



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FINAL DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

DISEÑO DE UNA UNIDAD ROOF-TOP DE POTENCIA NOMINAL DE 50 KW DE ACUERDO A LA NORMATIVA DE ECODISEÑO

Autor: Carles Jovaní Pérez

Tutor: Emilio Navarro Peris

Cotutor: Lucas Álvarez Piñeiro

Curso académico: 2019-20

Agradecimientos

Donar-li les gràcies a José María González Macia per deixar-me formar part d'aquest equip de treball i confiar en mi per a realitzar aquest Treball Final de Màster.

També agrair a Emilio Navarro Peris per monitoritzar el meu treball i traure temps per a resoldre els meus dubtes.

A Joan i Belén, agrair-los la seua paciència per a explicar-me tot el que fera falta i estar sempre disponibles, i en especial a Lucas, qui m'ha aguantat estos últims mesos sempre amable i positiu, disposat a involucrar-se al màxim.

En general donar les gràcies a totes les persones que conformen el IIE per eixos esbarjos de migdia que sempre em treien una sonrisa i per ser tan considerats i amables amb mi.

A la meua família, la meua nòvia, els meus amics i els ja anomentas, gràcies a tots per acompanyar-me en la meua darrera etapa d'estudiant.

Resumen

Título

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño.

Resumen

El mundo industrial se encuentra en un proceso de cambio constante en el cual las empresas deben innovar cada día para poder mantenerse activas en el mercado. Por otro lado, deben estar atentas a los cambios en la normativa que introduzcan nuevas limitaciones en sus productos y por tanto fuercen la búsqueda de alternativas para seguir rindiendo adecuadamente. Ésta es la razón principal por la que surge este Trabajo Final de Máster, el cual parte de la necesidad de una empresa para ajustarse a los estándares marcados por una normativa europea que afecta directamente a sus productos.

En 2016 se aprueba el Reglamento (UE) 2016/2281 que establece unos criterios de diseño ecológicos para los productos que se vayan a introducir en el mercado. Dichos productos deben cumplir unos valores mínimos de eficiencia energética estacional respecto a unos parámetros estándar de cálculo. Puesto que su carácter más restrictivo entra en vigor en 2021, una empresa que comercializa estos equipos contactó con el Instituto de Ingeniería Energética (IIE) para que diseñaran la nueva gama de bombas de calor de tejado o *Roof-Tops* para que se adapten a la nueva norma europea.

Este trabajo plasma los resultados finales obtenidos para un diseño concreto que contiene un sistema de recuperación de energía económico y eficiente para cumplir tanto con la normativa de ecodiseño como con el RITE. Este modelo ha sido escogido entre otras alternativas que plantean distintos tipos de recuperación y el cual presenta una mejor relación ahorro-coste. Como base de cálculo se presenta también la metodología seguida para calcular el rendimiento energético estacional a partir de los programas IMST-ART y Modelica.

Palabras clave

Roof-Top, IMST-ART, Modelica, eficiencia energética, ecodiseño, recuperador de calor, bomba de calor, normativa europea, RITE.

Resumen

Títol

Disseny d'una unitat roof-top de potència nominal de 50 kW d'acord amb la normativa d'ecodisseny.

Resumen

El món industrial es troba en un procés de canvi constant en el qual las empreses han d'innovar cada dia per a mantenir-se actives en el mercat. Per un altra banda, han d'estar atentes als canvis en la normativa que introdueixen noves limitacions en els seus productes i per tant forcen la recerca d'alternatives per a seguir rendint adequadament. Aquesta és la raó principal per la que sorgeix aquest Treball Final de Màster, el qual parteix de la necessitat d'una empresa per a ajustar-se als estàndards marcats per una normativa europea que afecta directament als seus productes.

En 2016 queda aprovat el Reglament (UE) 2016/2281 que estableix uns criteris de disseny ecològics per als productes que es vagen a introduir en el mercat. Aquests productes han de complir uns valors mínims d'eficiència energètica estacional respecte a uns paràmetres estàndard de càlcul. Donat que el seu caràcter més restrictiu entra en vigor en 2021, una empresa que comercialitza aquests equips va contactar amb l'Institut d'Enginyeria Energètica (IIE) per a que dissenyaren la nova gama de bombes de calor de teulat o *Roof-Tops* perquè s'adapten a la nova norma europea.

Aquest treball plasma els resultats finals obtinguts per a un disseny concret que conté un sistema de recuperació d'energia econòmic i eficient per a complir tant la normativa d'ecodisseny com el RITE. Aquest model s'ha escollit entre altres alternatives que plantegen distints tipus de recuperació i és qui presenta una millor relació estalvi-cost. Com a base de càlcul es presenta també la metodologia realitzada per a calcular el rendiment energètic estacional a partir dels programes IMST-ART i Modelica.

Paraules clau

Roof-Top, IMST-ART, Modelica, eficiència energètica, ecodisseny, recuperador de calor, bomba de calor, normativa europea, RITE.

Abstract

Title

RTU design of 50 kW nominal power input according to eco-design regulations.

Abstract

The industrial world is in a constant change process where companies must innovate daily to keep up with the market expectations. Likewise, they must be aware of changes in regulations that introduce new limitations to their products and hence force the research of alternatives to keep performing in good conditions. This is the main reason why this Final Master Thesis is made, which starts from the need of a company to adjust to new standards applied by a European regulation that affects directly to their products.

In 2016 the Regulation (UE) 2016/2281 is sanctioned which establishes new ecological design criteria for products that will be introduced from now on in the market. They must reach some minimum values of seasonal energetic efficiency based on standard calculus parameters in order to do so. Due to the fact that its most restrictive aspect becomes effective in 2021, a company that operates with this kind of equipment reached the Energetic Engineering Institute (IIE) to design the new set of roof-top heat pumps or RTU to abide by the new European regulation.

This work shows the last results given by a specific RTU model with an economic and efficient recovery system that perfectly fits the work conditions established by the regulation and the RTIB. This model has been chosen amongst other recovery alternatives mainly because of a better saving-cost relationship. As a calculus basis the methodology to obtain the seasonal energetic efficiency from IMST-ART and Modelica programs is also given.

Key words

RTU, IMST-ART, Modelica, energetic efficiency, eco-design, heat recovery, heat pump, European regulation, RTIB.

Índice

1.	Introducción	15
1.1.	Antecedentes	15
1.2.	Justificación	17
1.3.	Objetivos	18
1.4.	Alcance	18
2.	Roof-Top: Tipos de recuperación	19
2.1.	Definición	19
2.2.	Tipos de recuperación	20
3.	Metodología	23
3.1.	IMST-ART	23
3.2.	Modelica	25
3.3.	Cálculo de la eficiencia estacional y cumplimiento de la norma	31
3.4.	Procedimiento y diagrama de flujo	37
4.	Criterios de diseño	45
4.1.	Refrigerante	45
4.2.	Compresor	48
4.3.	Intercambiadores de calor: diseño	51
4.4.	Intercambiadores de calor: implementación en ART	62
5.	Resultados y discusión	70
5.1.	Recuperación convencional	71
5.2.	Recuperación termodinámica	77
5.3.	Recuperación híbrida	79
5.4.	Recuperación dedicada	82
5.5.	Discusión de los resultados	90
6.	Conclusiones	97
7.	Presupuesto	98
8.	Referencias bibliográficas	101

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de un roof-top [7].	19
Figura 2. Esquema de funcionamiento de un recuperador de calor sensible e imagen del equipo [8].	20
Figura 3. Esquema de funcionamiento de un recuperador entálpico e imagen del equipo [8].	20
Figura 4. Modo de funcionamiento de la recuperación termodinámica en el roof-top [9].	21
Figura 5. Ubicación del subenfriador en el roof-top [10].	21
Figura 6. Ubicación de la bomba de calor adicional en el roof-top [10].	22
Figura 7. Logo de IMST-ART [11].	23
Figura 8. Mapa conceptual del funcionamiento de IMST-ART indicando las entradas y salidas del sistema.	24
Figura 9. Sistemas físicos que se pueden implementar en Modelica [20].	25
Figura 10. Interfaz gráfica del modelo de Modelica.	26
Figura 11. Código necesario para definir las constantes del modelo.	27
Figura 12. Ejemplo de definición de unidades.	28
Figura 13. Propiedades físicas del aire con los valores iniciales estándar.	28
Figura 14. Propiedades físicas del caudal de aire.	28
Figura 15. Líneas de código que definen un conector de caudal de aire.	29
Figura 16. Interfaz sobre las entradas y salidas del circuito de aire de la bomba de calor.	29
Figura 17. Función que calcula la entalpía del aire.	30
Figura 18. Ventana para definir el cálculo de los estudios paramétricos.	37
Figura 19. Primera mitad de resultados de IMST-ART en Excel.	38
Figura 20. Segunda mitad de resultados de IMST-ART en Excel.	38
Figura 21. Resultados expresados en formato texto a partir del programa de R.	39
Figura 22. Directorio del fichero de entrada de datos.	39
Figura 23. Definición de las condiciones del ambiente y de la zona a climatizar y datos sobre el circuito de aire.	40
Figura 24. Datos sobre el tipo de recuperación a evaluar.	41
Figura 25. Diferencia de temperaturas aplicadas a cada sección definida de Modelica.	41
Figura 26. Caídas de presión en las secciones del modelo y datos sobre los filtros y el recuperador de calor.	42
Figura 27. Definición de la curva de características del ventilador de impulsión.	42
Figura 28. Entrada opcional de modificadores de ciertos parámetros.	42
Figura 29. Gráfica del COP global del equipo respecto al tiempo de cálculo.	43
Figura 30. Diagrama de flujo del proyecto.	44
Figura 31. Restricciones a los gases fluorados de alto GWP a partir de la aprobación del Reglamento [24].	46
Figura 32. Benchmarking respecto al refrigerante empleado en los modelos de diferentes fabricantes.	46
Figura 33. Configuración de dos compresores tándem even [30].	48
Figura 34. Configuración de dos compresores tándem uneven (dcha.) y de tres compresores tándem o trio (izda.) [30].	48
Figura 35. Comparación del control de la temperatura y humedad relativa respecto a sistemas todo/nada [30].	49

