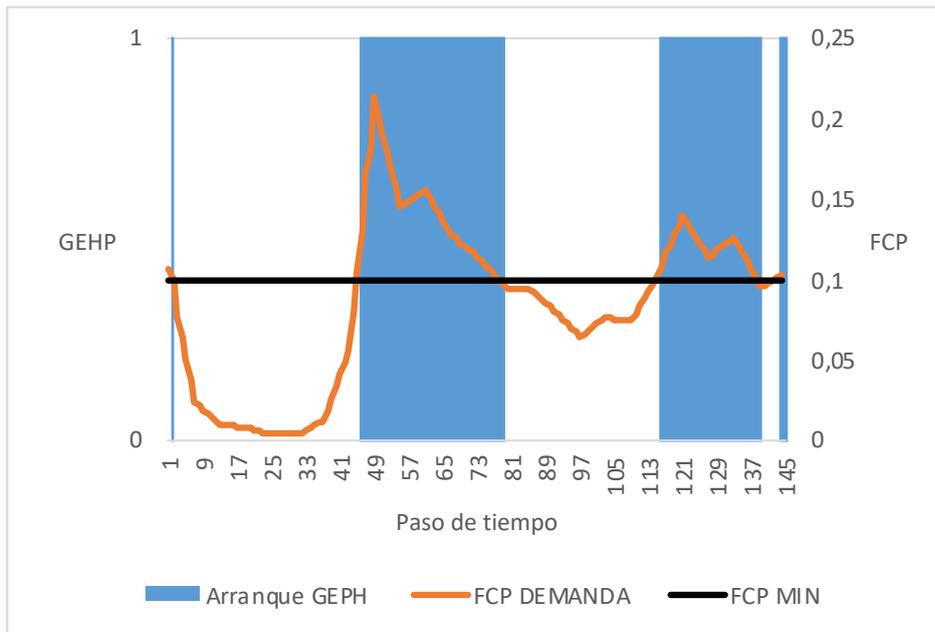
Si la temperatura de acumulación del depósito de ACS es inferior a la temperatura de acumulación fijada, 60°C, la instalación se encargará de elevar la temperatura de acumulación hasta la de consigna siguiendo el orden de prioridad establecido para la producción de ACS.

Si la temperatura de acumulación del depósito 2 es inferior a su temperatura de acumulación fijada, 40°C, la GEHP arranca.

En primer lugar, se realiza el análisis de sensibilidad al modo de producción de ACS, correspondiente al modo de operación 2. Para ello, simula la instalación para un día en el que solo exista demanda de ACS. Cabe destacar que como día tipo se ha seleccionado el 22/05/2021.

3.1.1 GEHP.

Se procede a analizar el funcionamiento de la GEHP. Para ello, en la Gráfica 11 se representa los pasos de tiempo en los que la GEHP arranca, el factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda y el factor de carga parcial mínimo a lo largo del día tipo. Hay que destacar que se ha representado el factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda en vez del real ya que, si el factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda es menor que el factor de carga mínimo, la GEHP no arranca, es decir, su factor de carga parcial real es nulo. Se observa como en los primeros pasos de simulación, que corresponde con una demanda de ACS pequeña, el factor de carga es menor que el mínimo, por lo que la GEHP no arranca, ocurre exactamente lo mismo entre los pasos de tiempo 80 y 110. Con esto se demuestra que la GEHP no funciona para cualquier demanda de ACS, ya que el comportamiento de la GEHP a bajas carga es inestable e ineficiente.



Gráfica 11. Funcionamiento GEHP. Modo 2

Es preciso señalar que la GEHP siempre va a cubrir la demanda de ACS, siempre y cuando este operando ya que se ha diseñado en función de la demanda de calefacción, que es mucho superior a demanda de ACS. Por ello no se representa el porcentaje de demanda cubierta por la GEHP.

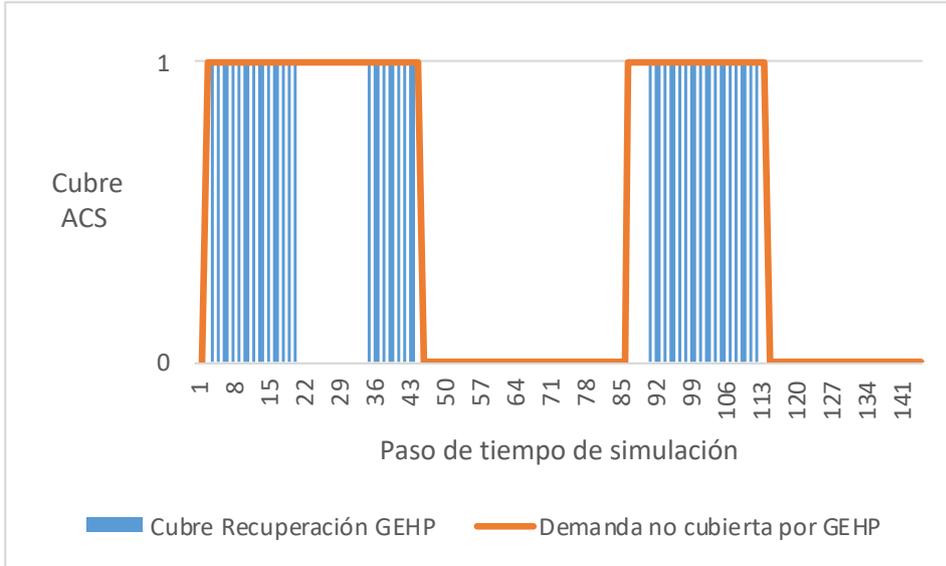
3.1.2 Recuperación GEHP.

Cuando la GEHP no es capaz de cubrir la demanda de ACS, esta debe ser suministrada mediante la recuperación de GEHP. En la Gráfica 12 se muestra los pasos de tiempo en los que la demanda de ACS no se cubre mediante la GEHP y si la recuperación de GEHP cubre dicha demanda. Se observa que en los pasos de tiempo comprendidos entre el número 20 y el 36 la demanda de ACS no se satisface mediante la recuperación de GEHP, y por tanto, ni por la GEHP. Este mismo fenómeno se repite desde el paso de tiempo número 80 hasta el 90. Hay que recalcar que la demanda de ACS no se cubre debido a que el factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda es inferior al valor mínimo de dicho factor, por tanto, el factor de carga parcial real de la recuperación de calor es nulo. Tal y como ocurre en el funcionamiento de la GEHP para producción de ACS

3.1.3 Caldera 1

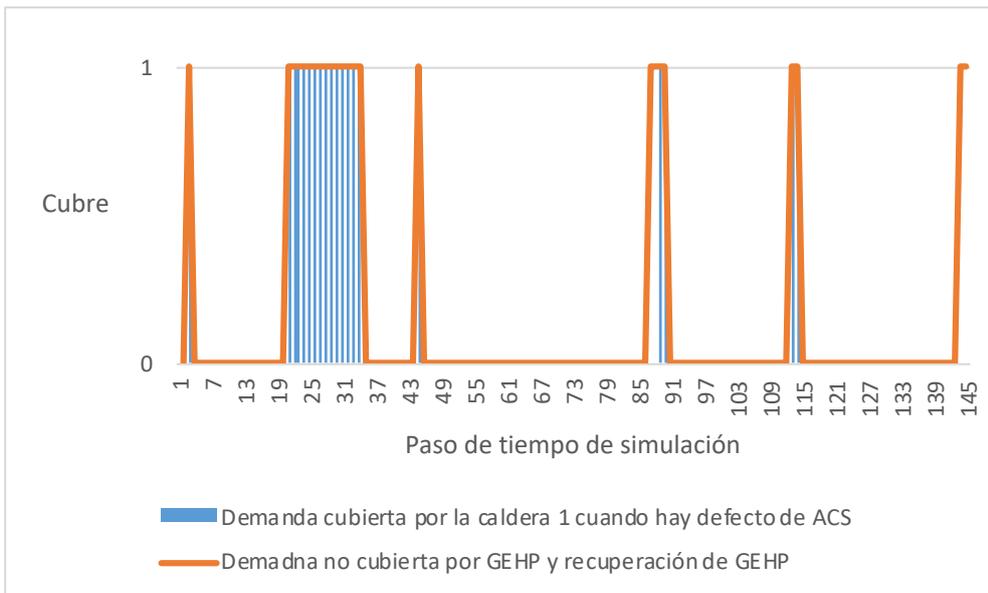
A continuación, se realiza el análisis de sensibilidad sobre la caldera 1, para ello se han supuesto el valor del paso inicial de las siguientes variables:

- Temperatura de acumulación del depósito de ACS, depósito 3.
- Temperatura de salida de la caldera 1, corriente 10.
- Temperatura de entrada a la caldera 1, corriente 9.



Gráfica 12. Demanda cubierta por recuperación GEHP. Modo 2

La caldera 1 satisface la demanda de ACS cuando no se satisface mediante la GEHP y la recuperación de calor de la GEHP, principalmente esto ocurre cuando el factor de carga parcial es menor que el mínimo necesario para operar. En la Gráfica 13 se comprueba que la caldera 1 suministra todo el defecto de ACS que no ha sido capaz de satisfacerse mediante la GEHP y la recuperación de GEHP. Es importante señalar que, siguiendo el orden de suministro de ACS, los pasos de tiempo en los que no se cubra la demanda de ACS con la caldera, son pasos de tiempo que no se ha cubierto la demanda en la instalación. Conviene destacar que el porcentaje de demanda cubierta depende de la temperatura de consigna de la caldera 1 y de la temperatura de impulsión de ACS de la instalación. De tal forma que, mayor temperatura de impulsión de ACS, se requiere una mayor temperatura de consigna de la caldera. Los resultados obtenidos son para una temperatura de consigna de la caldera de 60°C y para una temperatura de impulsión de ACS de 60°C.



Gráfica 13. Demanda ACS cubierta por la caldera 1. Modo 2.

3.1.4 Depósito acumulación ACS.

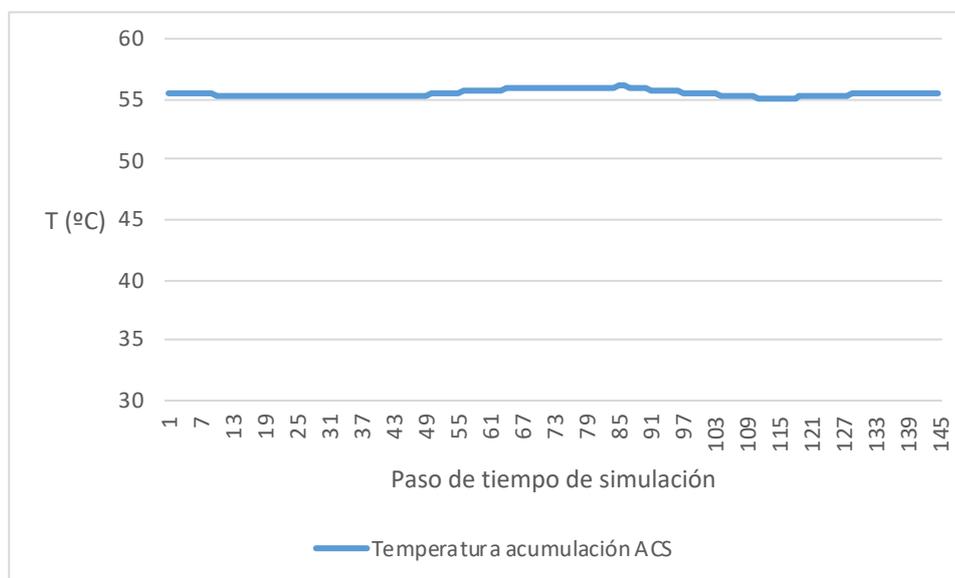
A continuación, se procede a analizar la temperatura de acumulación del depósito de ACS, depósito 3 en el esquema de la instalación. En primer lugar, la temperatura de acumulación de los depósitos depende de la temperatura inicial, esto se debe a que los depósitos de acumulación son elementos con inercia, y por tanto, depende del instante de tiempo anterior. Debido a esta característica intrínseca de los depósitos, hay que suponer una temperatura inicial para llevar a cabo la simulación horaria.

Para calcular la temperatura inicial del depósito de ACS se realiza un proceso iterativo, dicho proceso consiste realizar una primera simulación suponiendo la temperatura inicial. A continuación se realiza una otra simulación horaria, en la que la temperatura inicial es la temperatura final del día tipo de la simulación anterior. Este proceso hay que repetirlo hasta que se cumpla que el balance de energía en el depósito de acumulación de ACS es nulo a lo largo del día tipo. Por tanto, se concluye que el depósito ni se calienta ni se enfría a lo largo del día tipo, lo cual significa un hecho positivo. En la Tabla 8 se recoge el proceso iterativo seguido.

Simulación	Temperatura inicial	Temperatura final
1	40	52,2
2	52,2	53,4
3	53,4	53,5
5	53,5	55,3
6	55,3	55,5
7	55,5	55,5

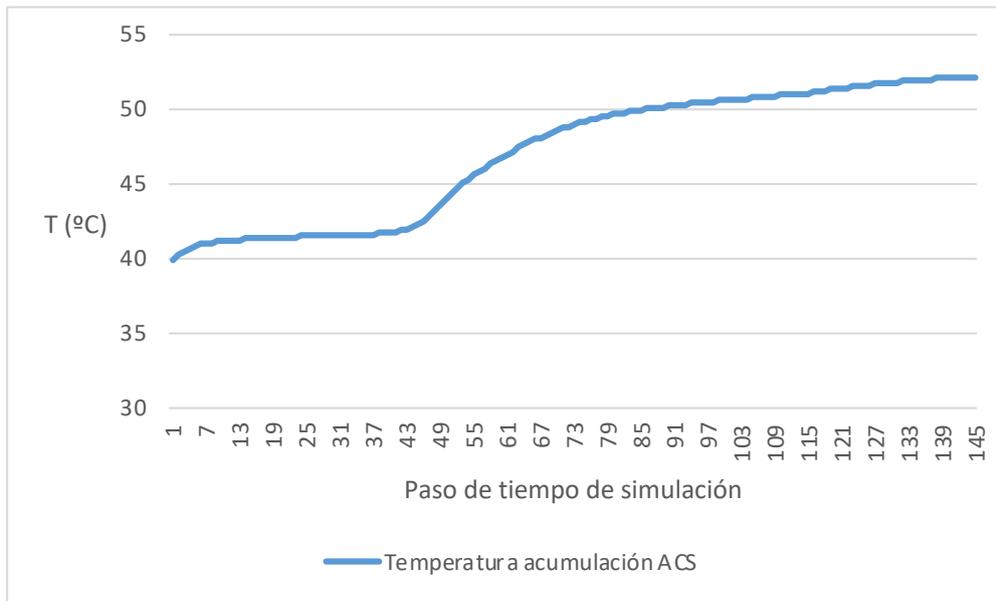
Tabla 8. Iteraciones para el cálculo de la temperatura inicial de ACS. Modo 2.

En la Gráfica 14 se muestra la evolución del depósito de ACS a lo largo del día de tipo para una temperatura inicial de 55,5°C.



Gráfica 14. Temperatura acumulación ACS. Modo 2.