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Figura 36. Comparación del uso de la PWM en baja carga (izqda.) y alta carga (dcha.) [30].	50
Figura 37. Comparación del seguimiento de la demanda a velocidad fija o variable [30].	50
Figura 38. Selección del modelo de compresor deseado en la interfaz de Coolselector2.	53
Figura 39. Condiciones de funcionamiento especificadas para el modelo de compresor seleccionado.....	54
Figura 40. Características del modelo DSH 105 según las condiciones especificadas.	54
Figura 41. Pestaña sobre la variación de características del compresor en función de la temperatura de condensación.....	54
Figura 42. Límites de funcionamiento del compresor (el punto verde indica la configuración actual).....	55
Figura 43. Puntos de trabajo en el ciclo de compresión mostrado a la derecha, con el diagrama log(p)-h debajo.	55
Figura 44. Información adicional sobre accesorios, filtros y repuestos del compresor.....	55
Figura 45. Cálculo del FCS en el caudal de aire del evaporador a partir del programa Psicro....	56
Figura 46. Coeficientes de transferencia de calor típicos para intercambiadores de calor enfriados por aire [31].	58
Figura 47. Visualización de los parámetros que conforman la geometría de un intercambiador [33].	59
Figura 48. Vista principal de la ventana de inicio del modelo.....	62
Figura 49. Ventana para definir los parámetros del intercambiador de calor.....	63
Figura 50. Ventana para acabar de definir el intercambiador.	64
Figura 51. Ventana para definir el circuito del intercambiador.....	65
Figura 52. Ventana principal de diseño del compresor.	66
Figura 53. Ventana para indicar los rangos de trabajo del compresor.	67
Figura 54. Ventana de la tabla de potencias para las temperaturas de funcionamiento.....	68
Figura 55. Ventana sobre el diseño de las tuberías.	69
Figura 56. Esquema de funcionamiento de la recuperación convencional en condiciones de ecodiseño.	72
Figura 57. Esquema de funcionamiento de la recuperación convencional en condiciones de funcionamiento real.....	72
Figura 58. Diagrama psicrométrico de las corrientes de entrada y salida para la recuperación convencional.	75
Figura 59. Esquema de funcionamiento de la recuperación termodinámica en condiciones de ecodiseño.	77
Figura 60. Esquema de funcionamiento de la recuperación termodinámica en condiciones de funcionamiento real.....	77
Figura 61. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de ecodiseño.	80
Figura 62. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de funcionamiento real.....	80
Figura 63. Diagrama psicrométrico de los puntos planteados.....	83
Figura 64. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de ecodiseño.	85
Figura 65. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de funcionamiento real.....	85

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Figura 66. Ciclo de Carnot representado en un diagrama T-s para un ciclo frigorífico de compresión..... 93

Figura 67. Relación entre la eficiencia de la bomba de calor que realiza la recuperación dedicada y su potencia nominal. 95

Figura 68. Relación entre la potencia del conjunto y la potencia de la bomba de calor dedicada. 96

Índice de tablas

Tabla 1. Valores mínimos de eficiencia energética estacional de refrigeración exigidos para los Roof-Top antes y después de la reunión con el Foro consultivo [2].	15
Tabla 2. Reducción estimada del consumo de energía y emisiones de NOx introducida por el reglamento [3].	16
Tabla 3. Porcentaje de recuperación y pérdida de presión máxima para un caudal de aire dado y unas horas anuales de funcionamiento determinadas [4].	16
Tabla 4. Valores mínimos de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración correspondientes a cada nivel [3].	17
Tabla 5. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el primer modelo de la gama.	17
Tabla 6. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el segundo modelo de la gama.	17
Tabla 7. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el tercer modelo de la gama.	17
Tabla 8. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el cuarto modelo de la gama.	17
Tabla 9. Coeficientes asociados a los modos de funcionamiento y valores de diseño.	31
Tabla 10. Potencia del equipo en función de la carga de trabajo y temperaturas de funcionamiento.	32
Tabla 11. Cálculo del EER_{bin} a partir del C_{dc} y del CR.	32
Tabla 12. Cálculo del SEER a partir del Cuadro 27 del Reglamento (UE) 2016/2281 y la norma UNE-EN 14825.	33
Tabla 13. Horas de funcionamiento para cada modo funcional.	34
Tabla 14. Potencias estimadas requeridas en cada modo funcional.	34
Tabla 15. Valores de la demanda anual de referencia Q_c y consumo eléctrico anual Q_{CE} .	34
Tabla 16. Resultado final con el SEER y el η_{sc} para el modelo correspondiente.	35
Tabla 17. Comprobación del cumplimiento del Reglamento (UE) 2016/2281 y letra de eficiencia asociada.	35
Tabla 18. Potencias de diseño correspondientes a las temperaturas de diseño de cada temporada, así como los valores de T_{biv} y T_{ol} .	35
Tabla 19. Tabla de recogida de datos de la potencia declarada y COP de los puntos de clasificación del reglamento.	36
Tabla 20. Comprobación del cumplimiento del Reglamento (UE) 2016/2281 para el caso de calefacción.	36
Tabla 21. Comparativa de GWP entre refrigerantes actuales y los sustitutos [24].	45
Tabla 22. Comparativa entre R-410 y dos posibles sustitutos de los gases fluorados.	47
Tabla 23. Comentarios respecto de cada refrigerante empleado en la comparativa [29].	47
Tabla 24. Benchmarking de los modelos de los fabricantes más representativos del mercado.	51
Tabla 25. Salto de temperatura recomendado para intercambiadores de refrigerante-aire forzado [32].	52
Tabla 26. Salto de temperatura recomendado para intercambiadores de refrigerante-líquido forzado [32].	52

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Tabla 27. Cálculo de las temperaturas de evaporación y condensación (azul oscuro: datos de la norma europea).	52
Tabla 28. Cálculo de la UA de las baterías.....	57
Tabla 29. Áreas de intercambio de calor para cada batería.	58
Tabla 30. Dimensiones geométricas del condensador para cada temperatura exterior.....	60
Tabla 31. Dimensiones geométricas del evaporador para cada temperatura exterior.	60
Tabla 32. Diseño del evaporador y condensador.....	61
Tabla 33. Puntos de evaluación de los acondicionadores aire-aire para refrigeración [3].....	70
Tabla 34. Puntos de evaluación de los acondicionadores aire-aire para calefacción [3].	70
Tabla 35. Puntos de ensayo para la recuperación termodinámica en condiciones de ecodiseño.	73
Tabla 36. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo. 73	
Tabla 37. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.....	73
Tabla 38. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.....	73
Tabla 39. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.....	74
Tabla 40. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.	74
Tabla 41. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.	74
Tabla 42. Puntos de ensayo para la recuperación termodinámica en condiciones de funcionamiento real.....	75
Tabla 43. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo. 75	
Tabla 44. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.....	76
Tabla 45. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.....	76
Tabla 46. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.....	76
Tabla 47. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.	76
Tabla 48. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.	76
Tabla 49. Puntos de ensayo para la recuperación termodinámica en condiciones de funcionamiento real.....	78
Tabla 50. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo. 78	
Tabla 51. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.....	78
Tabla 52. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.....	78
Tabla 53. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.....	79
Tabla 54. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.	79
Tabla 55. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.	79

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Tabla 56. Puntos de ensayo para la recuperación híbrida en condiciones de funcionamiento real.	81
Tabla 57. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.	81
Tabla 58. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.	81
Tabla 59. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.	82
Tabla 60. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.	82
Tabla 61. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.	82
Tabla 62. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.	82
Tabla 63. Propiedades de las corrientes empleadas en el programa Psicro.	83
Tabla 64. Temperaturas de evaporación y condensación con cambios en la temperatura de salida del compresor.	86
Tabla 65. Cálculo del área necesaria en el condensador de la batería de 5 kW.	86
Tabla 66. Dimensiones geométricas del condensador para cada temperatura exterior.	87
Tabla 67. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.	87
Tabla 68. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.	87
Tabla 69. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.	87
Tabla 70. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.	88
Tabla 71. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.	88
Tabla 72. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.	88
Tabla 73. Puntos de ensayo para la máquina de 5 kW en condiciones de funcionamiento real.	88
Tabla 74. Puntos de ensayo para la máquina de 45 kW en condiciones de funcionamiento real.	89
Tabla 75. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.	89
Tabla 76. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.	89
Tabla 77. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.	89
Tabla 78. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.	89
Tabla 79. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.	90
Tabla 80. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.	90
Tabla 81. Resultados de eficiencia estacional y SEER para BO en modo cooling.	90
Tabla 82. Características relevantes sobre la recuperación convencional.	91
Tabla 83. Características relevantes sobre la recuperación termodinámica.	91

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Tabla 84. Resumen de la potencia frigorífica anual y potencia consumida de cada punto especificado por la norma de la recuperación convencional, junto con el total obtenido de los valores intermedios..... 92

Tabla 85. Resumen de la potencia frigorífica anual y potencia consumida de cada punto especificado por la norma de la recuperación termodinámica, junto con el total obtenido de los valores intermedios..... 92

Tabla 86. Características relevantes sobre la recuperación híbrida. 92

Tabla 87. Características relevantes sobre la bomba de calor de 5 kW de la recuperación dedicada. 94

Tabla 88. Características relevantes sobre la bomba de calor de 45 kW de la recuperación dedicada. 94

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Cálculo de la temperatura del refrigerante a la salida del condensador.....	52
Ecuación 2. Cálculo de la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador.....	52
Ecuación 3. Cálculo de la potencia frigorífica entregada por los compresores.	55
Ecuación 4. Cálculo de la masa de refrigerante a partir de los datos proporcionados por Coolselector2.	55
Ecuación 5. Cálculo del caudal volumétrico de aire necesario en el evaporador.....	56
Ecuación 6. Cálculo de la potencia obtenida en el condensador.....	56
Ecuación 7. Cálculo del caudal volumétrico de aire necesario en el condensador.....	56
Ecuación 8. Cálculo de la temperatura del aire a su salida por el evaporador.	57
Ecuación 9. Cálculo de la masa de refrigerante en función de los datos del ciclo de compresión.	57
Ecuación 10. Cálculo de la potencia en el condensador en función de los datos del ciclo de compresión.....	57
Ecuación 11. Cálculo de la temperatura del aire a su salida por el condensador.....	57
Ecuación 12. Cálculo del área necesaria en la batería.	58
Ecuación 13. Cálculo del grado de compacidad a partir de los datos geométricos proporcionados por el fabricante.....	59
Ecuación 14. Cálculo del área frontal necesaria en la batería.	59
Ecuación 15. Cálculo del número de filas en la batería.	59
Ecuación 16. Cálculo del área frontal a partir de la altura y la anchura.	60
Ecuación 17. Cálculo del número de columnas de la batería.	60
Ecuación 18. Cálculo de la eficiencia de la batería correspondiente a la recuperación híbrida.	81
Ecuación 19. Cálculo del caudal másico de aire necesario en el roof-top.	83
Ecuación 20. Cálculo de la temperatura de salida del condensador a partir de las hipótesis realizadas.....	84
Ecuación 21. Cálculo de la potencia del condensador ubicado en expulsión.....	84
Ecuación 22. Cálculo del SEER que debe tener la máquina para cumplir con la normativa de ecodiseño.	84
Ecuación 23. Cálculo de la potencia nominal de la bomba de calor más pequeña.	84
Ecuación 24. Cálculo de la potencia del condensador para la máquina de 5 kW.....	86
Ecuación 25. Cálculo del COP teórico de un ciclo de compresión.	93
Ecuación 26. Cálculo del caudal másico de aire que circula por el condensador ubicado en expulsión en AO.	96
Ecuación 27. Cálculo de la potencia del condensador de la bomba de calor más pequeña para AO.....	96
Ecuación 28. Cálculo de la potencia nominal de la bomba de calor más pequeña en AO.	96

1. Introducción

1.1. Antecedentes

El 31 de octubre de 2009 se publica la Directiva 2009/125/CE del Parlamento Europeo y del Consejo en el cual se instaura un nuevo marco de requisitos de diseño ecológico que se aplican a aquellos productos relacionados con la energía [1]. Con ello se deroga la Directiva 2005/32/CE debido a las diferencias percibidas entre las legislaciones de los Estados miembros que pueden crear obstáculos comerciales y afectar a la competencia libre. Por esta razón, la directiva establece unos requisitos a los productos afectados para que puedan comercializarse dentro de la Unión sin problemas y con marcado CE.