En la Gráfica 15 se muestra la evolución de la temperatura del depósito de ACS a lo largo del día tipo en la primera iteración. Se observa que la temperatura inicial y final difieren, por lo que el balance de energía a lo largo del día tipo no es nulo.



Gráfica 15. Temperatura acumulación ACS iteración 1. Modo 2.

Cabe destacar que los resultados obtenidos para la temperatura de acumulación del depósito de ACS no dependen de los valores del paso inicial de simulación de la temperatura de la corriente de entrada a la caldera (corriente 9) y de salida de la caldera (corriente 10), ya que la potencia requerida por la caldera es menor que la potencia nominal de dicha caldera, por lo que la temperatura de salida de la caldera 1 es igual a la temperatura de consigna de dicha caldera. Cabe destacar que la temperatura de la salida de la caldera (corriente 10) depende del instante anterior debido a la caldera, que es un elemento que posee inercia, el intercambiador 1 no influye en la dependencia de dicha temperatura con el instante anterior de simulación. Es por ello, que la temperatura de salida al intercambiador 1 en el lado frío (corriente 12) no depende de la temperatura de entrada del intercambiador 1 (corriente 9) del paso anterior.

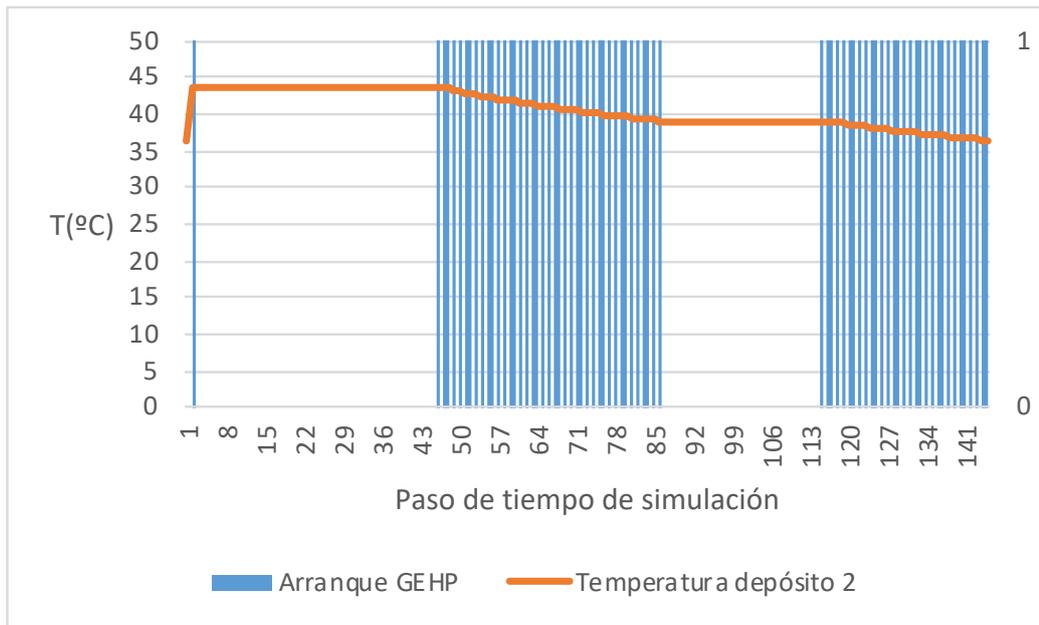
3.1.5 Depósito de inercia de la GEHP.

Una vez analizado el depósito de acumulación de ACS, se analiza el depósito de inercia de la GEHP, es decir, depósito 2. El procedimiento de cálculo de la temperatura inicial de acumulación es idéntico al realizado para el depósito de ACS. En la Tabla 9 se expone las iteraciones realizadas para calcular dicha temperatura inicial de simulación.

Iteración	Temperatura inicial	Temperatura final
1	30	34,73
2	34,73	35,96
3	35,96	36,28
4	36,28	36,3

Tabla 9. Iteraciones para el cálculo de la temperatura inicial depósito 2. Modo 2.

Para ello, en la Gráfica 16 se recoge la evolución temporal de la temperatura de acumulación del depósito 2, así como los pasos de tiempo en los que la GEHP arranca, tal y como se comentó anteriormente, se cubre la demanda de ACS. Se observa que cuando la temperatura de acumulación es inferior a 40°C la GEHP arranca, menos desde el paso de tiempo número 85 al 113, que la GEHP no arranca por tener un factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda inferior al mínimo.



Gráfica 16. Temperatura acumulación depósito 2 y arranque GEHP. Modo 2.

3.2 Modo 1. Calefacción

A continuación, se describe los fundamentos del control del modo calefacción:

La calefacción se suministra mediante la GEHP prioritariamente, y si esta no es capaz de cubrir la totalidad de la demanda, se suministra mediante la caldera 2.

El ACS se suministra mediante la recuperación de GEHP y, si se requiere más, se suministra mediante la caldera 1.

Modos de control:

- Cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción es menor de 35°C, se activa la bomba 7, es decir, arranca la GEHP.
- Cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción es menor de 33°C, se activa la bomba 11 y por tanto, arranca la caldera 2.
- Respecto al depósito de inercia de la GEHP del circuito de calor, depósito 2.
 - o Si la temperatura en lo alto del depósito es de 50°C, la GEHP se detiene.
 - o Si la temperatura en lo alto del depósito es menor de 50°C, la GEHP funciona al 100%.
- Si el tanque de ACS se encuentra a la temperatura de acumulación de consigna, se activa la válvula 3 y 4, y por tanto, la bomba 6. Por lo que el agua circula por la corriente 30 y 31. Por tanto, el agua no circula por la corriente 5 y 6.

A continuación, se procede a realizar el análisis de sensibilidad para el modo de calefacción. Para ello, se analiza un día tipo en el que exista demanda de calefacción y de ACS, ya que no existe ningún día en el que no haya demanda de ACS y haya demanda de calefacción. El día tipo seleccionado es el 13/01/2021.

3.2.1 GEHP y caldera 2.

A continuación, se procede a analizar cuando arranca la GEHP y la caldera 2. Según los fundamentos de control en el modo calefacción, la GEHP tiene que arrancar cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción, corriente 42, sea inferior a 35°C. Además, cuando dicha

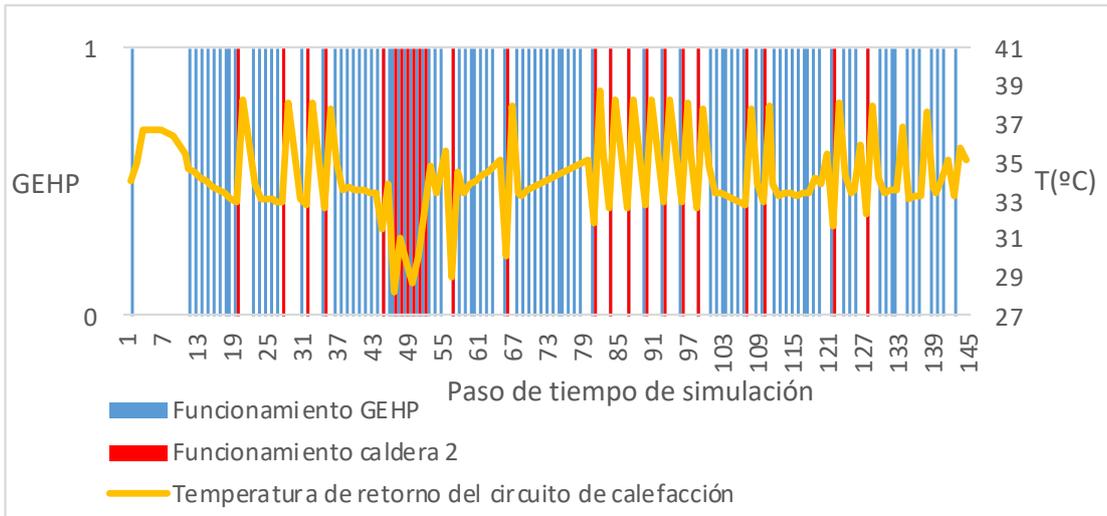
temperatura sea inferior a 33°C la caldera 2 tiene que arrancar también. Es importante decir que los resultados dependen de la temperatura de salida inicial del colector de agua caliente, correspondiente a 35°C. El método de cálculo ha sido el mismo que para el cálculo de la temperatura de acumulación inicial de ACS, de tal manera, al final del día tipo la temperatura de salida del colector de agua caliente es 35°C también, por lo que el balance de energía en el colector es nulo. Para ello, la Gráfica 17 muestra los pasos de tiempo en los que la GEHP y la caldera 2 arrancan y la temperatura de retorno del circuito de calefacción. Se observa como en los primeros pasos de simulación la GEHP arranca, esto se debe a la demanda de ACS, ya que la GEHP satisface la demanda de ACS mediante la recuperación de calor. Es preciso señalar que la GEHP no arranca debido a la demanda de calefacción.

También en la Gráfica 17 se puede observar como en los primeros pasos de simulación, entre el 5 y el 13 no opera ningún equipo pese a existir una demanda de calefacción y de ACS, este resultado depende de la temperatura inicial de salida del colector de agua caliente. Por otro lado, se aprecia que, en torno al paso de tiempo 19, sólo arranca la caldera 2 y la GEHP no arranca. Esto se debe a que existe una demanda de calefacción que provoca que la temperatura del retorno del circuito de calefacción sea inferior a 33°C y que el factor de carga de la GEHP necesario para combatir la demanda sea inferior al valor límite del factor de carga parcial, provocando que la GEHP no arranque, factor de carga parcial real de GEHP nulo.

Por último, se comprueba que cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción es mayor que 35°C la GEHP se para y que cuando es menor que 35 la GEHP arranca. Además, se observa que cuando dicha temperatura es menor que 33°C la caldera 2 arranca, esto sucede en los pasos de tiempo comprendidos entre 44 y 54. Cuando la temperatura de retorno del circuito de calefacción es superior a 33°C la caldera 2 no arranca, por ejemplo, esto ocurre en los pasos de tiempo comprendidos entre 67 y 79, y 115 y 145. Los tramos en los que la GEHP y la caldera operan simultáneamente son aquellos en los que la temperatura de retorno es inferior a 33°C.

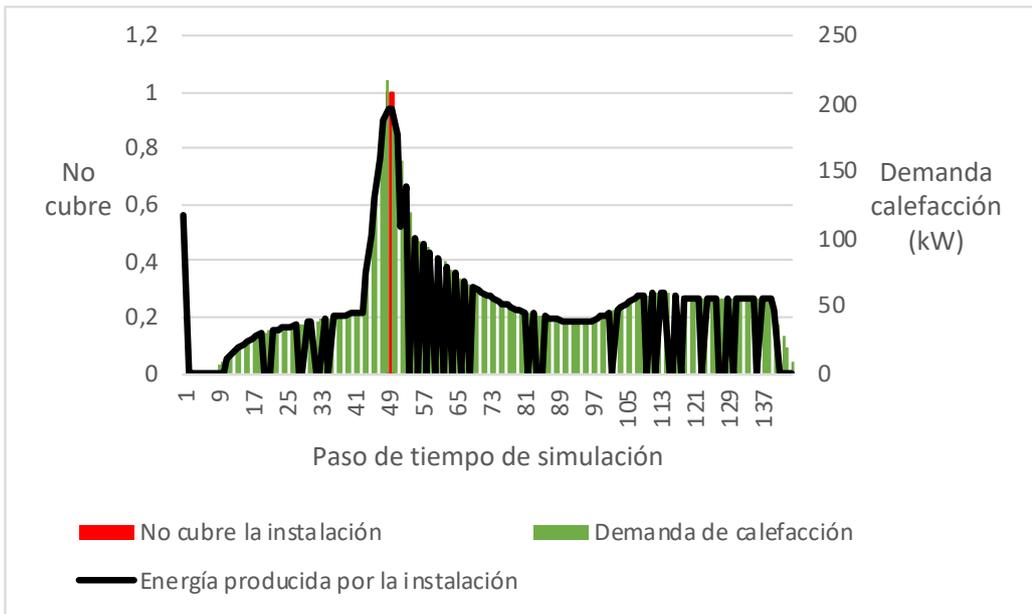
Con este análisis, se comprueba que la instalación se comporta según el modo de control.

A continuación, se procede a comprobar si la caldera 2 se encarga de suministrar el defecto de calefacción existente cuando la GEHP no es capaz de satisfacer la demanda de calefacción. Para ello, se utiliza la Gráfica 18 en la que se muestran la demanda de calefacción y la energía producida por la instalación en el modo calefacción. Cabe destacar que la energía producida por la instalación es la suma de la energía producida por la GEHP y por la caldera 2, no se han incluido la energía correspondiente a la producción de ACS, ya que el objetivo de esta análisis es comprobar si se cubre la demanda de calefacción. Es importante señalar que aunque la energía producida por la instalación sea cero en varios pasos de tiempos, la demanda de calefacción se satisface, y eso se debe a los elementos con inercia de la instalación, que almacenan la energía producida por la instalación.



Gráfica 17. Funcionamiento GEHP y caldera 2. Modo 1.

Se observa como la demanda de calefacción queda cubierta a lo largo del día tipo, a excepción del paso de tiempo correspondiente a las 8:00 y las 8:10, con un defecto de calefacción 20 kW y 1 kW. Es preciso señalar que se considera aceptable que la demanda de calefacción no se cubra únicamente en dos pasos de tiempo.



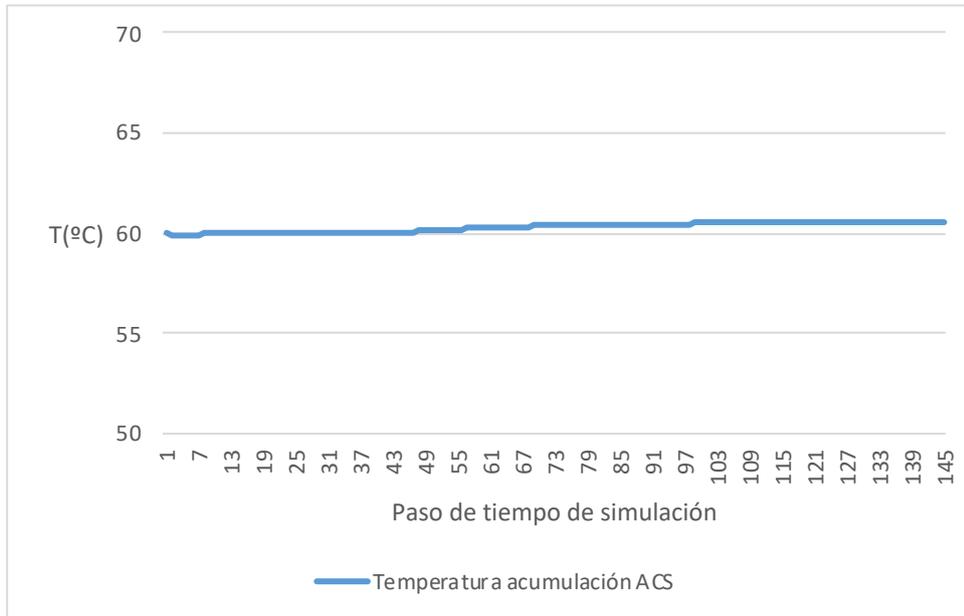
Gráfica 18. Energía producida por la instalación. Modo 1.