Por otro lado, se establece una Comisión que se encarga de realizar una lista de los productos que deberán adoptar estas medidas y de entablar medidas de ejecución complementarias. Todo aquello sobre lo que se pronuncie la Comisión es revisado por el Foro consultivo, formado por representantes de los Estados miembros y de las partes interesadas a las que afecten estas medidas. Éste se celebra el 25 de septiembre de 2013 con numerosas alegaciones a lo establecido hasta el momento por la Comisión, principalmente debido a que se establecían unos valores muy altos de eficiencia estacional mínimos, en especial a los roof-top, de forma que la industria europea se opuso fuertemente a estas medidas. En los siguientes borradores se fueron reduciendo estos requisitos y también se eliminaron algunas exigencias como, por ejemplo, los niveles sonoros máximos.

	Nivel 1	Nivel 2
Comisión	$\eta_{s,c} = 181\%$	$\eta_{s,c} = 189\%$
Eurovent/EPEE	$\eta_{s,c} = 117\%$	$\eta_{s,c} = 138\%$

Tabla 1. Valores mínimos de eficiencia energética estacional de refrigeración exigidos para los Roof-Top antes y después de la reunión con el Foro consultivo [2].

El 9 de enero de 2017 entra en vigor el Reglamento 2016/2281 de la Comisión Europea, en el cual se instaura un nuevo marco de requisitos de diseño ecológico que se aplican a aquellos productos relacionados con la energía y que representan un volumen considerable de ventas en el mercado [3]. Estos productos tienen un importante impacto medioambiental, y el objetivo de esta norma es reducirlos mediante mejoras en el diseño sin costes excesivos que repercutan en el precio final. El ámbito de aplicación del reglamento incluye:

- Productos de calentamiento de aire con una potencia nominal de calefacción de hasta 1 MW.
- Productos de refrigeración y enfriadoras de procesos de alta temperatura con una potencia nominal de refrigeración de hasta 2 MW.
- Ventilconvectores.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

El reglamento centra su objetivo en disminuir tanto el consumo de energía como las emisiones de óxidos de nitrógeno durante su utilización, teniendo también en cuenta las emisiones directas de refrigerantes y el ruido. En la siguiente tabla se muestra la evolución de estas características de cara al futuro y la reducción estimada al introducir este reglamento en la normativa nacional de los países europeos.

	Año 2010	Año 2030 sin medidas	Año 2030 con medidas	Reducción estimada
Consumo de energía anual total (Mtep)	59	60	51	9
Emisiones anuales totales de NOx (Mt equivalentes de Sox)	36	22	19,4	2,6

Tabla 2. Reducción estimada del consumo de energía y emisiones de NOx introducida por el reglamento [3].

Los requisitos que deben cumplir los productos anteriormente mencionados se recogen en el Anexo II, los cuales se clasifican en dos niveles: el Nivel 1 que entra en vigor el 1 de enero de 2018 y el Nivel 2, más restrictivo, que entra en vigor el 1 de enero de 2021 (mencionados en la Tabla 1). Además, se especifica la información que debe proporcionar el fabricante en manuales de instrucciones y páginas web acerca del producto. En el Anexo III se indican las condiciones y parámetros técnicos para realizar las mediciones y cálculos correspondientes que dan como resultado los valores de las tablas del Anexo II.

Por otro lado, cabe destacar la obligación de recuperar la energía del aire extraído que impone el RITE para máquinas que impulsan un caudal superior a 0,5 m³/s [4]. En función del caudal de aire y las horas anuales de funcionamiento se establece el porcentaje que se debe recuperar y la máxima pérdida de presión en el dispositivo que se instale para realizar esta función. Además, el RITE permite instalar un recuperador distinto al que propone siempre y cuando la eficiencia del mismo sea mayor y las emisiones de CO₂ sean menores.

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m ³ /s)									
	> 0,5 ... 1,5		> 1,5 ... 3,0		> 3,0 ... 6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000 ... 4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000 ... 6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Tabla 3. Porcentaje de recuperación y pérdida de presión máxima para un caudal de aire dado y unas horas anuales de funcionamiento determinadas [4].

1.2. Justificación

Este proyecto se inicia en julio de 2019 a raíz de la futura entrada en vigor del Nivel 2, de forma que los roof-top de la empresa tienen unas exigencias mayores y es necesario realizar un análisis más detallado del diseño de la máquina para llegar a esos límites. Este procedimiento implica que los modelos actuales incluidos en el catálogo no se podrán comercializar y por tanto es imprescindible actualizarlos para seguir compitiendo en el mercado. Este hecho se evidencia en las siguientes tablas, en las cuales se indica los valores mínimos de eficiencia energética estacional de calefacción $\eta_{s,h}$ y refrigeración $\eta_{s,c}$ establecidos por el Reglamento 2016/2281 y los correspondientes a los modelos comerciales actuales para cada una de las potencias disponibles.

	Nivel 1	Nivel 2
$\eta_{s,h}$ (%)	115	125
$\eta_{s,c}$ (%)	117	138

Tabla 4. Valores mínimos de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración correspondientes a cada nivel [3].

	01	02	03	04	05	06	07	08
$\eta_{s,h}$ (%)	118,7	115,3	118,4	117,6	121,7	115,4	116,4	115,9
$\eta_{s,c}$ (%)	128,4	119,6	128,6	122,8	129,6	122,5	127,9	124,8

Tabla 5. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el primer modelo de la gama.

	09	10	11	12	13	14	15	16
$\eta_{s,h}$ (%)	139,2	133,5	125,9	115,9	126,2	138,5	133,8	129,0
$\eta_{s,c}$ (%)	152,6	149,2	136,3	133,8	133,4	159,5	151,2	143,6

Tabla 6. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el segundo modelo de la gama.

	17	18	19	20	21	22	23	24
$\eta_{s,h}$ (%)	122,4	123,9	128,7	116,9	126,5	120,8	115,6	129,0
$\eta_{s,c}$ (%)	146,7	144,8	143,6	126,8	142,6	132,9	126,6	143,6

Tabla 7. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el tercer modelo de la gama.

	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10
$\eta_{s,h}$ (%)	163,6	155,7	139,0	115,7	115,1	117,4	116,4	122,9	121,2	116,6
$\eta_{s,c}$ (%)	188,4	184,4	164,6	135,5	131,8	133,0	127,7	135,6	134,9	126,7

Tabla 8. Valores de eficiencia energética estacional de calefacción y refrigeración en condiciones climáticas medias (Average) para el cuarto modelo de la gama.

Si se realiza la comparación se concluye que toda la gama de modelos cumple el Nivel 1, pero o bien no llega a los límites del Nivel 2 en todos los rangos de potencia o bien sólo ocurre en algunos de ellos. En consecuencia, es vital diseñar otra gama que cumpla por completo el Nivel 2 para que la empresa pueda seguir vendiendo este producto.

1.3. Objetivos

El objetivo principal del proyecto es obtener un primer prototipo de bomba de calor que cumpla con las restricciones de diseño ecológico del Reglamento 2016/2281 y que, al incluir un sistema de recuperación de calor según el RITE, sea lo más eficiente posible. Para ello se evalúan distintas alternativas de recuperación de energía en función del ahorro que conllevan y el coste final del producto. Este análisis requiere de una programación de modelos potentes que sean capaces de simular el comportamiento del sistema de climatización partiendo de las condiciones iniciales marcadas en la normativa europea [3] y para los diferentes sistemas de recuperación supuestos.

Por tanto, los objetivos se han de cumplir en orden inverso al mencionado anteriormente. En primer lugar, se han de crear los modelos tanto de la bomba de calor como del circuito de aire completo para generar todos los datos necesarios para el cálculo de la eficiencia estacional. En segundo lugar, se evalúan los distintos procesos de recuperación según la relación ahorro-coste para escoger la más rentable y viable de entre ellas.

1.4. Alcance

Este proyecto pretende no sólo dar una visión concreta del diseño de un roof-top sino también profundizar en las recuperaciones estudiadas. Se trata de una parte bastante importante ya que se pueden conseguir sustanciales ahorros y, en consecuencia, una buena eficiencia a partir de un diseño que aproveche en gran medida las distintas fuentes de calor. Así pues, se va a invertir gran parte del documento en explicar el proceso de diseño de la máquina, qué recuperaciones se han tenido en cuenta y cómo influye la disposición de los distintos elementos y corrientes en la eficiencia.

También se va a incidir sobre la estructura de los modelos y la función de los programas empleados para obtener los estudios paramétricos deseados, así como la razón por la que han sido seleccionados para este proyecto. Una vez planteados se describe la metodología seguida para llegar al valor de eficiencia energética estacional a partir del diseño obtenido, de manera que se plasma mejor la función de cada programa y su relación con el resto.

2. Roof-Top: Tipos de recuperación

2.1. Definición

La palabra roof-top se define en el diccionario inglés como “la parte exterior del techo de un edificio”. Sin embargo, en el ámbito de la climatización se refiere a un equipo que se instala comúnmente en el techo y que tanto la unidad interior como la exterior están compactadas en el mismo bloque [5]. El aire fresco entra por una rejilla y, después de pasar unos filtros, llega a las condiciones de impulsión a través de su paso por el evaporador. El condensador da al exterior y se puede alternar su funcionalidad dependiendo de si se quiere refrigerar (modo verano) o calentar (modo invierno). Existen espacios destinados a mezclar la corriente de aire de entrada y salida mediante recuperadores para aumentar la eficiencia del equipo. Son unidades que pueden entregar grandes potencias y no ocupan espacio adicional, de forma que son ideales para climatizar grandes superficies como naves industriales o centros comerciales.

En 2003 el Departamento de Energía de Estados Unidos estimó su uso en un 46% del total de los edificios comerciales del país sobre un 60% del suelo comercial disponible [6]. Por otro lado, el consumo de energía anual se calcula que ronda los 230 billones de Btus (equivalente a 35,2 millones de MWh), y si se tiene en cuenta el impacto del cambio climático con la aparición cada vez más frecuente de fenómenos extremos y el desarrollo de los países emergentes su uso se dispara en las próximas décadas. En consecuencia, el ahorro de energía que se puede conseguir en estos equipos tiene una gran repercusión en el consumo energético global y en la reducción de emisiones.

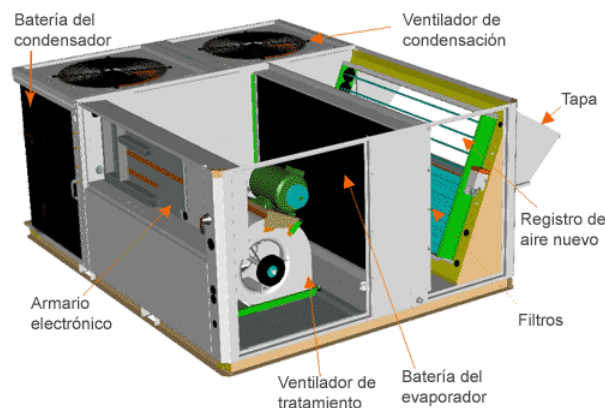


Figura 1. Esquema de un roof-top [7].

2.2. Tipos de recuperación

La intención del proyecto es evaluar distintas formas de aprovechar la energía con respecto a la marcada por el RITE para conseguir buenos rendimientos y que el coste de su implementación no sea muy elevado. Se estudian un total de cuatro opciones para mejorar la eficiencia, destacando la ventaja principal que introducen en el diseño cuya programación en los modelos se explica en el siguiente apartado con más detalles. Cabe destacar que los nombres son otorgados por criterio de la empresa, aunque existen algunos fabricantes que ya emplean estas recuperaciones en sus productos.

- **Recuperación convencional:** es la que aplica el RITE para caudales de extracción superiores a 0,5 m³/s en el que la exigencia mínima está fijada sobre el calor sensible. Por tanto, se suelen emplear recuperadores rotativos que bien realizan sólo intercambio de calor sensible o bien intercambian tanto calor como humedad, denominados entálpicos [8]:

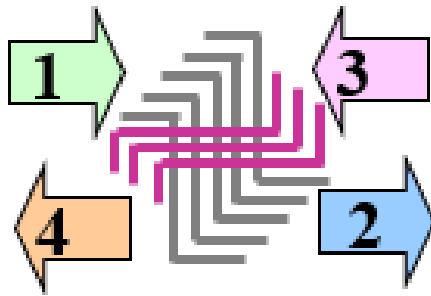


Figura 2. Esquema de funcionamiento de un recuperador de calor sensible e imagen del equipo [8].

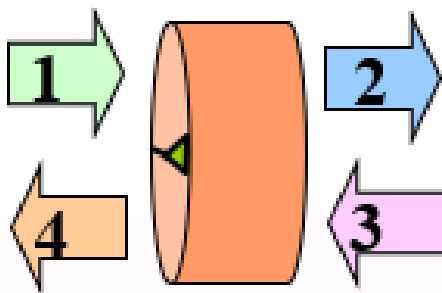


Figura 3. Esquema de funcionamiento de un recuperador entálpico e imagen del equipo [8].

- **Recuperación termodinámica:** es el tipo de recuperación que se emplea actualmente en los modelos disponibles en el catálogo de la empresa. Se basa en cambiar la circulación del aire de expulsión para que pase a través del condensador, de forma que las temperaturas de operación se aproximan al realizar el intercambio con un aire más caliente y así la eficiencia se incrementa.

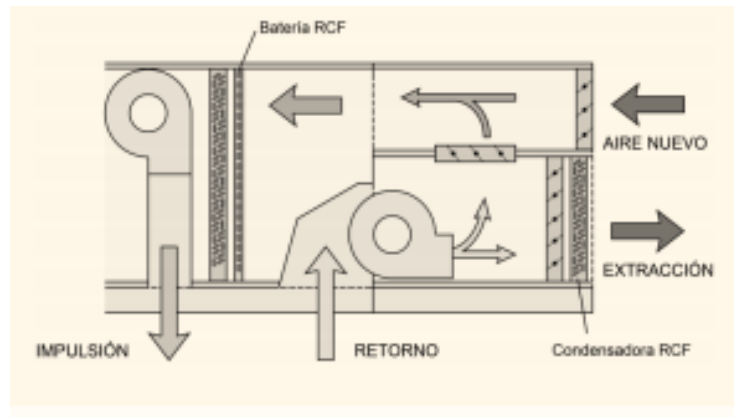


Figura 4. Modo de funcionamiento de la recuperación termodinámica en el roof-top [9].

- **Recuperación híbrida:** se trata de incorporar otro condensador en serie a la salida del cual hay líquido subenfriado. Entre los dos intercambiadores se puede introducir un vaso de expansión para asegurar que las condiciones a la entrada del segundo condensador son de saturación. La ventaja principal es la reducción en el consumo eléctrico de los compresores, debido a la gran pérdida de carga que se produce en los recuperadores rotativos, y el incremento de potencia entregada, lo que da lugar a un aumento del rendimiento de la máquina.



Figura 5. Ubicación del subenfriador en el roof-top [10].

- **Recuperación dedicada:** en este caso se evalúa la eficacia de trabajar con dos bombas de calor más pequeñas. Los evaporadores están en serie y se instala un condensador en el exterior y el otro en expulsión, éste último con una configuración de recuperación termodinámica. De esta forma se adecúan los condensadores a las temperaturas de trabajo de los evaporadores y así se consigue una eficiencia más alta en el conjunto bajo cargas parciales.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

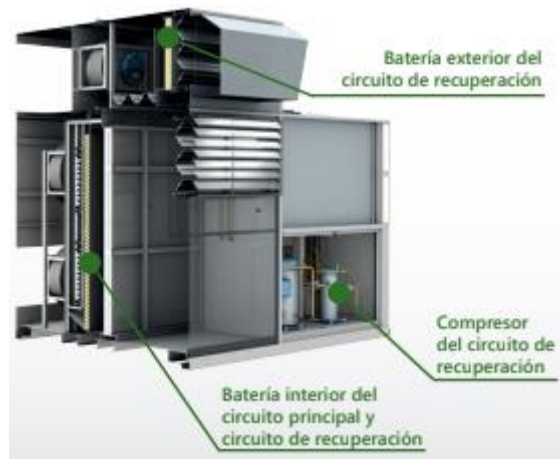


Figura 6. Ubicación de la bomba de calor adicional en el roof-top [10].

3. Metodología

3.1. IMST-ART

Desde hace años los fabricantes de bombas de calor han basado sus nuevos diseños en su experiencia y en los ensayos que realizaban sobre sus equipos [11]. No obstante, estos experimentos suelen ser caros, costosos y llevan bastante tiempo en cuanto a su preparación, ejecución y validación. Por otro lado, las herramientas de modelado son bastante más rápidas y baratas, y pueden ser actualizadas con el avance de la tecnología y la normativa. Es por esta razón que el Instituto de Ingeniería Energética (IIE) lanza al mercado IMST-ART como un sistema de simulación avanzado que combina algoritmos, una interfaz sencilla para el usuario y una gran capacidad de análisis en un único paquete de software. Su función principal es el modelado de cualquier ciclo de refrigeración por compresión con todos los refrigerantes existentes en el mercado, y es por tanto la opción ideal para emplearlo en el proyecto.



Figura 7. Logo de IMST-ART [11].

La principal característica de este software es su precisión a la hora de evaluar el rendimiento de una unidad de refrigeración con un excelente modelado de todos sus componentes individuales. De esta manera se puede analizar el impacto en el rendimiento global a partir de modificaciones en dichos componentes. Una de sus ventajas más llamativas es el empleo de modelos de intercambiadores de calor para el diseño de las baterías. Al discretizarlo en celdas que interactúan con el refrigerante y el fluido secundario y suponiendo flujo unidireccional, el modelo es capaz de tener en cuenta tanto la transferencia de calor como la caída de presión en los tubos a raíz de un análisis local del coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción, además de las propiedades del fluido. Por tanto, es capaz de simular los aspectos geométricos y operacionales más representativos de las baterías de calor comerciales.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Otra característica importante que presenta es un tiempo reducido de cálculo numérico para llegar a niveles de precisión exigentes y así poder plantearse como herramienta de apoyo en los diseños de equipos de refrigeración. Como dato general, IMST-ART es capaz de realizar el cálculo completo del diseño de la batería completa en menos de 20 segundos. Sus resultados muestran una buena concordancia con los experimentos en laboratorio una vez quedan ajustados correctamente en un margen de error alrededor del 5%.

No obstante, este programa no es suficiente para modelar las propuestas de recuperaciones de calor y así escoger la más eficiente. A partir del diseño de las dos baterías de calor, el compresor, el refrigerante, los ventiladores y otros componentes adicionales del equipo, IMST-ART calcula las potencias en refrigeración y calefacción, las eficiencias más representativas como el COP o el EER y más parámetros de diseño de cada uno de los componentes empleados. Sin embargo, falta por simular las distintas corrientes de aire que circulan por el roof-top junto con sus propiedades psicrométricas y analizar cómo interaccionan entre ellas dependiendo del tipo de recuperación que se desee evaluar. En definitiva, es necesario buscar otro software que permita plantear este sistema en un conjunto de ecuaciones que pueda ofrecer los resultados deseados a partir de una serie de entradas, entre ellas los datos obtenidos con IMST-ART.

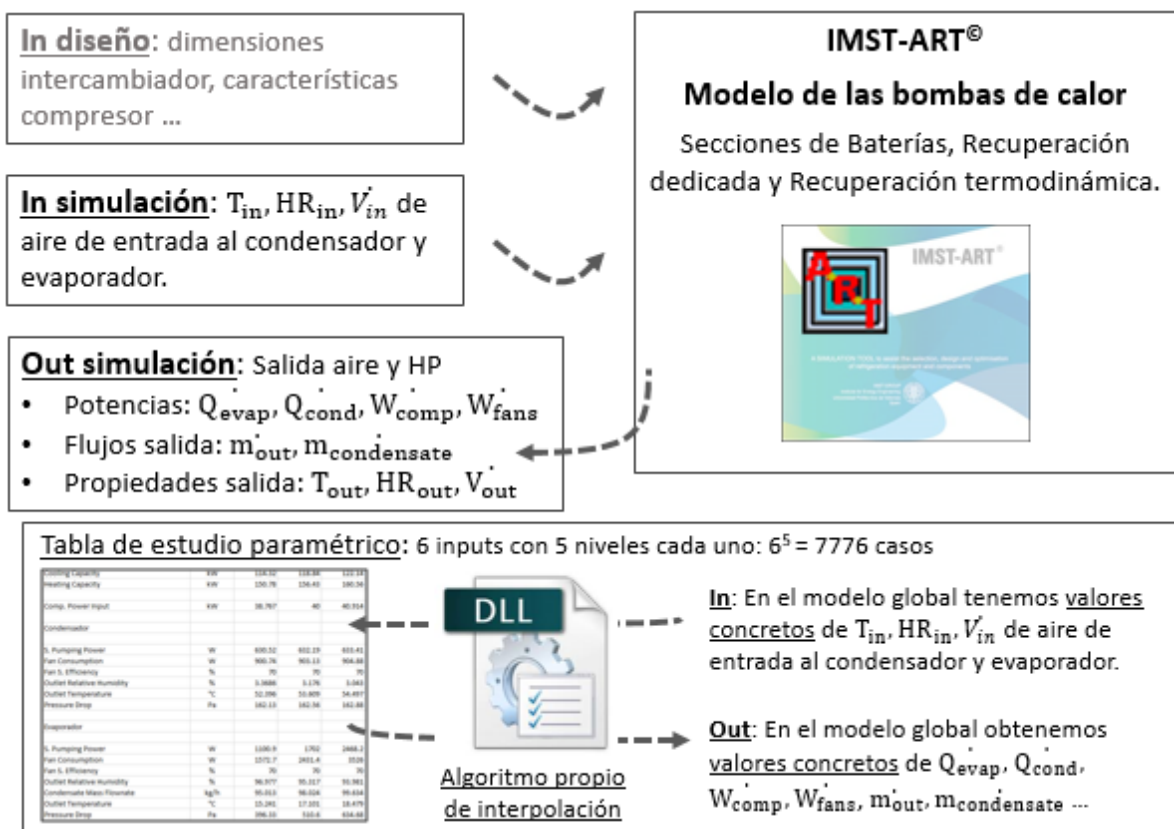


Figura 8. Mapa conceptual del funcionamiento de IMST-ART indicando las entradas y salidas del sistema.