3.2.2 Recuperación GEHP

Respecto a la utilización de la recuperación de GEHP para satisfacer la demanda de calefacción. Tal y como se describe en los fundamentos de control, si la temperatura de acumulación de ACS es superior a 60°C, la recuperación de GEHP se emplea para la cubrir la demanda de calefacción, en vez de satisfacer la demanda de ACS. Esto se traduce en que el agua circula a través del intercambiador 4, operando la bomba 6. Como la temperatura de acumulación de ACS no supera los 60°C, se realiza una simulación en la que la temperatura de acumulación de ACS sea superior a dicho valor. Para ello, se modifica la temperatura de consigna de la caldera 1 y la temperatura de acumulación de ACS inicial. Los valores de la nueva simulación son los siguientes:

- Temperatura de consigna de la caldera 1 igual a 69°C.
- Temperatura inicial de acumulación de ACS igual a 60°C.

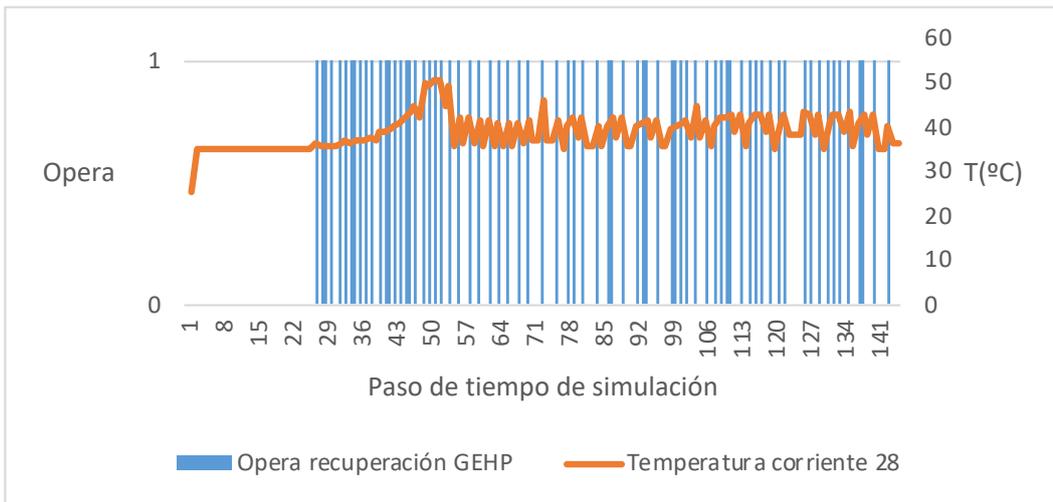
Se representa la temperatura de acumulación de ACS en la Gráfica 19, se extrae que la temperatura de acumulación de ACS es superior a partir del paso de tiempo, correspondiente a las 2:00. Por tanto, a partir de ese instante de simulación, la recuperación de GEHP contribuye a satisfacer la demanda de calefacción.



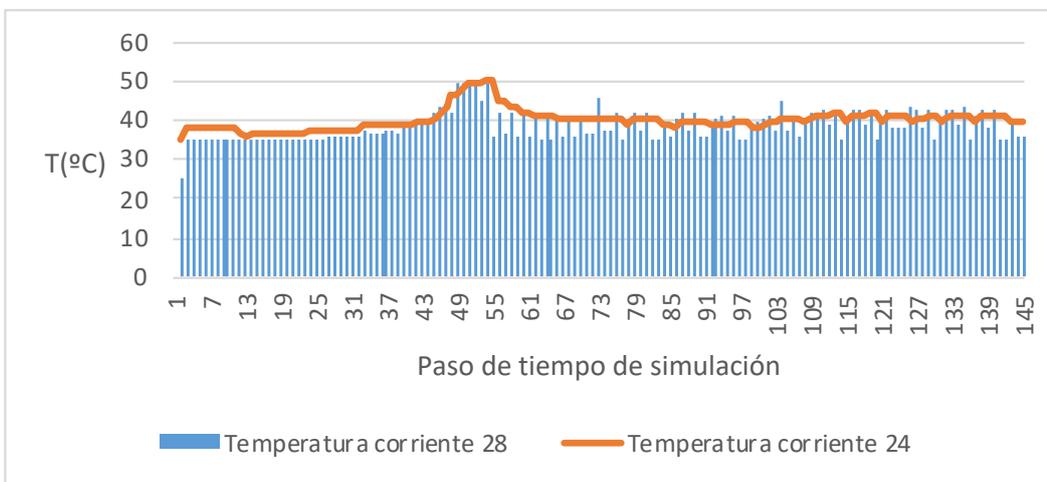
Gráfica 19. Temperatura acumulación ACS. Modo 1. Simulación modificada.

En la Gráfica 20 se muestra la evolución de la temperatura la corriente 28 a lo largo del día tipo. Hay que subrayar que las fluctuaciones que sufre a partir del paso de tiempo número 50 se debe a operaciones de apagado y encendido de la bomba 6, responsable de la recuperación de GEHP. Aunque la temperatura del acumulación de ACS es superior a 60°C, la temperatura de retorno del circuito de calefacción, corriente 42, es superior a 35 grados, por lo que la GEHP no funciona en modo calefacción.

En la Gráfica 20 también se observa como el máximo de la temperatura de la corriente 28 corresponde con el máximo de demanda, por tanto, la recuperación de GEHP esta funcionando correctamente. Por otro lado, se aprecia como los valores de dicha temperatura oscilan entorno a 40°C, lo cual representa un hecho coherente. De hecho, la evolución de la temperatura de la corriente 24 es similar a la de la corriente 28, dicha evolución se muestra en la Gráfica 21.



Gráfica 20. Temperatura corriente 28. Modo 1. Simulación modificada.



Gráfica 21. Temperatura corriente 24 y 28. Modo 1. Simulación modificada.

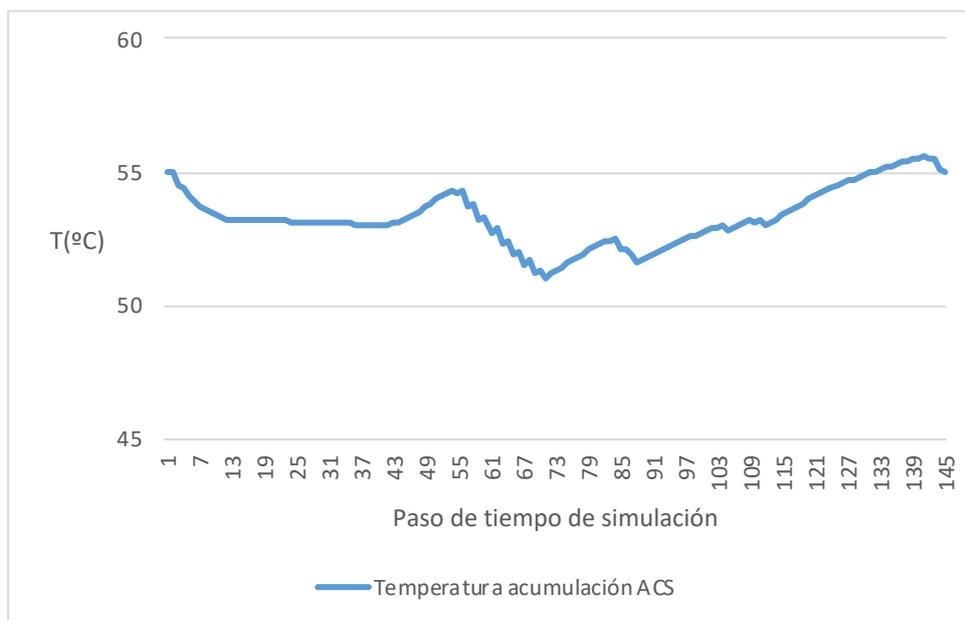
3.2.3 Depósito acumulación ACS

Depósito de acumulación de ACS. Se calcula la temperatura inicial de acumulación de ACS siguiendo el mismo proceso descrito en el modo de ACS. Destacar que la temperatura de acumulación de ACS depende de la temperatura de consigna de la caldera 1, a mayor temperatura de consigna, mayor temperatura de acumulación. Los resultados obtenidos son para una temperatura de consigna de 60°C. En la Tabla 10 se muestra las iteraciones seguidas para calcular la temperatura inicial de acumulación de ACS.

Simulación	Temperatura inicial	Temperatura final
1	50	55
2	55	55

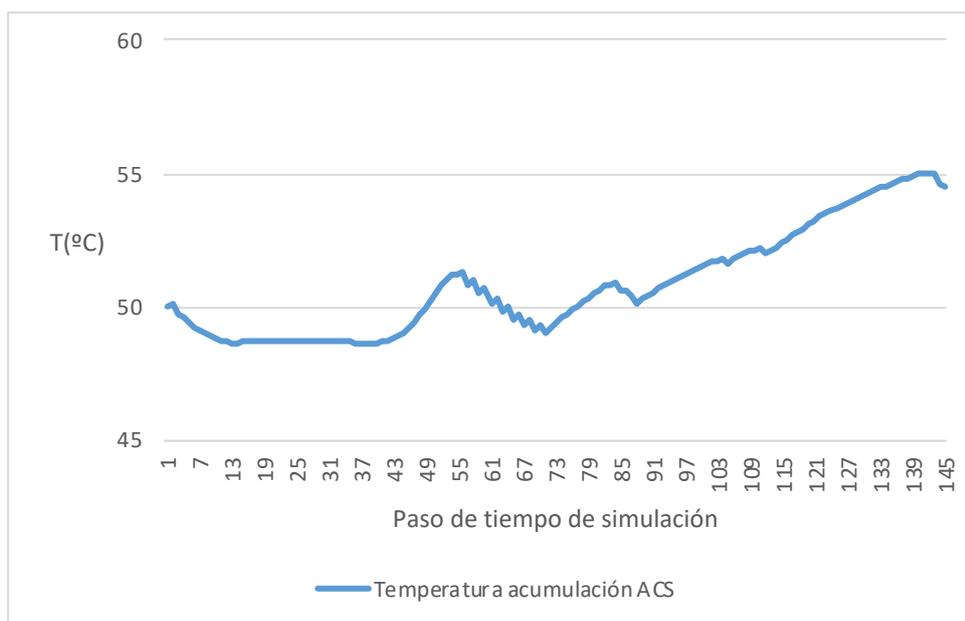
Tabla 10. Iteraciones para el cálculo de la temperatura inicial de ACS. Modo 1.

En la Gráfica 22 se observa la evolución de la temperatura de acumulación de ACS a lo largo del día tipo, tal y como sucede en el modo de ACS, el balance de energía a lo largo del día tipo es nulo, por lo que se comprueba que los resultados son lógicos.



Gráfica 22. Temperatura acumulación ACS. Modo 1.

En la Gráfica 23 se expone la evolución de la temperatura de acumulación de ACS a lo largo del día tipo en la primera iteración.



Gráfica 23. Temperatura acumulación ACS iteración 1. Modo 1.

3.2.4 Depósito de inercia de la GEHP.

La temperatura de acumulación inicial se calcula siguiendo el proceso descrito anteriormente para la temperatura de acumulación de ACS. En la Tabla 11 se muestran las iteraciones realizadas para calcular la temperatura de acumulación del depósito 2.

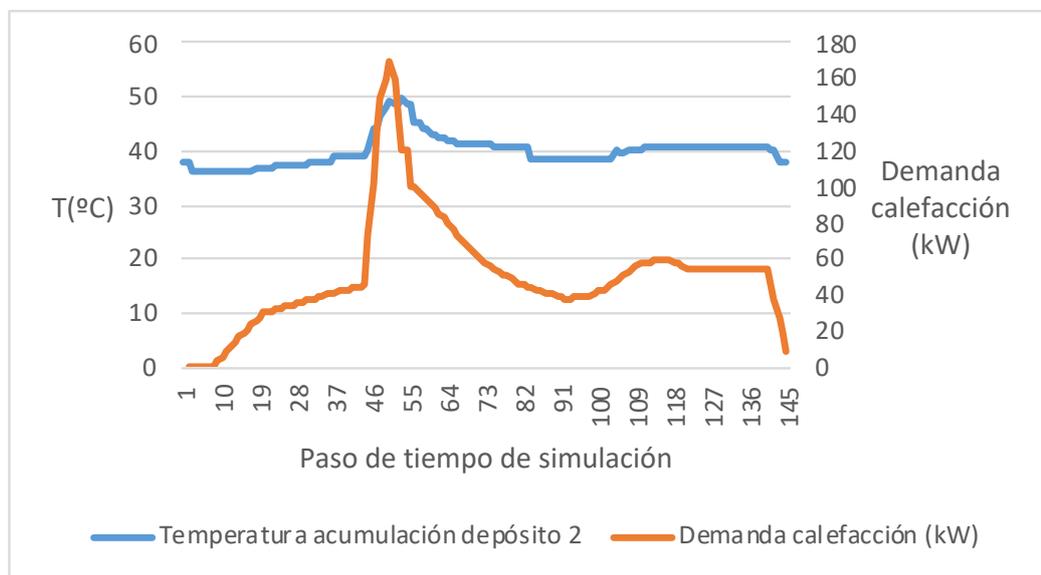
En la Gráfica 24 se muestra la evolución de la temperatura de acumulación del depósito de inercia de la GEHP y de la demanda de calefacción en kW a lo largo del día tipo. Se puede apreciar como los valores máximos de la temperatura de acumulación coinciden con los picos de la demanda de calefacción. Lo cual supone un hecho positivo, ya que cuando la demanda de calefacción es elevada, del orden de 200 kW, la GEHP opera con un factor de carga parcial real máximo, cuyo

valor es de 1,2, por tanto, la temperatura de salida de la GEHP, y por consiguiente, la temperatura de acumulación del depósito 2 alcanzan valores máximos. Además, existe un pequeño desfase entre la demanda de calefacción máxima y la temperatura de acumulación máxima, este hecho se debe a la inercia del depósito, ya que el cálculo de la temperatura de acumulación en el instante de tiempo actual depende de la temperatura de acumulación en el instante de tiempo anterior.

Por otro lado, se observa que la temperatura de acumulación del depósito 2 no supera los 50°C, ya que como se describe en el control del modo calefacción, cuando la temperatura es superior a 50°C la GEHP se para.