3.2. Modelica

Este lenguaje de programación se pone a disposición del usuario por primera vez en 1996 de mano de Modelica Association, una organización sin ánimo de lucro con sede en Linköping, Suecia [20]. Se trata de un lenguaje completamente gratuito, basado en ecuaciones y orientado a objetos que permite modelar y simular una gran cantidad de sistemas físicos con sus dificultades particulares.

Para crear estos modelos se cuenta con una extensa biblioteca de elementos físicos que se pueden conectar entre sí mediante una interfaz gráfica, de forma que interactúan entre ellos para simular el comportamiento real del conjunto. Este proceso se lleva a cabo a partir de la definición del conjunto de ecuaciones algebraicas, diferenciales y discretas que forman la base matemática del modelo. Al conectar los componentes se comparte la información entre ellos de manera que la salida de uno puede utilizarse como la entrada de otro. El hecho de trabajar con ecuaciones facilita la transformación de un sistema real en un modelo de simulación, sin importar la complejidad del mismo y con un tiempo reducido de cálculo. Otra ventaja es la orientación a objetos, que permite diferenciar el modelo en varios bloques de código los cuales pueden “heredar” funciones o definiciones de otros bloques, de forma que visualmente está muy estructurado y permite afrontar problemas muy complejos con mayor facilidad.

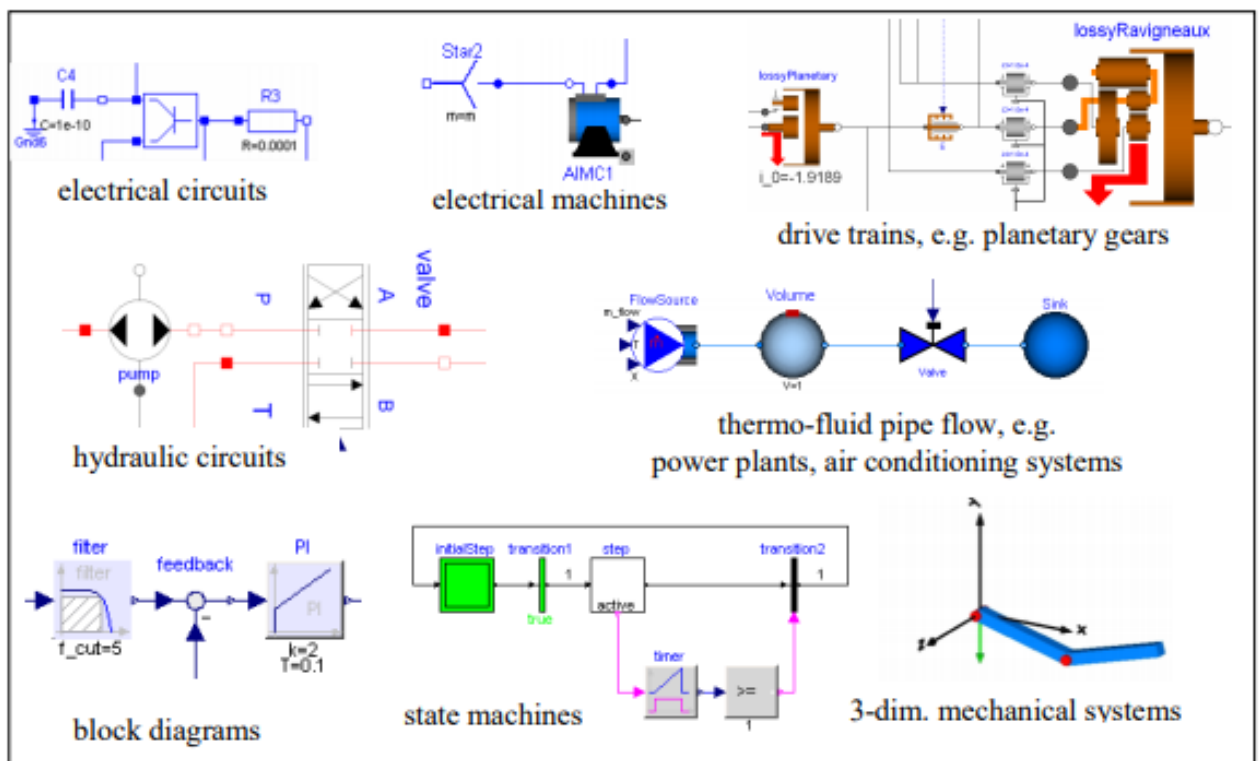


Figura 9. Sistemas físicos que se pueden implementar en Modelica [20].

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Respecto a su comparativa con otros lenguajes, la literatura científica admite que Modelica cuenta con ventajas muy prometedoras en comparación con su competencia. En el análisis con TRNSYS [21] se comprueba un tiempo de desarrollo del código entre cinco y diez veces más rápido con Modelica debido al uso de ecuaciones para diseñar un equipo frigorífico. En él se admite que los principales escollos de la simulación de sistemas energéticos como representar grandes sistemas de forma ordenada, la gran cantidad de código necesario y la capacidad limitada de simular en función del tiempo se ven superados por su carácter jerárquico y orientación a objetos.

En otro artículo [22] se contrasta Modelica con Matlab en el diseño de un motor diésel. Las conclusiones son muy parecidas: el modelo creado en Modelica destaca por su interfaz gráfica y la rapidez y estabilidad de la simulación. No obstante, la idea final es remarcar las luces y sombras de cada alternativa ya que son distintas perspectivas sobre cómo afrontar el problema de la modelación de sistemas reales.

En definitiva, la elección de Modelica para realizar el diseño del roof-top se basa en su capacidad de simplificar y estructurar las relaciones entre las distintas corrientes de aire que interactúan y por la estabilidad que se deriva de las simulaciones necesarias.

El modelo empleado describe en bloques cada una de las partes en las que se puede diferenciar el circuito de aire del roof-top. A continuación, se muestra la interfaz gráfica general con la explicación de cada una de las zonas diferenciadas.

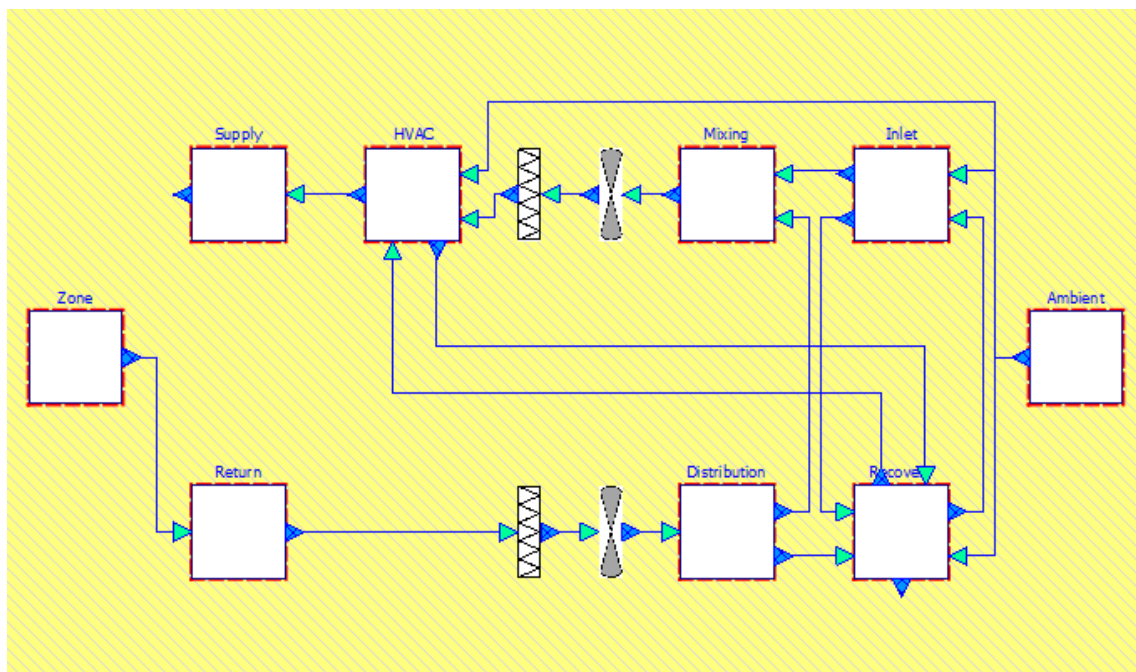


Figura 10. Interfaz gráfica del modelo de Modelica.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

- Ambient: es la entrada de aire fresco del exterior, en el que se definen sus características de entrada como temperatura o humedad relativa.
- Inlet: zona de mezcla del aire exterior con la corriente que sale de la zona de recuperación de calor.
- Mixing: zona de mezcla del aire que viene de *inlet* con el aire que viene de la zona a climatizar.
- HVAC: se corresponde con la bomba de calor, de forma que dependiendo del tipo de recuperación a estudiar se mezclan corrientes de aire provenientes del exterior, de *mixing* o de la parte de recuperación de calor.
- Supply: zona de inyección del caudal de aire con las características adecuadas para climatizar el área en cuestión.
- Zone: se corresponde con el volumen a climatizar, de forma que simplemente se calculan las propiedades del aire a partir de las condiciones del caudal de entrada.
- Return: zona de extracción de aire de *zone*.
- Distribution: zona de redistribución del caudal de aire en función del tipo de recuperación de calor que se quiere evaluar.
- Recovery: zona de recuperación de calor donde se incluyen las ecuaciones que modelan los distintos tipos de recuperación.

Estas zonas se definen en varios bloques o *packages* que les aportan la información necesaria para funcionar y calcular los parámetros que se intercambian, y constituyen una parte reducida del modelo completo. Dichos bloques de código se describen en los siguientes puntos.