Iteración	Temperatura inicial	Temperatura final
1	30	38,5
2	38,5	38,2
3	38,2	37
4	38,2	38,2

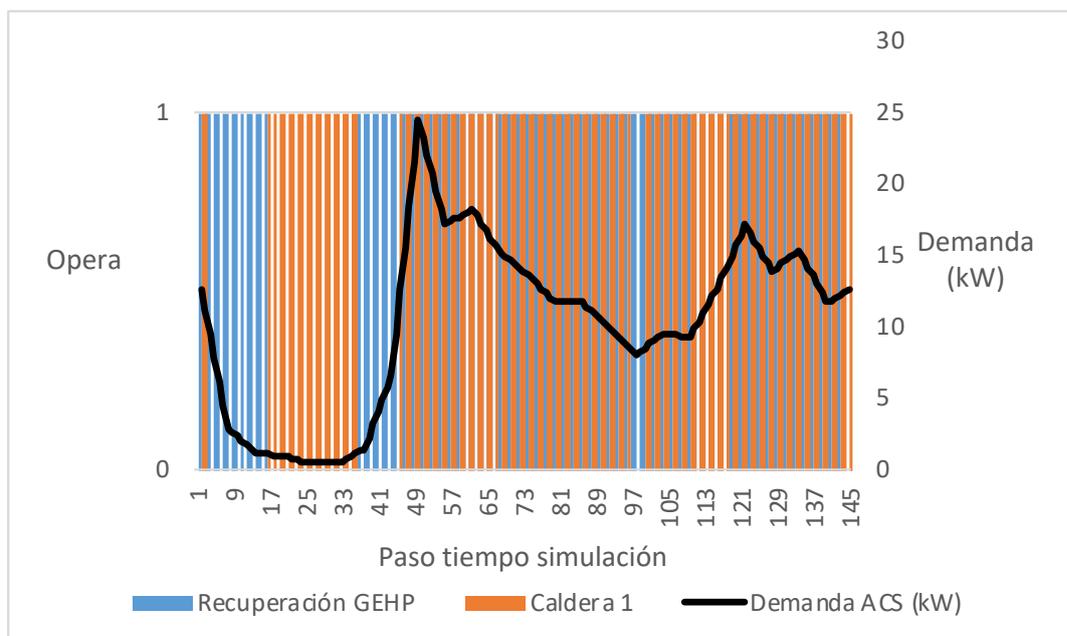
Tabla 11. Iteraciones para el cálculo de la temperatura inicial depósito 2. Modo 1.



Gráfica 24. Temperatura acumulación depósito 2 y demanda de calefacción. Modo 1.

3.2.5 Recuperación GEHP y caldera 1 para cubrir la demanda ACS.

Con respecto a la demanda de ACS, se procede a analizar los pasos de tiempos en los que opera cada equipo y si la demanda de ACS queda satisfecha. Para ello, en la Gráfica 25 se muestra la evolución temporal de la de la demanda de ACS, y cuando opera la recuperación de GEHP y la caldera 1.



Gráfica 25. Recuperación GEHP y caldera 1. Modo 1.

Tal y como se describe en el control del modo calefacción, la demanda de ACS se suministra en primer lugar mediante la recuperación de GEHP y, en segundo lugar, la caldera 1. Esta restricción sobre el control de la instalación se cumple. Es importante decir que la recuperación de GEHP deja de operar en el intervalo de tiempo (15,40) debido a que el factor de carga necesario para cubrir la demanda de la GEHP es inferior al factor de carga mínimo. Es coherente ya que dicho intervalo de tiempo coincide con la demanda de ACS mínima.

En la Gráfica 25 se puede apreciar que en el intervalo de pasos de tiempo (2,15) la recuperación de GEHP opera. Sin embargo, si se acude a la Gráfica 17 se observa que la GEHP no opera en modo calefacción en ese intervalo de tiempo, ya que la temperatura de retorno del circuito de calefacción es superior a 35°C. Además, la recuperación de GEHP y la caldera 1 operan simultáneamente cuando la demanda de ACS es superior a 8,6 kW. Por último, cabe destacar que la demanda de ACS se satisface a lo largo de todo el día tipo.

3.3 Modo 3. Refrigeración.

En este apartado se procede a realizar el análisis de sensibilidad del modo refrigeración. Para ello, el funcionamiento de la instalación debe seguir los fundamentos del control de dicho modo y debe presentar resultados lógicos desde el punto de vista energético. Para este análisis de sensibilidad, se ha seleccionado como día tipo el 22/07/2021, que solo presenta demanda de refrigeración y demanda de ACS.

Los fundamentos del control del modo refrigeración son los siguientes:

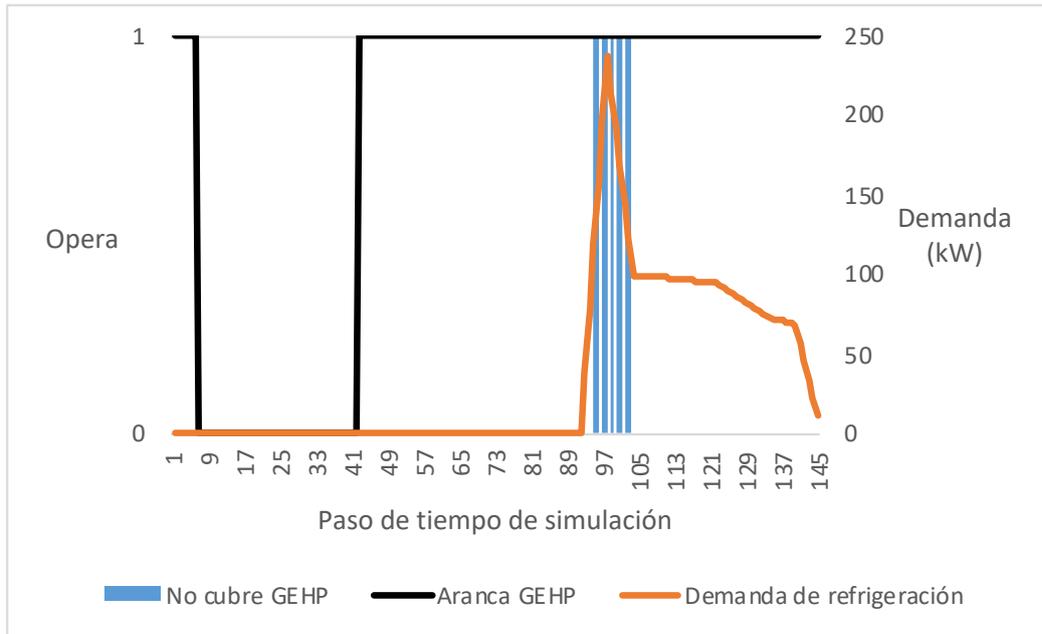
La refrigeración se suministra mediante GEHP prioritariamente y mediante la enfriadora cuando la GEHP no sea capaz de satisfacer toda la demanda de refrigeración. En cambio, la demanda de ACS se satisface mediante la recuperación de GEHP y caldera de apoyo, es decir, caldera 1.

- Cuando la temperatura de retorno del circuito de frío, corriente 40, es superior a 12°C se activan la bomba 7 y arranca la GEHP.
- Cuando la temperatura de retorno del circuito de frío, corriente 40, es superior a 14°C se activan la bomba 8 y arranca la enfriadora.
- Respecto al depósito de inercia de la GEHP, depósito 1. Cuando la temperatura de acumulación en la parte inferior del depósito 1 es inferior a 7°C, la GEHP se para. Por otro lado, cuando la temperatura de acumulación en la parte inferior del depósito 1 es superior a 10°C la GEHP arranca.
- El calor residual de la GEHP se destina a satisfacer la demanda de ACS. En caso de no ser necesaria la aportación del calor residual de la GEHP, éste se disipa en el circuito de disipación propio de la GEHP.

Tras realizar la simulación a lo largo del día tipo, los resultados a destacar son los siguientes.

3.3.1 GEHP y enfriadora.

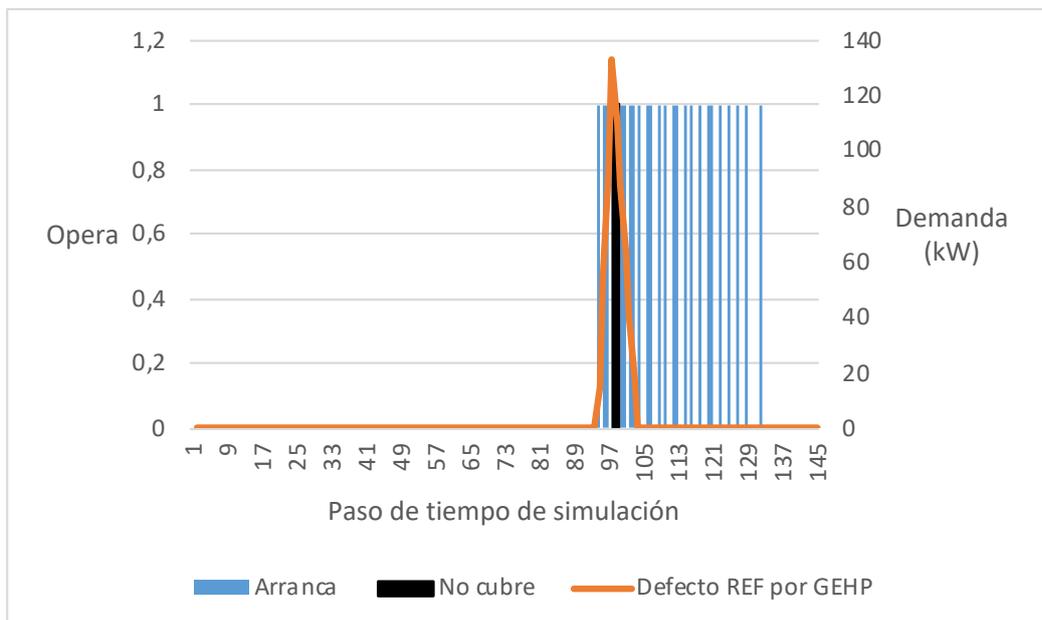
A continuación, se procede a analizar cuando arranca la GEHP y la enfriadora. Respecto a la GEHP, en la Gráfica 26 se representa el cuando de la GEHP, cuando la demanda de refrigeración no se cubre por la GEHP, y la demanda de refrigeración. en primer lugar, se observa que a partir del paso de tiempo 40, la GEHP arranca sin haber demanda de refrigeración, esto se debe la demanda de ACS. Tal y como se describe en el control del modo refrigeración, la demanda de ACS se satisface prioritariamente por la recuperación de GEHP y si se requiere, por la caldera 1. En segundo lugar, se observa que la GEHP no satisface la demanda de refrigeración cuando es máxima, esto es coherente, ya que cuando el equipo de apoyo, la enfriadora, se utiliza para cubrir los picos de demanda de refrigeración.



Gráfica 26. Funcionamiento GEHP. Modo 3.

En la Gráfica 27 se representa los pasos de tiempo en los que la enfriadora arranca y la evolución del defecto de refrigeración de la GEHP. Se observa como la demanda no se satisface alrededor del paso de tiempo 100, esto sucede durante dos pasos de tiempo, existiendo un defecto de refrigeración producido por la instalación de 20 kW y de 0,7 kW. Por tanto, la instalación no satisface la demanda de refrigeración en dos pasos de tiempo, por lo que se considera aceptable ya que no se cubre por un periodo de tiempo de 20 minutos.

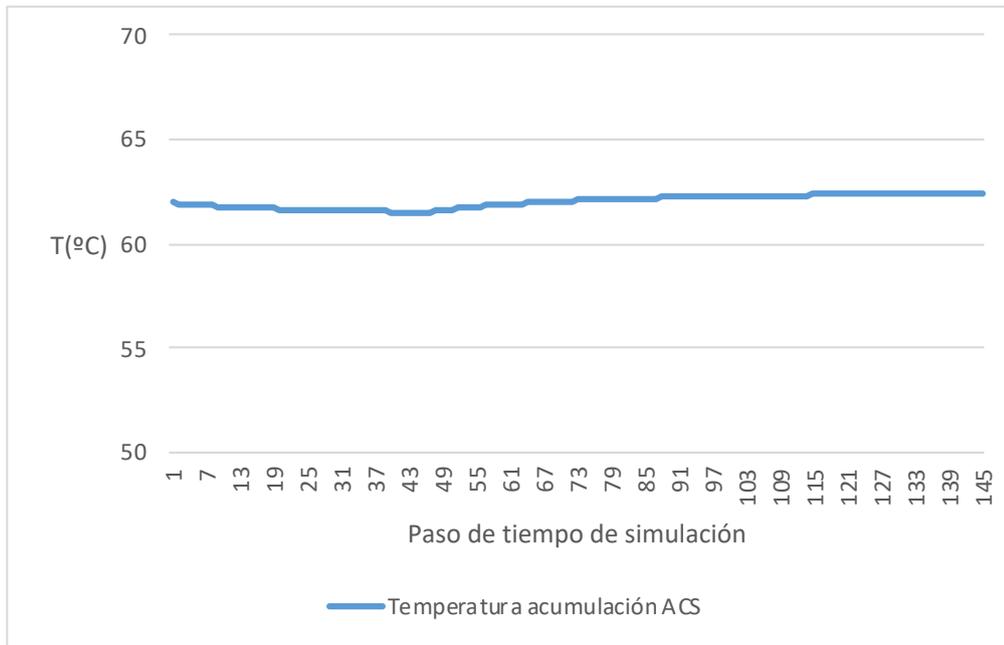
Por otro lado, se aprecia que la enfriadora opera cuando no se tiene defecto de refrigeración, esto se debe a la condición de arranque de la enfriadora impuesta por los fundamentos de control. De tal manera, la enfriadora tiene que arrancar cuando exista demanda de refrigeración y cuando la temperatura de retorno del circuito de refrigeración sea superior a 14°C. Por tanto, en los pasos de tiempo comprendidos desde 105 hasta 130, existe demanda de refrigeración, aunque no defecto, y la temperatura de retorno es superior a 14°C, en concreto, su valor oscila en torno a 15°C.



Gráfica 27. Arranque enfriadora. Modo 3.

3.3.2 Depósito acumulación ACS.

Respecto al depósito de acumulación de ACS, la temperatura de ACS se representa en la Gráfica 28. Se observa como la temperatura al comienzo y al final del día tipo es la misma, por lo que el balance de energía a lo largo del día tipo resulta nulo. La temperatura de acumulación de ACS es de 62,5°C.



Gráfica 28. Temperatura acumulación ACS. Modo 3.

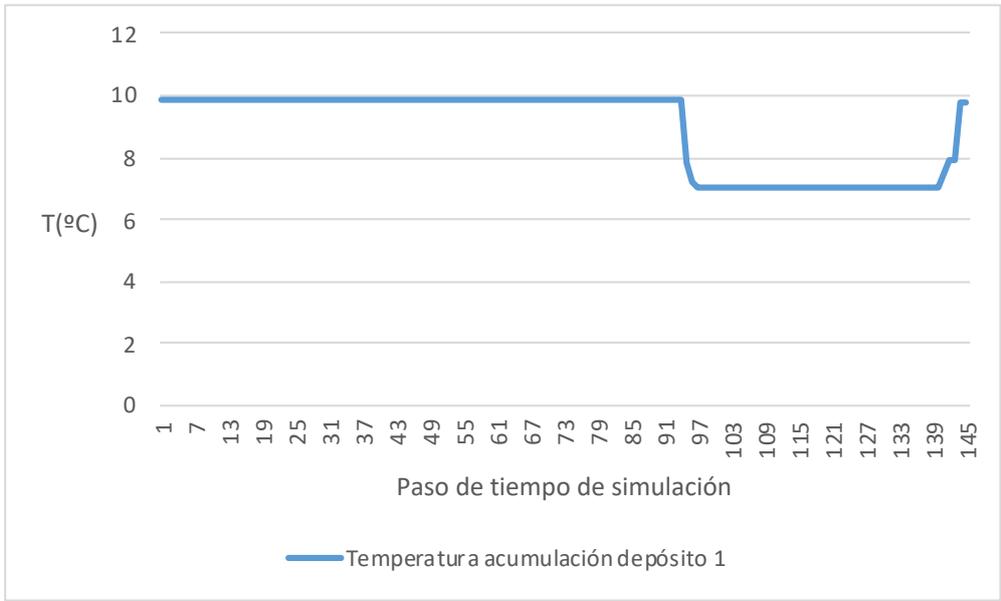
3.3.3 Depósito inercia GEHP para refrigeración

Respecto al depósito de inercia de la GEHP para el circuito de refrigeración, es decir, el depósito 1, la temperatura de acumulación se ha calculado siguiendo el mismo proceso descrito en el modo ACS. En la Tabla 12 se muestran las iteraciones necesarias para calcular la temperatura de acumulación del depósito 1. En la Gráfica 29 se muestra la evolución de la temperatura de acumulación a lo largo del día tipo. Tal y como se comentó con los depósitos anteriores, la temperatura inicial y final del día tipo es la misma, por lo que el balance de energía es cero.