- Constantes: se incluyen la definición de las constantes que se emplean a lo largo del modelo.

```
package Constants
  final constant Real R_da(final unit = "J/(kg.K)") = 287.055;
  final constant Real mm_da(final unit = "gr/mol") = 28.9645;
  final constant Real mm_w(final unit = "gr/mol") = 18.01528;
  final constant Real cp_w(final unit = "J/(kg.K)") = 4179.6;
  final constant Real rho_w(final unit = "kg/m3") = 997.0474;
end Constants;
```

Figura 11. Código necesario para definir las constantes del modelo.

- Unidades: en este apartado se definen todos los tipos de unidades necesarias como densidad, presión, humedad relativa, caudal volumétrico...

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

```
type RelativeHumidity = Real(min = 1e-6, max = 1, unit = "1");
type UnitaryRatio = Real(min = -1e-06, max = 1, unit = "1");
type Percentage = Real(min = -1e-06, max = 100, unit = "%");
type Power = Real(final quantity = "Power", unit = "W");
type Mass = Real(min = -1e-06, quantity = "Mass", unit = "kg");
type Area = Real(final quantity = "Area", unit = "m2");
type MassTransfCoeff_W = Real(final unit = "kg/(s.m2)");
type Length = Real(final quantity = "Length", unit = "m");
type Volume = Real(final quantity = "Volume", unit = "m3");
```

Figura 12. Ejemplo de definición de unidades.

- Interfaces: para reducir el tamaño del código Modelica permite definir las características de un objeto en un bloque y emplearlas en otro sin necesidad de volver a escribir todas las líneas. Esta ventaja se denomina *herencia* en la que, a través de un comando *extends*, el programa permite acceder al bloque referenciado y aprovecharse del código existente sin tener que duplicarlo. Esta característica es muy útil a la hora de definir las entradas y salidas de cada una de las partes del roof-top. El primer paso para implantarla en el modelo es detallar las propiedades del aire y del caudal de aire y agruparlas en un bloque.

```
record HumidAir
  RoofTop.Units.Temperature_C T_C(start = 25);
  RoofTop.Units.Pressure p(start = 101325);
  RoofTop.Units.RelativeHumidity RH(start = 0.5);
  RoofTop.Units.Density rho(start = 1.1772);
  RoofTop.Units.SpecificEnthalpy h(start = 50317);
  RoofTop.Units.AbsoluteHumidity W(start = 0.00987909);
  RoofTop.Units.UnitaryRatio mu(start = 0.492058);
  RoofTop.Units.Temperature_C tw(start = 17.89);
  RoofTop.Units.Temperature_C td(start = 13.8933);
end HumidAir;
```

Figura 13. Propiedades físicas del aire con los valores iniciales estándar.

```
record HumidAirFlow
  extends RoofTop.Interfaces.HumidAir;
  RoofTop.Units.MassFlowRate m_dot(start = 10000 / 3600 * 1.1772);
  RoofTop.Units.VolumeFlowRate V_dot(start = 10000 / 3600);
  // extends RoofTop.Interfaces.HumidAir;
  // RoofTop.Units.MassFlowRate m_dot;
  // RoofTop.Units.VolumeFlowRate V_dot;
end HumidAirFlow;
```

Figura 14. Propiedades físicas del caudal de aire.

En la Figura 14 se observa el uso de *extends* para hacer referencia a la información establecida en la Figura 13, de forma que es innecesario repetirlo dos veces. En consecuencia, el bloque de caudal de aire tiene las mismas propiedades que el bloque de aire con la adición del flujo másico y volumétrico.

Otra utilidad que tiene Modelica es el uso de *connectors* o conectores que permiten enlazar dos bloques de código para compartir información. En el caso de caudales de aire, tal y como se observa en la Figura 15, se aprovecha el código implementado en la Figura 14 para definir esa señal de entrada. Como se puede observar, esta serie de conexiones en cascada permite evitar repeticiones y mantener una estructura jerárquica más visual. Más adelante se especifica el bloque concreto donde se realizan todas las asociaciones de entradas y salidas de información para que el modelo funcione adecuadamente.

```
connector InputHumidAirFlow
  input RoofTop.Interfaces.HumidAirFlow HAF;
  annotation( ... );
end InputHumidAirFlow;
```

Figura 15. Líneas de código que definen un conector de caudal de aire.

En definitiva, con estos conectores se pueden establecer estas conexiones entre las partes mencionadas en la Figura 10, de forma que, al programar el conjunto de ecuaciones que modelan el comportamiento real en esa parte, se conoce previamente los valores que se requieren para resolver el sistema y los valores que se envían a otros bloques. En la Figura 16 se muestra la interfaz para la zona correspondiente a la bomba de calor con sus respectivas entradas y salidas.

```
partial block HVAC "Interface_HVAC"
  extends Modelica.Blocks.Interfaces.BlockIcon;
  RoofTop.Interfaces.InputHumidAir in_ambient_state annotation( ... );
  RoofTop.Interfaces.InputHumidAirFlow in_mixing_flow annotation( ... );
  RoofTop.Interfaces.InputHumidAirFlow in_recovery_flow annotation( ... );
  RoofTop.Interfaces.InputHumidAirFlow in2_recovery_flow annotation( ... );
  RoofTop.Interfaces.OutputHumidAirFlow out_supply_flow annotation( ... );
  RoofTop.Interfaces.OutputHumidAirFlow out_recovery_flow annotation( ... );
  RoofTop.Interfaces.OutputHumidAirFlow out2_recovery_flow annotation( ... );
  annotation( ... );
end HVAC;
```

Figura 16. Interfaz sobre las entradas y salidas del circuito de aire de la bomba de calor.

- **Calculation:** este bloque recoge todas las funciones que se emplean para calcular diferentes variables en distintas partes del modelo. En ella se han de definir las variables de entrada y la variable de salida que da como resultado, además del algoritmo de cálculo que incluye las ecuaciones pertinentes. En este apartado también se incluyen dos funciones para adaptar los resultados de IMST-ART a Modelica, cuya funcionalidad se explica con más detalle en el apartado 3.4.

```
function t_hW
  input Units.SpecificEnthalpy h;
  input Units.AbsoluteHumidity W;
  output Units.Temperature_C t;
protected
  Real H;
algorithm
  H := h / 1000;
  t := (H - 2501 * W) / (1.006 + 1.86 * W);
  annotation( ... );
end t_hW;
```

Figura 17. Función que calcula la entalpía del aire.

- **Components:** aquí se recogen los bloques de código de cada una de las partes del circuito de aire. En primer lugar, se definen los parámetros, constantes y variables que se van a emplear. Le sigue la parte de ecuaciones donde se realiza un balance de masa y humedad y se calcula la temperatura y presión a la salida en función de las pérdidas ocasionadas. También se evalúa la posibilidad de que exista condensación, lo que afecta en gran medida al balance de humedad. Finalmente, se calculan las propiedades del aire a la salida a partir de los valores obtenidos previamente. Es importante asociar los conectores a variables que se vayan a utilizar en el bloque para que el flujo de información no se interrumpa. Las únicas variaciones respecto a lo anteriormente mencionado son en *ambient* y *zone*, en las que directamente se obtienen las propiedades de los valores de entrada de temperatura, humedad relativa y presión, y en *HVAC* y *recovery*, en las que existen diferentes opciones en función del tipo de recuperación que se quiere evaluar.

En este apartado también se definen los ventiladores y filtros de impulsión y retorno. En ambos casos se sustituye la parte de condensación por el cálculo del punto de funcionamiento para así obtener en el primer caso las prestaciones del ventilador y en el segundo la pérdida de presión causada por el filtro.

Por último, se establecen dos bloques más para determinar las entradas y salidas que pueden modificar el usuario. Estas variables tienen asignadas un valor por defecto que se remarcan en gris en la interfaz, de forma que si no hay cambios el modelo emplea ese valor para los cálculos posteriores.

- **Ensembles:** este apartado se reserva para definir los iconos con los que se muestra la interfaz gráfica del programa (Figura 10) y las conexiones entre las entradas y salidas de las variables de los anteriores bloques.

3.3. Cálculo de la eficiencia estacional y cumplimiento de la norma

Con la introducción de los dos programas ya están sentadas las bases para obtener tanto la potencia en refrigeración o calefacción y su respectiva eficiencia en función del modo que se desee evaluar. El último paso es calcular la eficiencia estacional para comprobar que la configuración propuesta cumple con el mínimo requerido por la normativa europea. Para ello se ha realizado un Excel que incluye una base de datos basado en la norma UNE-EN 14825 [23] y en el Reglamento (UE) 2016/2281 [3]. Se comienza por definir los distintos modos de funcionamiento a los que se puede aplicar el cálculo de la eficiencia energética:

- Modo activo: modo asociado a las horas con carga de refrigeración o calefacción cuya función de climatización se encuentra activada, y puede incluir ciclos de encendido y apagado para alcanzar o mantener la temperatura del aire interior.
- Modo desactivado por termostato: estado en el que la función de refrigerar o calentar está activa, pero si no hay carga para realizar la climatización correspondiente, la unidad no entra en funcionamiento.
- Modo de espera: estado en el que la unidad está conectada a la red eléctrica y se reactiva cuando es necesario acondicionar el local dentro de los márgenes de temperatura establecidos.
- Modo desactivado: similar al modo de espera ya que la unidad está conectada a la red, pero no realiza ninguna función independientemente de la situación del local a climatizar.
- Modo de calentador del cárter activado: estado en el que se activa un dispositivo de calefacción para evitar que el refrigerante llegue al compresor con el objetivo de que se limite su concentración en el aceite cuando la unidad arranque.

A estos modos van asociados las potencias consumidas por la unidad mientras funciona en alguna de dichas configuraciones. A su vez, en la Tabla 9 se incluye la posibilidad de que el compresor funcione con *inverter* y se definen la temperatura y potencia de diseño, que se corresponden con el caso más crítico en máxima potencia y mayor temperatura de trabajo.

Inverter	NO	Power consumption (kW)			
		Thermostat off mode Pto	Standby mode Psb	Off mode Poff	Crankcase heater mode Pck
Tdesignc (°C)	35				
Pdesignc (kW)	41,1	0,049	0,013	0	0

Tabla 9. Coeficientes asociados a los modos de funcionamiento y valores de diseño.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

El propio reglamento clasifica en el Anexo III Cuadro 21 los puntos de trabajo de A a D en función de la carga de trabajo de la máquina y su tipología. Para cada uno de esos puntos se tienen unas temperaturas exteriores distintas para mantener el interior en las mismas condiciones, y les corresponde un factor de carga parcial, a partir del cual se calcula la demanda de refrigeración $P_c(T_j)$.

Rating point	Outdoor air dry bulb temperature T_j °C	Indoor air dry bulb (wet bulb) temperature °C	Part load ratio %	Partial cooling load $P_c(T_j)$ kW
A	35(24)	27 (19)	100	41,10
B	30	27 (19)	74	30,41
C	25	27 (19)	47	19,32
D	20	27 (19)	21	8,63

Tabla 10. Potencia del equipo en función de la carga de trabajo y temperaturas de funcionamiento.

En la siguiente tabla se introducen en las columnas resaltadas en naranja los valores obtenidos a partir de Modelica y en las blancas se verifican dichos resultados. Para ello se definen dos coeficientes que el fabricante debe aportar:

- Coeficiente de degradación en refrigeración (C_{dc}): representa la pérdida de eficiencia debido a los ciclos del equipo. En el caso de que se desconozca, su valor por defecto es de 0,25.
- Factor de potencia (CR): es el cociente entre la demanda de refrigeración (P_c , Tabla 10) y la potencia declarada (DC, Tabla 11).

Por tanto, se tienen en consideración dos escenarios: si el CR es igual a la unidad se utiliza el factor de eficiencia energética declarado EER_d que se corresponde en la tabla Excel con el del factor de eficiencia energética específico para un período de temperatura $EER_{bin}(T_j)$. Por el contrario, si el CR es superior a la unidad quiere decir que se realizan ciclos de encendido/apagado y entonces se debe tener en cuenta el efecto del C_{dc} . El cálculo del EER_{bin} se realiza según la siguiente ecuación:

$$EER_{bin} = EER_d * [1 - C_{dc} * (1 - CR)]$$

Declared cooling capacity DC kW	EERd	Cdc	CR	EERbin
41,1	3	0,25	1,00	3,00
2,59	3,5	0,25	1,00	3,50
1,65	4	0,25	1,00	4,00
0,74	4,5	0,25	1,00	4,50

Tabla 11. Cálculo del EER_{bin} a partir del C_{dc} y del CR.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

En el Reglamento (UE) 2016/2281 Cuadro 27 se recoge de forma tabulada, para cada temperatura exterior, el número de horas a las que se encuentra una temporada de refrigeración europea media a dicha temperatura. También se especifica cómo debe realizarse el cálculo del EER. Por otro lado, la norma UNE-EN 14825 indica la fórmula que debe emplearse para determinar la demanda de refrigeración $P_c(T_j)$ a partir de un factor de carga parcial $pl(T_j)$ que depende de la temperatura exterior T_j .

$$pl(T_j) = (T_j - 16)/(35 - 16)$$

Por tanto, al multiplicar dicha potencia por el número de horas asociadas se obtiene la demanda anual discretizada para cada temperatura, y al dividir por su correspondiente EER_{bin} se conoce la potencia eléctrica consumida. Al sumar esos datos y realizar el cociente se obtiene el factor de eficiencia energética estacional en modo activo o $SEER_{on}$.

Rating point	Bins j	Outdoor air dry bulb temperature T_j °C	bin hours h_j h	Part load ratio %	Partial cooling load $P_c(T_j)$ kW	EER_{bin}	Annual cooling demand kWh	Annual power input kWh
	1	17	205	5%	2,16	4,50	443,45	98,54
	2	18	227	11%	4,33	4,50	982,07	218,24
	3	19	225	16%	6,49	4,50	1460,13	324,47
D	4	20	225	21%	8,65	4,50	1946,84	432,63
	5	21	216	26%	10,82	4,40	2336,21	530,96
	6	22	215	32%	12,98	4,30	2790,47	648,95
	7	23	218	37%	15,14	4,20	3300,98	785,95
	8	24	197	42%	17,31	4,10	3409,14	831,50
C	9	25	178	47%	19,47	4,00	3465,38	866,34
	10	26	158	53%	21,63	3,90	3417,79	876,36
	11	27	137	58%	23,79	3,80	3259,88	857,86
	12	28	109	63%	25,96	3,70	2829,41	764,71
	13	29	88	68%	28,12	3,60	2474,65	687,40
B	14	30	63	74%	30,28	3,50	1907,91	545,12
	15	31	39	79%	32,45	3,40	1265,45	372,19
	16	32	31	84%	34,61	3,30	1072,93	325,13
	17	33	24	89%	36,77	3,20	882,57	275,80
	18	34	17	95%	38,94	3,10	661,93	213,52
A	19	35	13	100%	41,10	3,00	534,30	178,10
	20	36	9	105%	43,26	3,00	389,37	129,79
	21	37	4	111%	45,43	3,00	181,71	60,57
	22	38	3	116%	47,59	3,00	142,77	47,59
	23	39	1	121%	49,75	3,00	49,75	16,58
	24	40	0	126%	51,92	3,00	0,00	0,00
						TOTAL	39205,07	10088,30
							SEER_{on}	3,89

Tabla 12. Cálculo del SEER a partir del Cuadro 27 del Reglamento (UE) 2016/2281 y la norma UNE-EN 14825.

No obstante, el equipo no siempre está en el modo activo, ya que existen otros modos de funcionamiento tal y como se ha definido anteriormente. En consecuencia, el Cuadro 29 del Reglamento (UE) 2016/2281 determina el número de horas que le corresponden a cada modo para una temporada en concreto. En este caso se eligen los valores de la temporada media, ya que la Tabla 12 tiene las horas de funcionamiento referenciadas a esta temporada, y además es usual trabajar en refrigeración con la temporada media.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Operational hours (h)				
On-mode	Thermostat off mode	Standby mode	Off mode	Crankcase heater mode
H _{CE}	H _{TO}	H _{SB}	H _{OFF}	H _{CK}
600	659	1377	0	2036

Tabla 13. Horas de funcionamiento para cada modo funcional.

Para determinar el valor real del SEER se definen dos nuevos parámetros:

- Demanda de refrigeración anual de referencia (Q_C): es el producto de la potencia de diseño en refrigeración P_{designc} por el número de horas que se encuentra en modo activo H_{CE}.
- Consumo eléctrico anual (Q_{CE}): se calcula según la fórmula siguiente.

$$Q_{CE} = \frac{Q_C}{SEER_{on}} + H_{TO} * P_{TO} + H_{SB} * P_{SB} + H_{CK} * P_{CK} + H_{OFF} * P_{OFF}$$

Tal y como se observa, se obtiene el consumo para cada uno de los modos al multiplicar la potencia de cada modo por sus horas correspondientes. Como del modo activo ya se tienen datos, basta con dividir la demanda anual por su factor de eficiencia energética estacional. Los valores de las potencias son estimados a partir de catálogos de otros fabricantes puesto que se requieren ensayos experimentales para determinarlos.

Power consumption (kW)			
Thermostat off mode	Standby mode	Off mode	Crankcase heater mode
P _{TO}	P _{SB}	P _{OFF}	P _{CK}
0,049	0,013	0	0

Tabla 14. Potencias estimadas requeridas en cada modo funcional.

Reference annual cooling demand Q _C (kWh)	24660
Annual energy consumption for cooling Q _{CE} (kWh)	6395,74

Tabla 15. Valores de la demanda anual de referencia Q_C y consumo eléctrico anual Q_{CE}.

En definitiva, a partir de su cociente se obtiene el SEER de la unidad y, con la fórmula siguiente definida en la norma UNE-EN 14825, la eficiencia energética estacional de refrigeración η_{sc}.

$$\eta_{sc} = \frac{SEER}{2,5} - 0,03$$

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

SEER	3,86	η_{sc}	151%
-------------	-------------	-------------------------------	-------------

Tabla 16. Resultado final con el SEER y el η_{sc} para el modelo correspondiente.

Con esos resultados se puede comprobar si supera el 138% requerido en refrigeración y, en función del EER obtenido por el modelo para la carga máxima, se le asocia una letra representativa del nivel de eficiencia del equipo.

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
3,86	151%	YES	A

Tabla 17. Comprobación del cumplimiento del Reglamento (UE) 2016/2281 y letra de eficiencia asociada.

Para la eficiencia energética estacional en calefacción η_{sh} , el procedimiento es el mismo sólo que hay que añadir al cálculo de la temporada media o *average*, el de la más cálida o *warmer* y el de la más fría o *colder*. Además, se introducen dos nuevas definiciones que condicionan el cálculo de la eficiencia estacional:

- Temperatura bivalente (T_{biv}): se refiere a la temperatura exterior en la que la potencia declarada iguala la carga parcial de calefacción y por debajo de ella se complementa con potencia de calefacción eléctrica.
- Temperatura límite de funcionamiento (T_{ol}): es la temperatura por debajo de la cual la bomba de calor es incapaz de suministrar potencia de calefacción y por tanto la potencia declarada es cero.
- Coefficiente de rendimiento específico de un periodo de temperatura (COP_{bin}): es el coeficiente de eficiencia de una bomba de calor a una temperatura exterior en una temporada.

Heating season	Tdesignh (°C)	Pdesignh (kW)	TOL (°C)	Tbivalent (°C)
Warmer (W)	2	3,5	-16	-9
Average (A)	-10	3,5		
Colder (C)	-22	3,5		

Tabla 18. Potencias de diseño correspondientes a las temperaturas de diseño de cada temporada, así como los valores de T_{biv} y T_{ol} .

Los puntos de trabajo también se indican en el Anexo III Cuadro 21 del reglamento con las mismas pautas que las establecidas para refrigeración. Para conocer las potencias declaradas en cada punto y sus COP_{bin} correspondientes es necesario acudir a la norma UNE-EN 14825, en la que se identifica el salto más próximo o incremento del control de potencia para alcanzar la carga de calefacción requerida dentro de un intervalo de $\pm 10\%$ de la potencia. Si no es posible cubrir dicha carga, la norma permite determinar la

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

potencia calorífica y absorbida a las temperaturas que se encuentran por encima y por debajo de la carga en cuestión y realizar una interpolación lineal. Por otro lado, el COP_{bin} se calcula como el cociente entre la carga parcial de calefacción requerida y la potencia absorbida determinada en la interpolación.

Rating point	Outdoor air dry bulb (wet bulb) temperature T_j °C	Indoor air dry bulb (wet bulb) temperature °C	Declared cooling capacity DC kW	COPd
A	-7 (-8)	20(15 max)	3,00	2,50
B	2 (1)	20(15 max)	3,6	3
C	7 (6)	20(15 max)	4	4
D	12 (11)	20(15 max)	4,5	4,5
E	-16	20(15 max)	1,8	1,5
F	-9	20(15 max)	2,6	2,4

Tabla 19. Tabla de recogida de datos de la potencia declarada y COP de los puntos de clasificación del reglamento.

En definitiva, se siguen los mismos pasos que en refrigeración, sólo que se obtienen tres resultados para cada una de las temporadas establecidas. Cabe destacar que la única temporada sujeta a los requerimientos de eficiencia estacional mínima de 125% es la media, según recoge el Cuadro 14 del reglamento, y que las otras dos es decisión del fabricante si muestra o no sus parámetros.