Por otro lado, en la Gráfica 29 se observa que la temperatura de acumulación desciende a 7°C cuando existe demanda de refrigeración, es coherente, ya que la GEHP arranca y la corriente 21 es impulsada a la temperatura de consigna de refrigeración de la GEHP.

Iteración	Temperatura inicial	Temperatura final
1	5	9,9
2	9,9	9,9

Tabla 12. Iteraciones para el cálculo de la temperatura inicial depósito 2. Modo 3.

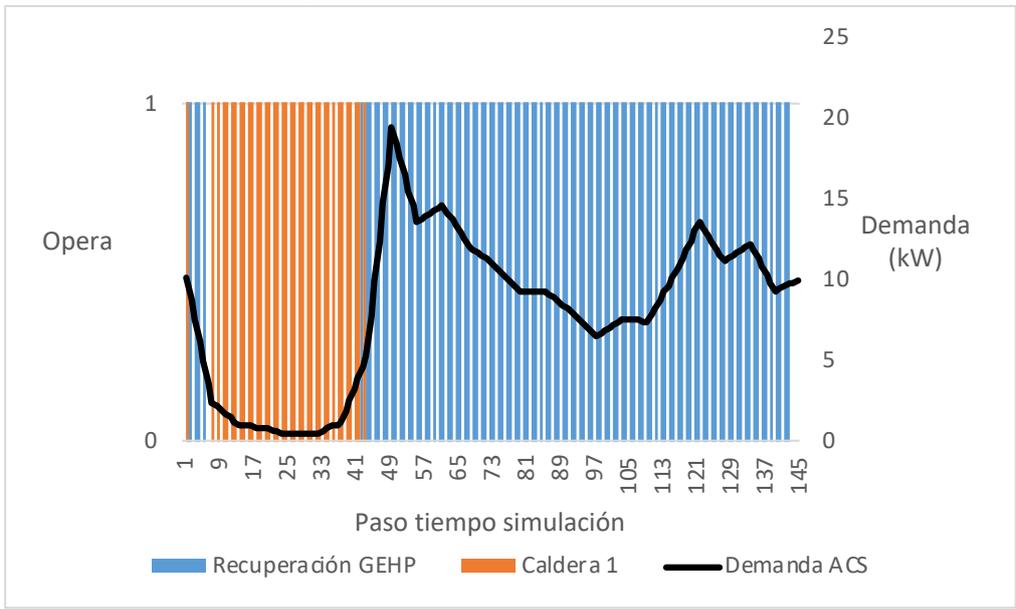


Gráfica 29. Temperatura acumulación depósito inercia GEHP. Modo 1.

3.3.4 Recuperación GEHP y caldera 1 para cubrir la demanda de ACS

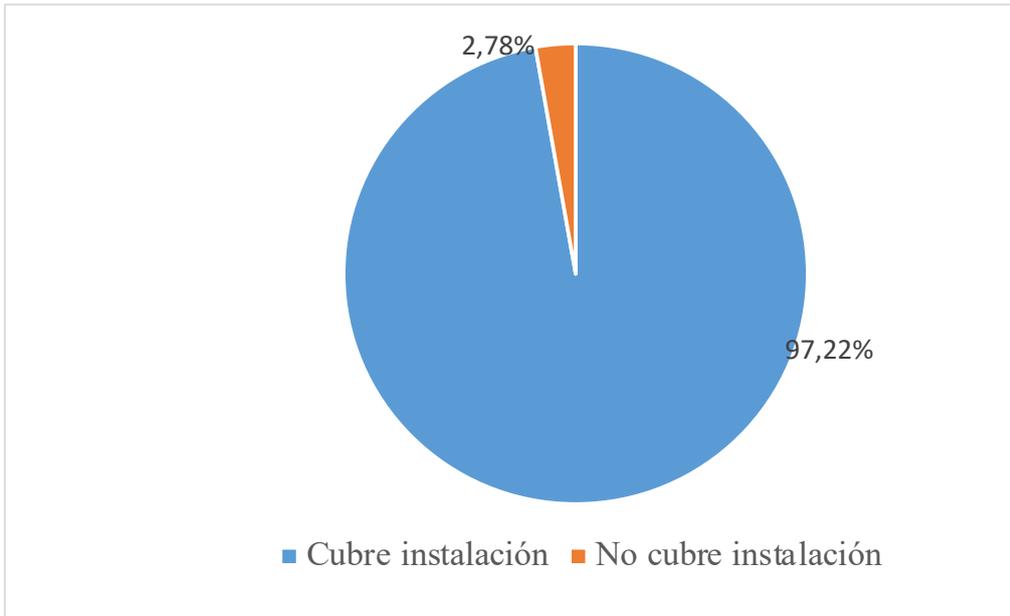
A continuación, se procede a analizar el lazo de producción de ACS. Para ello, se analiza cuando arranca la recuperación de GEHP y caldera 1, así como el porcentaje de demanda cubierta por la instalación. cabe destacar que estos resultados dependen fuertemente de la temperatura de consigna de la caldera 1, teniendo un valor igual a 60°C.

En primer lugar, en la Gráfica 30 se representa cuando arranca la recuperación de GEHP, la caldera 1 y la demanda de ACS. Se observa que se cumple el orden de prioridad establecido en los fundamentos del control del modo refrigeración. De tal manera, la demanda de ACS se satisface prioritariamente por la recuperación de GEHP y posteriormente por la caldera 1. Cabe destacar que la recuperación de GEHP no opera en el intervalo de tiempo (9,40) debido a que el factor de carga necesario para cubrir la demanda es inferior al factor de carga mínimo, tal y como sucede en el modo calefacción. Además, es lógico que esto ocurra cuando la demanda de ACS es mínima. Por tanto, se concluye que la instalación funciona siguiendo su modo de control.

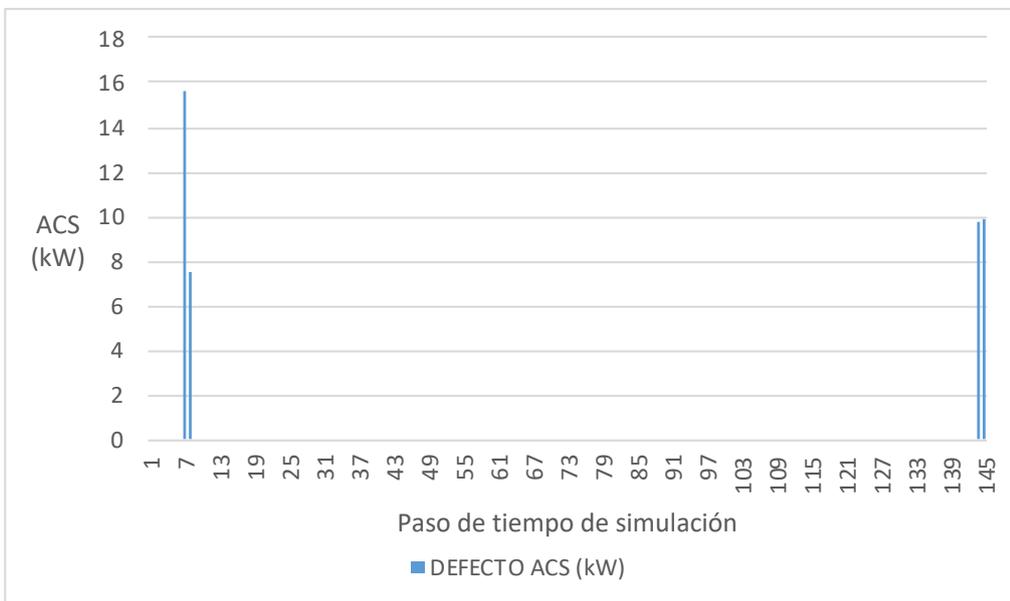


Gráfica 30. Recuperación GEHP y caldera 1. Modo 3.

Por otro lado, se analiza cuando se cubre la demanda de ACS. Para ello, se exponen la Gráfica 31 y la Gráfica 32. En la Gráfica 31 se muestra el porcentaje de demanda de ACS cubierta por la instalación, es decir, mediante la recuperación de GEHP y caldera de apoyo 1. Se observa que el porcentaje de demanda no cubierta es del 2,78%, lo que corresponde a 4 pasos de tiempo, es decir, un 40 minutos. En la Gráfica 32 se representa el defecto de ACS. Si bien puede parecer un defecto de ACS suficientemente elevado para considerarse inaceptable, el corto periodo de tiempo en el que no se cumple la demanda provoca que se considere aceptable este hecho.



Gráfica 31. Porcentaje demanda ACS cubierta. Modo 3.



Gráfica 32. Demanda ACS no cubierta. Modo 3.

4 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN

En este apartado se procede a exponer los resultados obtenidos con la herramienta de simulación horaria desarrollada en Excel. Se han simulado un total de 96 casos, correspondientes a 3 tipologías de edificios, 8 zonas climáticas y 4 factores de diseño. Cabe destacar que la temperatura de distribución de calefacción se ha fijado en 45°C, de refrigeración en 7°C, y de ACS en 60°C. Por otro lado, la unidad terminal de calefacción y de refrigeración son equipos tipo fancoil. La tipología de los edificios simulados son las siguientes:

- Edificio tipo manzana
- Edificio tipo entremedianeras Sur
- Aislada Sur

Hipótesis:

Meses de calefacción:

- Zonas frías (C,D,E): noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo
- Zonas cálidas (A,B): diciembre, enero y febrero

Meses de refrigeración:

- Zonas frías (C,D,E): junio, julio y septiembre
- Zonas cálidas (A,B): junio, julio y septiembre

Meses ACS:

- Zonas frías (C,D,E): abril, mayo y octubre
- Zonas cálidas (A,B): marzo, abril, mayo, octubre y noviembre

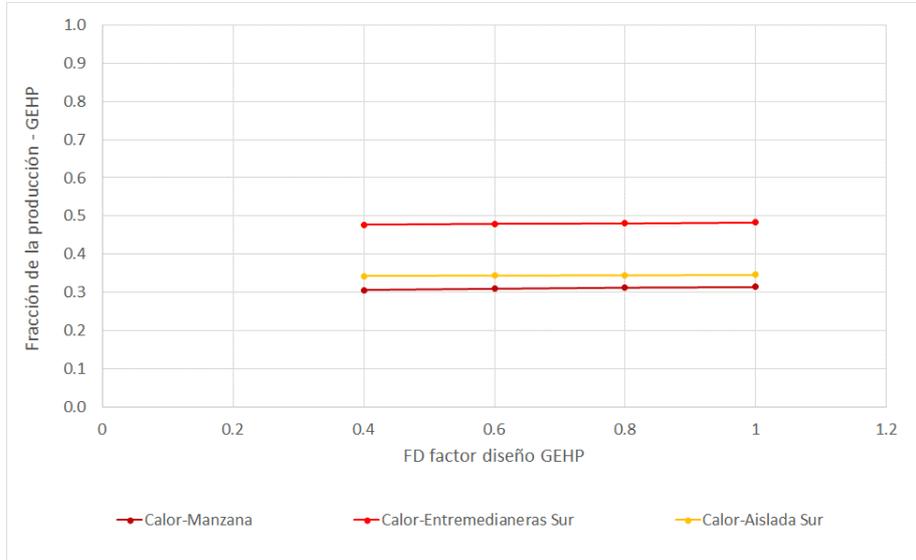
Los siguientes datos se han obtenido del catálogo PrograsGHP:

- La relación entre la capacidad de refrigeración y calefacción es de 0.86.
- El rendimiento nominal de calefacción es de 1.31 y el de refrigeración 1.09.
- La recuperación de ACS referida a la capacidad de calefacción es del 45%
- La caldera de condensación mixta se dimensionará con la potencia de ACS.

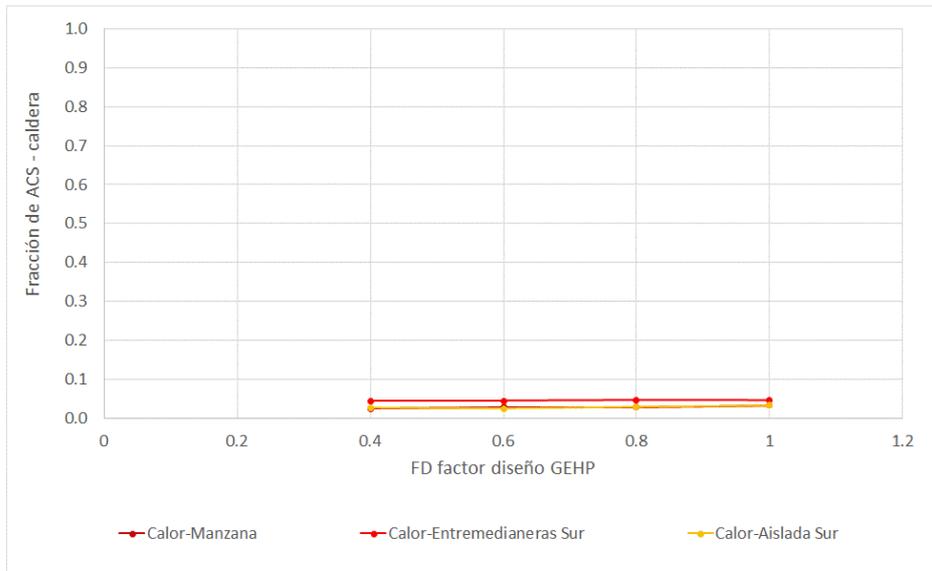
Los resultados que se muestran a continuación son para la zona climática D3. En primer lugar, se realiza la simulación para el régimen de calefacción. En la Gráfica 33 se muestra la evolución del factor de diseño frente a la fracción de producción de calor de la GEHP para las diferentes tipologías de edificios. La fracción de producción de un equipo se define como la producción de energía durante la estación de calefacción o refrigeración del equipo en cuestión frente a la producción total del esquema. En la Gráfica 33 se observa que la producción de calor es mayor en la tipología Entremedianeras Sur que en las tipologías Manzana y Aislada Sur.

A continuación, en la Gráfica 34 se representa el factor de diseño de la GEHP frente a la fracción de ACS cubierta por la GEHP, mientras que en la Gráfica 35 se representa la evolución del factor de diseño de la GEHP frente a la fracción de calor producido por la caldera para una temperatura de trabajo de 60°C y de 45°C. En la Gráfica 34 se aprecia como la fracción de ACS cubierta por la GEHP es menor para una temperatura de trabajo de la caldera de 60°C. Por otro lado, en la Gráfica 35 se puede observar como la fracción

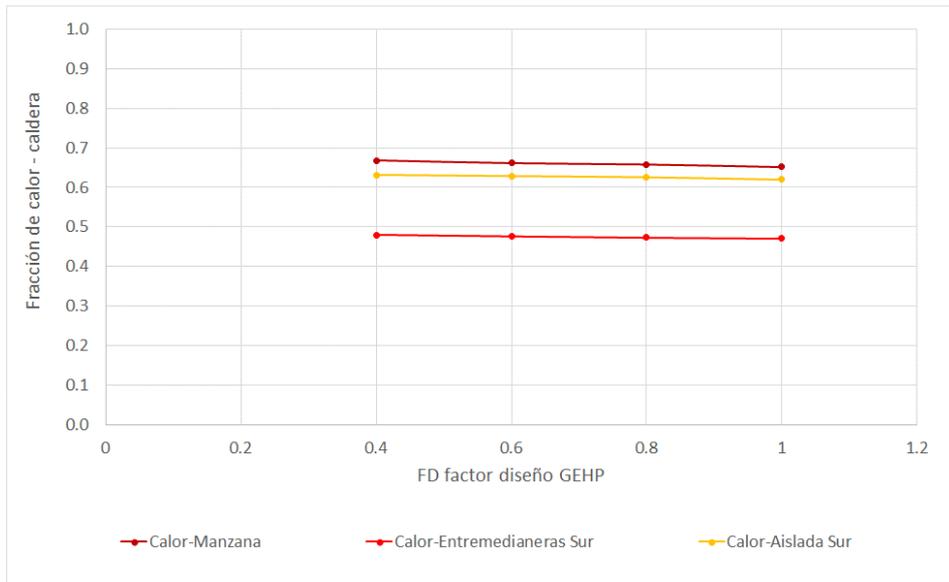
de calor producido disminuye cuando aumenta el factor de diseño de la GEHP para una temperatura de trabajo de 45°C.



Gráfica 33. Factor de diseño GEHP en calor.

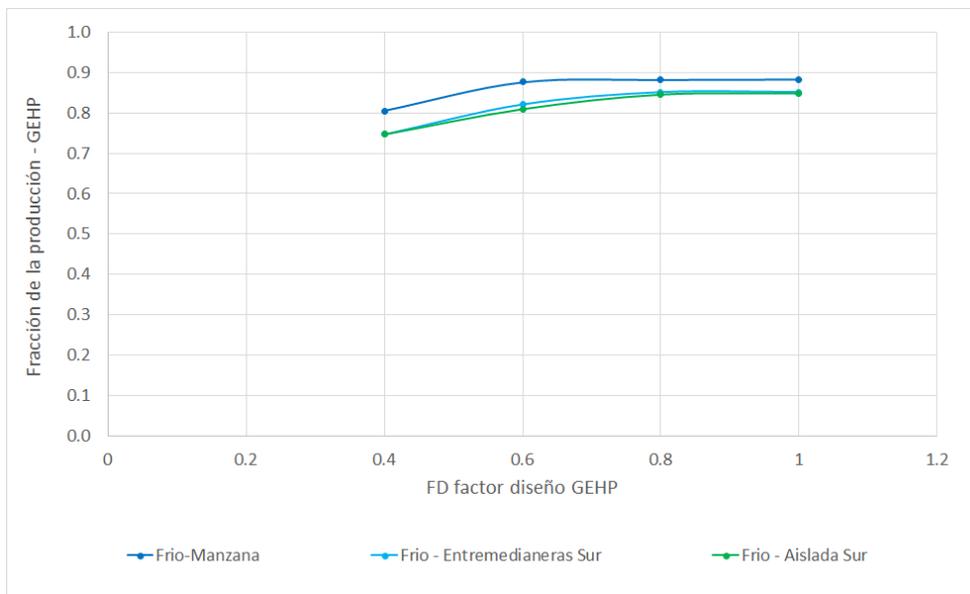


Gráfica 34. Factor de diseño GEHP en calor. Caldera operando a 60°C.



Gráfica 35. Factor de diseño GEHP en calor. Caldera operando a 45°C.

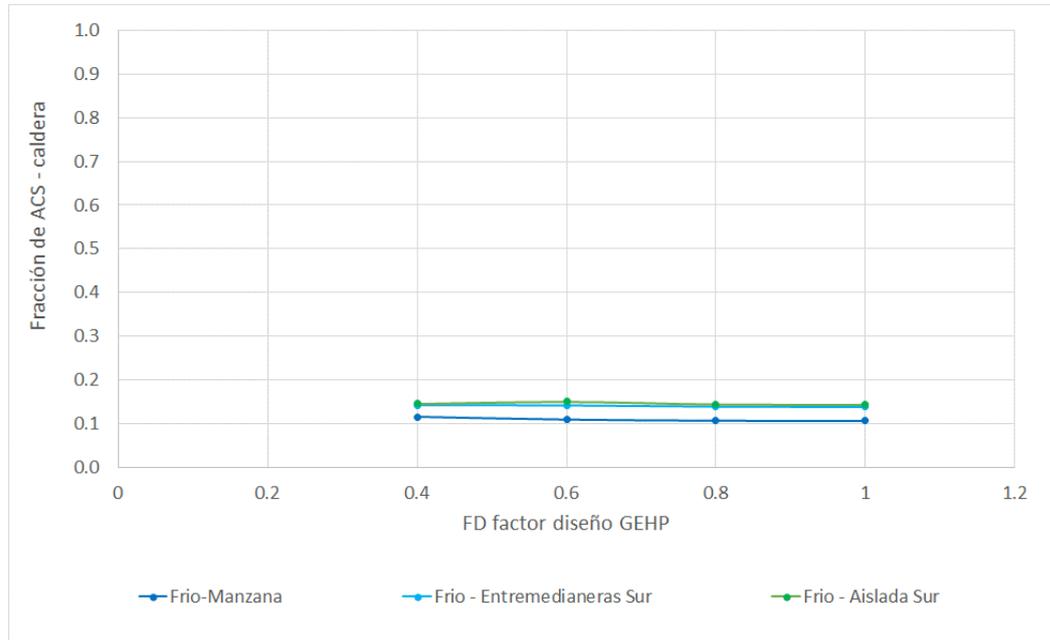
En segundo lugar, se realiza la simulación para el régimen de refrigeración. En la Gráfica 36 se observa como la fracción de producción de frío aumenta con el factor de diseño de la GEHP alcanzándose el máximo para 0,6. Además, se puede apreciar como la fracción de producción de energía es significativamente mayor en el régimen de refrigeración que en el de calefacción. Por último, se destaca que la producción de frío es mayor para la tipología Manzana.



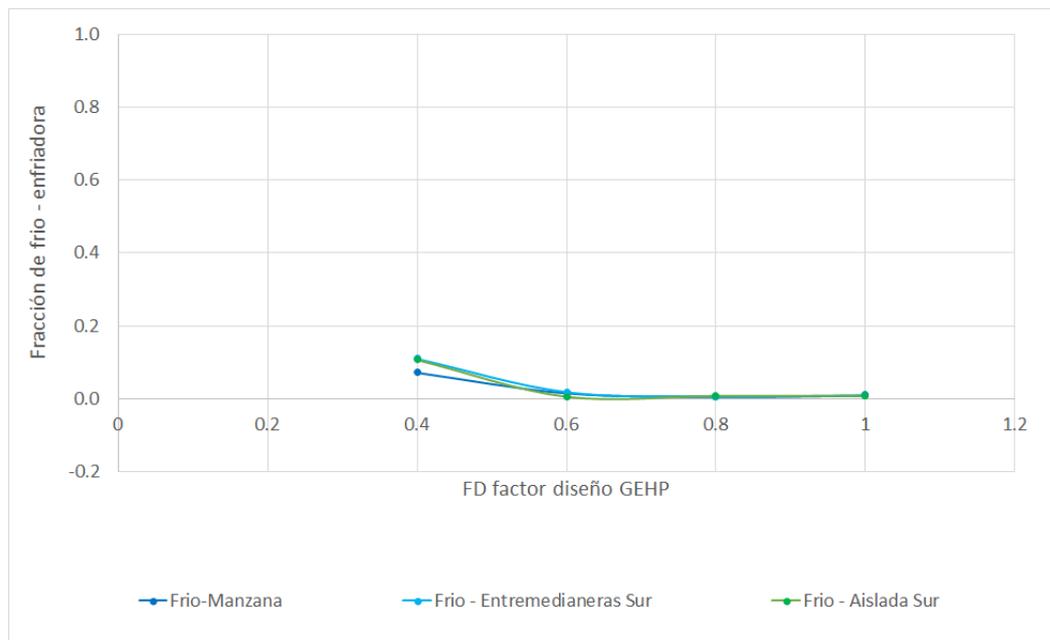
Gráfica 36. Factor de diseño GEHP en frío.

En la Gráfica 37 se representa el factor de diseño de la GEHP frente la fracción de ACS cubierta por la GEHP cuando la caldera opera a 60°C. Mientras que en la Gráfica 38 se muestra el factor de diseño de la GEHP frente a la fracción de producción de frío. En la Gráfica 37 se aprecia como la fracción de ACS cubierta por la GEHP disminuye ligeramente con el aumento de factor de diseño de la GEHP. Por otro lado, en la Gráfica

38 se observa como la fracción de producción de frío disminuye conforme aumenta el factor de diseño de la GEHP.



Gráfica 37. Factor de diseño GEHP en frío. Caldera operando 60°C.



Gráfica 38. Factor de diseño GEHP en frío. Enfriadora operando a 7°C

A la vista de los resultados expuestos, se concluye que el factor de diseño es 60%. A continuación, en la Tabla 13 y en la Tabla 14 se muestran el rendimiento medio estacional para la tipología de edificio Entremedianeras y para el régimen de calefacción y refrigeración. Hay que mencionar que los resultados se han obtenidos para un factor de diseño del 60% y una relación de volumen y potencia de los depósitos acumuladores de 45 litros/kW.

EQUIPO CALEFACCIÓN												
Rendimiento medio estacional												
Combustible: Gas Natural												
Edificio	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1
Bloque aislada este	1.40	1.47	1.58	1.36	1.39	1.41	1.34	1.46	1.59	1.33	1.34	1.36
bloque aislada sur	1.40	1.37	1.53	1.58	1.39	1.34	1.36	1.34	1.52	1.60	1.35	1.30
Bloque entremedianera Norte	1.40	1.40	1.54	1.58	1.36	1.37	1.37	1.34	1.53	1.59	1.33	1.30
Bloque entremedianera Sur	1.36	1.40	1.37	1.53	1.58	1.37	1.32	1.36	1.36	1.52	1.60	1.30
Bloque Manzana	1.36	1.40	1.43	1.54	1.59	1.39	1.30	1.37	1.40	1.53	1.59	1.34
Unif Aislada Este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif Aislada Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif pareada este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabla 13. Rendimiento medio estacional en calefacción.

EQUIPO REFRIGERACIÓN												
Equipo 1: rendimiento medio estacional												
Combustible: Gas Natural												
Edificio	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1
Bloque aislada este	1.86	1.89	1.86	1.89	1.00	1.88	1.87	1.90	1.00	1.92	1.87	1.00
bloque aislada sur	1.86	1.89	1.86	1.89	1.00	1.88	1.87	1.90	1.00	1.92	1.87	1.00
Bloque entremedianera Norte	1.86	1.90	1.86	1.90	1.00	1.89	1.87	1.90	1.00	1.92	1.88	1.00
Bloque entremedianera Sur	1.86	1.90	1.86	1.90	1.00	1.89	1.87	1.90	1.00	1.92	1.88	1.00
Bloque Manzana	1.88	1.89	1.88	1.89	1.00	1.92	1.88	1.90	1.00	1.96	1.88	1.00
Unif Aislada Este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif Aislada Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif pareada este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabla 14. Rendimiento medio estacional en refrigeración.

En la Tabla 15 se expone el porcentaje de renovabilidad de ACS según el HE4. Se observa como el porcentaje de renovabilidad varía entre un 39 y 41%, siendo el dimensionado de la GEHP el 60% de la punta del edificio.

EQUIPOS ACS												
% renovabilidad ACS según HE4												
Combustible: Gas Natural												
Edificio	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1
Bloque aislada este	0.378	0.399	0.394	0.328	0.369	0.399	0.390	0.418	0.419	0.316	0.381	0.415
bloque aislada sur	0.387	0.341	0.385	0.390	0.377	0.358	0.399	0.326	0.395	0.406	0.383	0.332
Bloque entremedianera Norte	0.397	0.378	0.394	0.394	0.328	0.385	0.411	0.390	0.415	0.419	0.316	0.401
Bloque entremedianera Sur	0.343	0.387	0.342	0.385	0.395	0.387	0.327	0.399	0.331	0.395	0.418	0.395
Bloque Manzana	0.378	0.397	0.374	0.394	0.402	0.329	0.387	0.411	0.385	0.415	0.425	0.324
Unif Aislada Este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif Aislada Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif pareada este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabla 15. Renovabilidad ACS según HE4.

Por último, en la Tabla 16 se expone el rendimiento medio estacional para el modo producción de ACS.

Equipo 1: rendimiento medio estacional												
Combustible: Gas Natural												
Edificio	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1
Bloque aislada este	1.61	1.66	1.65	1.49	1.58	1.67	1.64	1.72	1.72	1.46	1.62	1.71
bloque aislada sur	1.63	1.52	1.63	1.64	1.61	1.56	1.66	1.48	1.65	1.68	1.62	1.50
Bloque entremedianera Norte	1.66	1.61	1.65	1.65	1.49	1.63	1.70	1.64	1.71	1.72	1.46	1.67
Bloque entremedianera Sur	1.52	1.63	1.52	1.63	1.65	1.63	1.49	1.66	1.49	1.65	1.72	1.65
Bloque Manzana	1.61	1.66	1.60	1.65	1.67	1.49	1.63	1.70	1.63	1.71	1.74	1.48
Unif Aislada Este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif Aislada Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif entremedianera Sur	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Unif pareada este	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabla 16. Rendimiento medio estacional ACS.

Las conclusiones obtenidas del presente trabajo son las siguientes:

- Se ha generado una infraestructura capaz de hacer el dimensionado automático y lanzar las simulaciones con el motor de cálculo de Progas GHP
- Se han analizado los equipos existentes en la base de datos de ProgasGHP para obtener los parámetros internos de definición de las bombas de calor a Gas.
- Los resultados obtenidos permiten la integración de las instalaciones basadas en bombas de calor a gas en Norba
- El % renovable varía entre un 39% y 41%, siendo el dimensionado de GEHP del 60% de la punta del edificio.
- Los resultados son estables con las condiciones climáticas y tipologías de edificios, debido a la estrategia de control definida por los fabricantes y al dimensionado del equipo como base de la instalación.

5 ANEXO

5.1 Datos experimentales de las curvas de funcionamiento

La caracterización del sistema se ha realizado en base a los datos experimentales suministrados por los fabricantes a través de SEDIGAS. Los equipos que se han tenido en cuenta para desarrollar la base de datos son hidrónicos, donde la unidad exterior de la GEHP tiene acoplado un sistema hidrokit para producir agua caliente o fría, todos los equipos permiten la recuperación de calor para producción de ACS mediante el acoplamiento del sistema correspondiente. Sobre dicha base de datos se han creado 14 curvas que definen el comportamiento térmico en cuanto a su capacidad térmica, consumo y capacidad de recuperación de energía del sistema bajo análisis. En la Tabla 17 se recogen las marcas y modelos de la GEHP.

MARCA	Unidad Ext	Hidrokit	
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	PANASONIC	U-20GE2E5	S-500WX2E5
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	AISIN	AXGP450E1-16HP	AWS 16HP-E1(J) P450
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	AISIN	AXGP560E1-20HP	AWS 20HP-E1(J) P560
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	AISIN	AXGP710E1-25HP	AWS 25HP-E1(J) P710

Tabla 17. Marcas y modelos GEHP.

A continuación, se muestra el cálculo de dichas curvas correctoras.

- Curva 1: Curva correctora de la capacidad de calefacción. $CAP_{CAL}(T_{ws}; T_{be})$

MARCA	CURVA 1 - CAPCAL=FUNCIÓN(T_IMPULSIÓN_CAL, T_HUM_EXT)																			
	Nº COEF	Nº VAR	P_00	P_10	P_01	P_20	P_11	P_02	E_00	E_00	E_10	E_10	E_01	E_01	E_20	E_20	E_11	E_11	E_02	E_02
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	6,0000	2,0000	1,0706	0,0000	0,0036	0,0000	0,0000	-0,0001	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000	2,0000	0,0000	1,0000	1,0000	0,0000	2,0000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	6,00000	2,00000	1,03908	0,00000	-0,00054	-0,00001	0,00000	-0,00002	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	6,00000	2,00000	1,02542	0,00000	-0,00143	0,00000	0,00000	-0,00001	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	6,00000	2,00000	1,02542	0,00000	-0,00143	0,00000	0,00000	-0,00001	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000

Tabla 18. Coeficientes de la curva correctora de la capacidad de calefacción.

- Curva 2: Curva correctora del consumo de calefacción. $Consumo_{CAL-T}(T_{ws}, T_{be})$

MARCA	CURVA 2 - CONSUMO_CAL_T=FUNCION(T_IMP_CAL, T_HUM_EXT)																			
	Nº COEF	Nº VAR	P_00	P_10	P_01	P_20	P_11	P_02	E_00	E_00	E_10	E_10	E_01	E_01	E_20	E_20	E_11	E_11	E_02	E_02
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	6,0000	2,0000	1,3429	0,0000	-0,0270	-0,0001	-0,0003	0,0012	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000	2,0000	0,0000	1,0000	1,0000	0,0000	2,0000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	6,00000	2,00000	1,08352	0,00000	-0,02739	0,00014	-0,00017	0,00078	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	6,00000	2,00000	0,99706	0,00000	-0,02751	0,00021	-0,00014	0,00063	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	6,00000	2,00000	0,99706	0,00000	-0,02751	0,00021	-0,00014	0,00063	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000

Tabla 19. Coeficientes de la curva correctora del consumo de calefacción en función de la temperatura.

- Curva 3: Curva correctora del consumo de calefacción, $Consumo_{CAL-FCP}(FCP)$

MARCA	CURVA 3 - CONSUMO_CAL_FCP=FUNCION(FCP)									
	Nº COEF	Nº VAR	P_3	P_2	P_1	P_0	E_3	E_2	E_1	E_0
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	4,0000	1,0000	-0,0290	2,1653	-2,9283	1,7974	0,0000	1,0000	2,0000	3,0000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	4,00000	1,00000	0,09592	0,66108	0,13817	0,11161	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	4,00000	1,00000	0,14888	0,13034	1,08476	-0,36694	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	4,00000	1,00000	0,04088	0,56797	0,52300	-0,13196	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000

Tabla 20. Coeficiente de la curva correctora del consumo de calefacción en función del factor de carga parcial.

- Curva 4: Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS, $CAP_{ACS-T-CAL}(T_{ws}, T_{be})$.

MARCA	CURVA 4 - CAP_ACS_T_REF=FUNCION(T_IMP_REF, T_SECA_EXT)																			
	Nº COEF	Nº VAR	P_00	P_10	P_01	P_20	P_11	P_02	E_00	E_00	E_10	E_10	E_01	E_01	E_20	E_20	E_11	E_11	E_02	E_02
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	6,00000	2,00000	0,72208	0,00000	0,00868	0,00039	0,00002	-0,00003	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	6,00000	2,00000	1,12760	0,00000	-0,01734	0,00010	0,00000	0,00041	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	6,00000	2,00000	1,26277	0,00000	-0,02602	0,00000	0,00000	0,00056	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	6,00000	2,00000	1,26277	0,00000	-0,02602	0,00000	0,00000	0,00056	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000

Tabla 21. Coeficientes de la curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función de las temperaturas.

- Curva 5: . Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS $CAP_{ACS-FCP-CAL}(FCP)$

MARCA	CURVA 5 - CAP_ACS_FCP=FUNCION(FCP) (REF)									
	Nº COEF	Nº VAR	P_3	P_2	P_1	P_0	E_3	E_2	E_1	E_0
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	4,00000	1,00000	-0,2840	4,1025	-5,2894	2,4697	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	4,00000	1,00000	0,07120	0,93981	-0,21971	0,20726	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	4,00000	1,00000	0,18961	-0,11443	1,47017	-0,54688	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	4,00000	1,00000	0,18961	-0,11443	1,47017	-0,54688	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000

Tabla 22. Coeficientes de la curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función del factor de carga parcial.

- Curva 6: Curva correctora de la capacidad de refrigeración, $CAP_{REF}(T_{ws}; T_{ext})$.

MARCA	CURVA 6 - CAPACIDAD TOTAL REF=FUNCION(T_IMP_CAL, T_SECA_EXT)																			
	Nº COEF	Nº VAR	P_00	P_10	P_01	P_20	P_11	P_02	E_00	E_00	E_10	E_10	E_01	E_01	E_20	E_20	E_11	E_11	E_02	E_02
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	6,0000	2,0000	1,0572	0,0000	-0,0018	0,0006	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000	2,0000	0,0000	1,0000	1,0000	0,0000	2,0000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	6,00000	2,00000	0,86003	0,00000	0,01477	0,00086	-0,00012	-0,00032	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	6,00000	2,00000	0,77431	0,00000	0,02122	0,00095	-0,00015	-0,00043	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	6,00000	2,00000	0,77431	0,00000	0,02122	0,00095	-0,00015	-0,00043	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000

Tabla 23. Coeficientes de la curva correctora de la capacidad de refrigeración en función de la temperatura.

- Curva 7: Curva correctora del consumo de refrigeración, $Consumo_{REF-T}(T_{ws}, T_{ext})$.

MARCA	CURVA 7 - CONSUMO_REF_T=FUNCION(T_IMP_REF, T_SECA_AMBIENTE)																			
	Nº COEF	Nº VAR	P_00	P_10	P_01	P_20	P_11	P_02	E_00	E_00	E_10	E_10	E_01	E_01	E_20	E_20	E_11	E_11	E_02	E_02
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	6,0000	2,0000	0,8122	0,0000	0,0007	0,0004	0,0000	0,0001	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000	2,0000	0,0000	1,0000	1,0000	0,0000	2,0000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	6,00000	2,00000	1,11590	0,00000	-0,01863	0,00011	0,00000	0,00044	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	6,00000	2,00000	1,21713	0,00000	-0,02508	0,00000	0,00000	0,00054	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	6,00000	2,00000	1,21713	0,00000	-0,02508	0,00000	0,00000	0,00054	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000

Tabla 24. Coeficientes de la curva correctora del consumo de refrigeración en función de la temperatura.

- Curva 8: Curva correctora del consumo de refrigeración, $Consumo_{REF-FCP}(FCP)$.

MARCA	CURVA 8 - CONSUMO_REF_FCP=Funcion(FCP)									
	Nº COEF	Nº VAR	P_3	P_2	P_1	P_0	E_3	E_2	E_1	E_0
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	4,0000	1,0000	0,7065	-3,3025	7,0323	-3,4454	0,0000	1,0000	2,0000	3,0000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	4,00000	1,00000	0,31758	-0,91613	2,92949	-1,33454	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	4,00000	1,00000	0,19021	-0,11711	1,47396	-0,54861	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	4,00000	1,00000	0,19021	-0,11711	1,47396	-0,54861	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000

Tabla 25. Coeficiente de la curva correctora del consumo de refrigeración en función del factor de carga parcial.

- Curva 9: Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en régimen de refrigeración, $CAP_{ACS-T-REF}(T_{ws}, T_{ext})$.

MARCA	CURVA 9 - CAP_ACS_T_REF=FUNCION(T_IMP_REF, T_SECA_EXT)																			
	Nº COEF	Nº VAR	P_00	P_10	P_01	P_20	P_11	P_02	E_00	E_00	E_10	E_10	E_01	E_01	E_20	E_20	E_11	E_11	E_02	E_02
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	6,00000	2,00000	0,72208	0,00000	0,00868	0,00039	0,00002	-0,00003	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	6,00000	2,00000	1,12760	0,00000	-0,01734	0,00010	0,00000	0,00041	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	6,00000	2,00000	1,26277	0,00000	-0,02602	0,00000	0,00000	0,00056	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	6,00000	2,00000	1,26277	0,00000	-0,02602	0,00000	0,00000	0,00056	0,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,00000	1,00000	2,00000	0,00000	1,00000	1,00000	0,00000	2,00000

Tabla 26. Coeficientes de la curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en refrigeración en función de la temperatura.

- Curva 10: Curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en régimen de refrigeración, $CAP_{ACS-FCP-REF}(FCP)$.

MARCA	CURVA 10 - CAP_ACS_FCP=FUNCION(FCP) (REF)									
	Nº COEF	Nº VAR	P_3	P_2	P_1	P_0	E_3	E_2	E_1	E_0
Panasonic ECO-g con Hidrokit (U-20GE2E5 + S-500WX2E5)	4,00000	1,00000	-0,2840	4,1025	-5,2894	2,4697	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP450E1-16HP + AWS 16HP-E1(J) P450	4,00000	1,00000	0,07120	0,93981	-0,21971	0,20726	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP560E1-20HP + AWS 20HP-E1(J) P560	4,00000	1,00000	0,18961	-0,11443	1,47017	-0,54688	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000
AISIN AXGP710E1-25HP + AWS 25HP-E1(J) P710	4,00000	1,00000	0,18961	-0,11443	1,47017	-0,54688	0,00000	1,00000	2,00000	3,00000

Tabla 27. Coeficientes de la curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en refrigeración en función del factor de carga parcial.

5.2 Análisis de lazo de ACS

5.2.1 Sistema de ecuaciones

Se procede a realizar el modelo del modo 2 producción de ACS, cuyo esquema se recoge en la Figura 17.

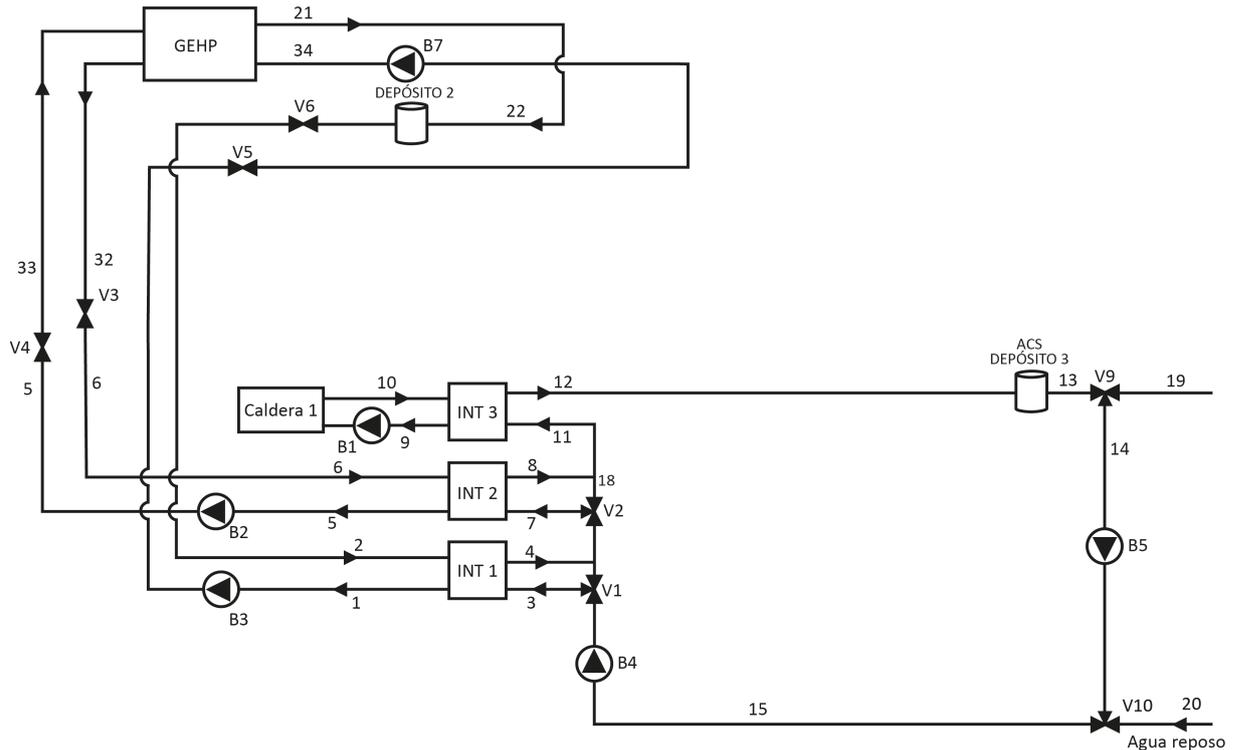


Figura 17. Esquema instalación Modo 2 producción ACS.

En cuanto a los intercambiadores, se requieren tres ecuaciones para resolverlos.

Con respecto al intercambiador 1, la potencia intercambiada evaluada en el lado frío se calcula mediante la ecuación (100).

$$P_{int_1} = \frac{Q_3}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (100)$$

Por otro lado, la potencia intercambiada evaluada en el lado caliente se calcula mediante las ecuaciones (101) y (102).

$$P_{int_1} = \frac{Q_2}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (101)$$

$$P_{int_1} = V_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{C_{\min 1}}{3600} \cdot (T_2 - T_1) \quad (102)$$

Siendo:

$$C_{\min 1} = \min(Q_3 \cdot \rho \cdot C_p; Q_2 \cdot \rho \cdot C_p)$$

Con respecto al intercambiador 2, la potencia intercambiada evaluada en el lado frío se calcula mediante la ecuación (103).

$$P_{int_2} = \frac{Q_7}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_8 - T_7) \quad (103)$$

Por otro lado, la potencia intercambiada evaluada en el lado caliente se calcula mediante las ecuaciones (104) y (105).

$$P_{int_2} = \frac{Q_6}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_6 - T_5) \quad (104)$$

$$P_{int_2} = V_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \frac{C_{\min 2}}{3600} \cdot (T_6 - T_7) \quad (105)$$

Siendo:

$$- C_{\min 2} = \min(Q_6 \cdot \rho \cdot C_p; Q_7 \cdot \rho \cdot C_p)$$

Respecto al intercambiador 3, la potencia intercambiada evaluada en el lado frío se calcula aplicando la ecuación (106)

$$P_{int_3} = \frac{Q_9}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{10} - T_9) \quad (106)$$

Por otro lado, la potencia intercambiada evaluada en el lado caliente se calcula con las ecuaciones (107) y (108).

$$P_{int_3} = \frac{Q_{12}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{12} - T_{11}) \quad (107)$$

$$P_{int_3} = \varepsilon_3 \cdot \frac{C_{\min 3}}{3600} \cdot (T_{10} - T_{11}) \quad (108)$$

Siendo:

$$- C_{\min 3} = \min(Q_9 \cdot \rho \cdot C_p; Q_{12} \cdot \rho \cdot C_p)$$

Respecto a la caldera 1. El factor de carga parcial requerido para cubrir la demanda se determina aplicando la ecuación .

$$FCP_{DEM-C1} = \frac{D_{ACS}}{P_{nom-C1}} \quad (109)$$

En cuanto al factor de carga parcial real con el que opera la caldera 1. Su valor se calcula en función del factor de carga parcial requerido para cubrir la demanda y los valores máximos del mismo. Aporta una ecuación al sistema de ecuaciones.

- Si $FCP_{DEM-C1} > FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{REAL-C1} = FCP_{MAX}$
- $FCP_{DEM-C1} < FCP_{MIN}$. Entonces: $FCP_{REAL-C1} = 0$
- $FCP_{MIN} < FCP_{DEM-C1} < FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{REAL-C1} = FCP_{DEM-C1}$

La potencia final de la caldera 1 se calcula de dos formas, ecuaciones (110) y (111).

$$P_{FINAL-C1} = P_{nom-C1} \cdot FCP_{REAL} \quad (110)$$

$$P_{FINAL-C1} = \frac{Q_9}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{10} - T_9) \quad (111)$$

Respecto al depósito acumulador de ACS. Cabe destacar que posee inercia, para tener en cuenta este aspecto, la temperatura de acumulación se calcula respecto a la temperatura del paso de tiempo anterior, ecuación (112).

$$T_{acACS} = T_{Anterior} + P_{12} \cdot \frac{\Delta t}{\rho \cdot C_p \cdot V_{ACS}} \quad (112)$$

$$T_{acACS} = T_{13} \quad (113)$$

Siendo:

- $\Delta t = 600$ s. El paso de tiempo de la simulación.

La potencia de entrada al depósito se calcula mediante la ecuación (114).

$$P_{12} = \frac{Q_{12}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{12} - T_{Anterior}) \quad (114)$$

El depósito 2 se resuelve de forma análoga, las ecuaciones necesarias para su resolución son (115), (116), (117).

$$T_{ac_2} = T_{Anterior} + P_{22} \cdot \frac{\Delta t}{\rho \cdot C_p \cdot V_{ac_2}} \quad (115)$$

$$T_{ac_2} = T_2 \quad (116)$$

$$P_{22} = \frac{Q_{22}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{22} - T_{Anterior}) \quad (117)$$

Respecto a la GEHP, la potencia real que suministra la GEHP con un factor de carga parcial del 100% se determina aplicando la ecuación (118).

$$P_{real_100FCP} = CAP_{CAL}(T_{21}; T_{be}) \cdot P_{d_CAL} \quad (118)$$

La curva correctora de la capacidad de calefacción se recoge en la ecuación (119).

$$\begin{aligned} CAP_{CAL}(T_{21}; T_{be}) \\ = p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{be} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \\ \cdot T_{be} + p_{02} \cdot (T_{be})^2 \end{aligned} \quad (119)$$

El factor de carga parcial que se requiere para cubrir la demanda de ACS se calcula aplicando la ecuación (120).

$$FCP_{DEM} = \frac{D_{ACS}}{P_{real_100FCP}} \quad (120)$$

El factor de carga parcial real con el que opera la GEHP depende del requerido para cubrir la demanda y del valor máximo y mínimo. Aporta una ecuación al sistema de ecuaciones.

- Si $FCP_{DEM} > FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{REAL} = FCP_{MAX}$
- $FCP_{DEM} < FCP_{MIN}$. Entonces: $FCP_{REAL} = 0$
- $FCP_{MIN} < FCP_{DEM} < FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{REAL} = FCP_{DEM}$

La energía final producida se calcula mediante la ecuación (121):

$$E_{prod-FINAL} = FCP_{REAL} \cdot P_{real_100FCP} \quad (121)$$

Por otro lado, la temperatura de salida de la GEHP necesaria para cubrir la demanda de ACS se calcula aplicando la ecuación (122).

$$T_{21-DEM} = T_{34} + \frac{E_{prod-FINAL}}{\frac{Q_{21}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (122)$$

La temperatura de salida de la GEHP real se calcula en función de la temperatura requerida para cubrir la demanda de ACS y de la temperatura límite de producción de calefacción. Aporta una ecuación al sistema de ecuaciones.

- Si $T_{21-DEM} > T_{LIM-CAL}$. Entonces: $T_{21} = T_{LIM-CAL}$
- Si $T_{21-DEM} < T_{LIM-CAL}$. Entonces: $T_{21} = T_{21-DEM}$

Se ha calculado la energía producida final y la temperatura de salida real del condensador de la GEHP. A continuación, se procede a calcular las mismas variables del lazo de recuperación de

ACS. Para ello, la potencia de recuperación de ACS con un factor de carga parcial del 100% se calcula con la ecuación (123).

$$P_{REAL-ACS-REC} = CAP_{ACS-T}(T_{21}; T_{be}) \cdot P_{dCAL} \cdot R_{ACS} \quad (123)$$

Siendo:

$$- R_{ACS} = 0,45.$$

La curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS se calcula con la ecuación (124).

$$CAP_{ACS-T}(T_{ws}, T_{be}) = p_{00} + p_{10} \cdot T_{ws} + p_{01} \cdot T_{be} + p_{20} \cdot (T_{ws})^2 + p_{11} \cdot T_{ws} \cdot T_{be} + p_{02} \cdot (T_{be})^2 \quad (124)$$

A su vez, el factor de carga parcial necesario para cubrir la demanda de ACS se calcula aplicando la ecuación (125).

$$FCP_{DEM-ACS} = \frac{D_{ACS}}{P_{REAL-ACS-REC}} \quad (125)$$

El factor de carga parcial real del lazo de producción de ACS. Por tanto, aporta una ecuación al sistema.

- Si $FCP_{DEM-ACS} > FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{REAL-ACS} = FCP_{MAX}$
- $FCP_{DEM-ACS} < FCP_{MIN}$. Entonces: $FCP_{REAL-ACS} = 0$
- $FCP_{MIN} < FCP_{DEM} < FCP_{MAX}$. Entonces: $FCP_{REAL-ACS} = FCP_{DEM-ACS}$

Se procede a resolver la recuperación de GEHP. La potencia final real de recuperación de GEHP para la producción de ACS se calcula mediante la ecuación (126).

$$P_{FINAL-ACS} = CAP_{ACS-FCP}(FCP) \cdot P_{REAL-ACS-REC} \quad (126)$$

La curva correctora de la capacidad de recuperación de ACS en función del factor de carga parcial se recoge en la ecuación (127).

$$CAP_{ACS-FCP}(FCP) = a_0 + a_1 \cdot fcp + a_2 \cdot fcp^2 + a_3 \cdot fcp^3 \quad (127)$$

Por tanto, la temperatura de salida de la GEHP, suponiendo que se recupera todo el calor residual, se determina aplicando la ecuación (128).

$$T_{32-RES} = T_{33} + \frac{P_{FINAL-ACS}}{\frac{Q_{33}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p} \quad (128)$$

La temperatura de salida del lazo de producción de ACS depende de la temperatura límite de producción de ACS. Por tanto, aporta una ecuación al sistema de ecuaciones.

- Si $T_{32-RES} > T_{Lim ACS}$. Entonces: $T_{32} = T_{Lim ACS}$.
- Si $T_{32-RES} < T_{Lim ACS}$. Entonces: $T_{32} = T_{32-RES}$.

Por último, se añaden las ecuaciones auxiliares.

En la ecuación se muestra el cálculo de la demanda de ACS.

$$D_{ACS} = \frac{Q_{ACS}}{3600} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{IMP_{ACS}} - T_{20}) \quad (129)$$

Siendo:

- $T_{IMP_{ACS}}$. Temperatura de impulsión de ACS.
- T_{20} . Temperatura de reposición de agua.

Restricciones sobre temperaturas:

$$T_{14} = T_{13} \quad (130)$$

$$T_{15} = B_5 \cdot T_{14} + (1 - B_5) \cdot T_{20} \quad (131)$$

Siendo:

- B_5 . El control de la bomba 5. Igual a uno cuando funciona, e igual a cero cuando no funciona.

$$T_3 = T_{15} \quad (132)$$

$$T_8 = T_{11} \quad (133)$$

$$T_4 = T_7 \quad (134)$$

$$T_{32} = T_6 \quad (135)$$

$$T_{33} = T_5 \quad (136)$$

$$T_{34} = T_1 \quad (137)$$

$$T_{21} = T_{22} \quad (138)$$

5.2.2 Análisis de ecuaciones e incógnitas

Se tienen 47 incógnitas y 47 ecuaciones, el problema está cerrado.

T_1	T_{11}	T_{33}	P_{real_100FCP}	$CAP_{ACS-FCP}(FCP)$
T_2	T_{12}	T_{acACS}	$CAP_{CAL}(T_{21}; T_{be})$	T_{34}
T_3	T_{13}	T_{ac2}	FCP_{DEM}	$C_{min 1}$
T_4	T_{14}	P_{int1}	FCP_{REAL}	$C_{min 2}$
T_5	T_{15}	P_{int2}	$E_{prod-FINAL}$	$C_{min 3}$
T_6	T_{21}	P_{int3}	$P_{REAL-ACS-REC}$	P_{12}
T_7	T_{22}	FCP_{DEM-C1}	$CAP_{ACS-T}(T_{21}; T_{be})$	P_{22}
T_8	T_{21-DEM}	$FCP_{REAL-C1}$	$FCP_{DEM-ACS}$	
T_9	T_{32}	$P_{FINAL-C1}$	$FCP_{REAL-ACS}$	
T_{10}	T_{32-RES}	D_{ACS}	$P_{FINAL-ACS}$	

Tabla 28. Incógnitas EES.

5.3 Especificaciones técnicas de los equipos

5.3.1 Especificaciones técnicas GEHP.

GEHP		
Capacidad nominal de calefacción	101,62	kW
Capacidad nominal de refrigeración	87,4	kW
Capacidad MÁXIMA recuperación de ACS	45,8	kW
Caudal ACS recuperado	1938,73	l/h
Caudal agua Condensador/Evaporador	17512,3	l/h
FCP_Max	1,2	
FCP_MIN	0,1	
Temperatura límite de producción de agua caliente	50	°C
Temperatura límite de producción de agua fría	7	°C
Temperatura límite producción ACS	65	°C
Temperatura de impulsión de ACS	60	°C
Temperatura entrada ACS (Tagua de reposición)	DATOS ENTRADA	°C

Tabla 29. Especificaciones técnicas GEHP.

5.3.2 Especificaciones técnicas caldera 1

Caldera 1		
Capacidad nominal	25,45	kW
Temperatura de consigna	60	°C
Temperatura de arranque	35	°C
Caudal	1055,24	l/h

Tabla 30. Especificaciones técnicas caldera 1.

5.3.3 Especificaciones técnicas caldera 2

Caldera 2		
Capacidad nominal	87,34	kW
Temperatura de consigna	60	°C
Temperatura de arranque	35	°C
Caudal	376317	l/h

Tabla 31. Especificaciones técnicas caldera 2.

5.3.4 Especificaciones técnicas enfriadora

Enfriadora		
Capacidad nominal	109	kW
Temperatura de consigna	3	°C
Temperatura de arranque	5	°C
Caudal	18787,36	l/h

Tabla 32. Especificaciones técnicas enfriadora.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la energía (IDAE). Síntesis del estudio de Parque de bombas de calor en España,2020.
- [2] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la energía (IDAE). Estadísticas bombas de calor, 2020.
- [3] Guerrero Delgado, María del Carmen. Gestión e Integración de recursos energéticos naturales en edificios residenciales. Tesis doctoral,2020.
- [4] <https://elperiodicodelaenergia.com/la-bomba-de-calor-la-solucion-perfecta-para-ahorrar-energia-y-reducir-las-emisiones-en-los-hogares/>
- [5] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Solar -Fuels & Technologies-IEA 2020.
- [6] https://www.elconfidencial.com/medioambiente/energia/2021-10-07/calderas-hogares-bombas-de-calor-energia_3302229/
- [7] Péan, Thibault. Heat Pump Controls to Exploit the Energy Flexibility of Building Thermal Loads. Tesis doctoral, 2020.
- [8] Reda, Francesco. Solar Assisted Ground Source Heat Pump Solutions.Effective Energy Flows Climate Management, SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology 2017.
- [9] Mingtao Wang, Yiguang Chen, Qiyi Liu. Experimental study on the gas engine speed control and heating performance of gas Engine-driven heat pump. Energy & Buildings. 2018.
- [10] https://www.abc.es/sociedad/abci-bruselas-considera-verde-y-energia-nuclear-202202021259_noticia.html?ref=https%3A%2F%2Fwww.abc.es%2Fsociedad%2Fabci-bruselas-considera-verde-y-energia-nuclear-202202021259_noticia.html
- [11] European heat pump association (EHPA). Annual Report, 2021.
- [12] Eurostat. Energy balances for Spain, 2020.
- [13] Absorsistem. Bombas de calor por ciclo de compresión a gas, 2021.
- [14] Ministerio de Fomento (Gobierno de España). Documento Básico HE. Ahorro de Energía (Código Técnico de la Edificación), 2017.
- [15] Rui Zhang, Zhongyun Tian, Fengguo Liu, Changfei Tian, Zhenxi Ma, Leilei Jia. Research on waste heat recovery from gas engine for auxiliary heating: An emerging operation strategy to gas engine-driven heat pum, International Journal of Refrigeration 2020.
- [16] Ziyong Lee, Kyoungyool Lee, Song Choi and Sungwook. Combustion and Emission Characteristics of an LNG Engine for Heat Pumps, Energies 2015.

-
- [17] Sánchez Ramos José, Guerrero Delgado María del Carmen, Álvarez Domínguez Servando, Molina Félix José Luis, Cabeza Luisa F. Gas engine heat pump systems: Experimental facility and thermal evaluation for 5 different units, Energy Conversions and Management 2019.
- [18] Grupo Termotecnia, E.T.S.I, Universidad de Sevilla. Posicionamiento de distintas soluciones energéticas para edificios de nueva construcción en el marco de la reforma del Código Técnico de la Edificación y la implantación de los Edificios de Energía Casi Nula: Visor Norba, Integración de GEHP en Norba, 2021.
- [19] Grupo Termotecnia, E.T.S.I, Universidad de Sevilla. ProgasGHP Complemento CE3, Manual de usuario, 2015.
- [20] AISIN. Catálogo GHP bombas de calor a gas, 2021.