Heating season	Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	3,46	135%	YES	A
Average (A)	2,81	109%	NO	A
Colder (W)	2,56	100%	NO	A

Tabla 20. Comprobación del cumplimiento del Reglamento (UE) 2016/2281 para el caso de calefacción

3.4. Procedimiento y diagrama de flujo

Una vez quedan definidas las tres herramientas necesarias para llegar a los objetivos propuestos por el proyecto, se procede a explicar el procedimiento de cálculo de la eficiencia estacional a partir de un diseño construido en IMST-ART. En la interfaz del programa se hace click en la pestaña “Parametric studies” y aparece la ventana siguiente.

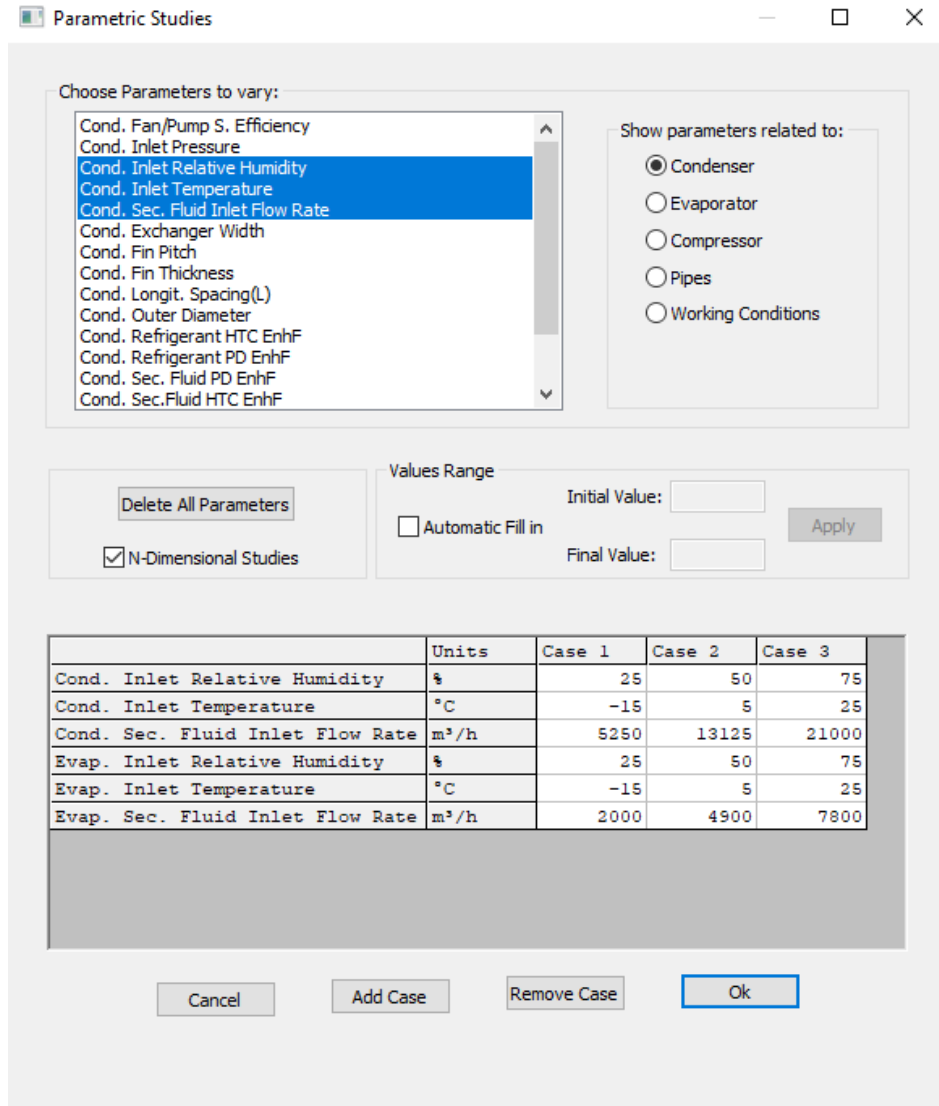


Figura 18. Ventana para definir el cálculo de los estudios paramétricos.

Comenzando por la parte superior, se muestran todos los parámetros de las partes principales de la bomba de calor. Al hacer click sobre ellos aparecen automáticamente en la tabla de la parte inferior. Principalmente los parámetros con los que se trabaja son la temperatura, humedad relativa y flujo volumétrico del evaporador y condensador. Las columnas hacen referencia a la cantidad de casos que se quieren estudiar, así que más

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

casos implica más puntos de funcionamiento. Si además se activa la opción “N-Dimensional Studies” el programa cruza los datos de manera que calcula todas las posibilidades que ofrece la tabla. Para el ejemplo mostrado en las Figuras 19 y 20, se obtienen un total de $3^6 = 729$ casos en formato Excel. Si se les da un orden concreto el resultado es el siguiente:

Evaporator Inlet Relative Humidity (*)	Evaporator Inlet Temperature (*)	Evaporator Sec. Fluid Inlet Flow Rate (*)	Condenser Inlet Relative Humidity (*)	Condenser Inlet Temperature (*)	Condenser Sec. Fluid Inlet Flow Rate (*)	Cooling Capacity	Heating Capacity	Comp. Power Input	S. Pumping Power COND	Fan Consumption COND
20	20	10000	20	20	10000	69,317	99,699	31,937	262,73	375,33
20	20	10000	20	20	12000	71,19	99,657	29,93	416,29	594,7
20	20	10000	20	20	14000	72,559	99,719	28,559	615,08	878,69
20	20	10000	20	25	10000	66,446	99,78	35,027	260,7	372,43
20	20	10000	20	25	12000	68,487	99,758	32,868	413,32	590,45
20	20	10000	20	25	14000	69,874	99,685	31,339	610,89	872,7
20	20	10000	20	30	10000	63,422	99,996	38,417	258,58	369,39
20	20	10000	20	30	12000	65,477	99,808	36,07	410,14	585,91
20	20	10000	20	30	14000	67,021	99,787	34,434	606,45	866,35

Figura 19. Primera mitad de resultados de IMST-ART en Excel.

Fan S. Efficiency COND	Outlet Relative Humidity COND	Outlet Temperature COND	Pressure Drop COND	S. Pumping Power EVAP	Fan Consumption EVAP	Fan S. Efficiency EVAP	Outlet Relative Humidity EVAP	Condensate Mass Flowrate EVAP	Outlet Temperature EVAP	Pressure Drop EVAP
70	3,7942	49,989	94,582	978,32	1397,6	70	72,49	2,5026	-0,32695	352,19
70	4,8836	44,98	124,89	998,58	1426,5	70	73,196	3,2679	-0,73071	359,49
70	5,874	41,425	158,16	1040,1	1485,9	70	73,812	3,7927	-1,033	374,44
70	3,9277	55,519	93,852	958,84	1369,8	70	71,593	1,3765	0,30146	345,18
70	5,0275	50,427	124	957,5	1367,9	70	72,238	2,1446	-0,15227	344,7
70	6,0328	46,779	157,09	977,93	1397	70	72,698	2,7322	-0,44671	352,06
70	4,0535	61,091	93,087	838,35	1197,6	70	69,876	0,44786	1,0174	301,8
70	5,174	55,861	123,04	918,15	1311,6	70	71,115	1,0561	0,52586	330,53
70	6,1814	52,162	155,94	958,43	1369,2	70	71,867	1,5719	0,16913	345,04

Figura 20. Segunda mitad de resultados de IMST-ART en Excel.

Aparte de los parámetros de entrada que se reflejan en las primeras seis columnas de la Figura 19, se ordenan los resultados de la siguiente forma:

- Potencia frigorífica y calorífica en kW.
- Potencia en el compresor en kW.
- Potencia de bombeo en W, consumo del ventilador en W, eficiencia del ventilador en %, humedad relativa de salida en %, temperatura de salida en °C y caída de presión en Pa, para el condensador y evaporador.

Para poder implementar estos datos en Modelica es necesario cambiar a formato de texto para que las funciones correspondientes puedan leer adecuadamente los valores. En ese caso se recurre al programa R para crear una función sencilla que realice la conversión, de forma que se leen las columnas del Excel y se reescriben los valores en un vector de valores. Como se observa en la siguiente imagen, el número de valores de entrada es 18, representado por *inputs_in*, al contar tres valores distintos para las 6 variables escogidas, representado en *size_dims*. Al final del código se muestra el

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

número de variables de salida mediante *num_outputs*, que en este caso son 16, de tal manera que al multiplicar todos los valores extraídos del estudio paramétrico por esa cantidad se obtiene la longitud total del vector de salida *inputs_out*, es decir, 729 casos por 16 variables de salida dan lugar a 11664 valores dentro del vector. Destacar que la descripción de *double* o *integer* dentro de los corchetes indican el tipo de variable que contienen los vectores, si decimales dobles o enteros.

```
inputs_in [double 18]
20,45,70,20,25,30,10000,12000,14000,20,45,70,20,25,30,10000,12000,14000
size_dims [integer 6]
3,3,3,3,3,3
n_dims [integer 1]
6
inputs_out [double 11664]
69.317,71.19,72.559,66.446,68.487,69.874,63.422,65.477,67.021,69.319,71.191,72.56,66.449,68.44,
.084,83.912,76.097,78.84,80.791,82.651,85.06,86.698,79.48,82.087,83.914,76.102,78.843,80.793,
95,82.477,85.386,87.38,78.727,81.799,83.99,74.774,77.948,80.246,82.48,85.388,87.381,78.731,81
98.265,101.4,89.168,93.632,96.885,98.447,102.63,105.6,93.9,98.269,101.41,89.176,93.636,96.887
1,102.09,105.1,93.338,97.717,100.84,88.568,93.052,96.325,97.916,102.1,105.1,93.344,97.721,100
85,99.996,99.808,99.787,99.699,99.656,99.718,99.78,99.758,99.685,99.995,99.808,99.787,103.92,
03,117.03,116.75,116.91,117,116.38,116.69,116.83,116.94,117.03,117.03,116.75,116.91,117,116.38,
8,115.69,116.19,116.56,116.93,117.39,117.66,116.32,116.81,117.18,115.69,116.19,116.56,120.82,
,143.28,144.28,140.53,141.9,142.91,139.11,140.48,141.5,141.92,143.29,144.28,140.53,141.9,142.
136.36,137.2,137.59,138.6,139.36,136.44,137.54,138.29,135.22,136.36,137.2,140.98,142.41,143.4
.272,33.858,32.213,39.85,37.257,35.441,32.99,30.825,29.329,36.269,33.856,32.212,39.846,37.255
```

Figura 21. Resultados expresados en formato texto a partir del programa de R.

El siguiente paso es abrir el programa de Modelica (Figura 10) y hacer doble click en la interfaz de *Inputs*, de forma que se abre una ventana con múltiples pestañas. Debido a su gran extensión se ha seccionado en varias partes para mostrar mejor cada una de las variables de entrada. En la primera pestaña *General* aparece el nombre y directorio del mismo, a la vez que se indica el directorio de los resultados de IMST-ART.

Component		
Name: Inputs		
Class		
Path:	RoofTop.Components.TDH.Inputs	
Comment:		
Interpolation		
folder_interpolation_HVAC	<input type="text" value="P:\PROJECTS\AIRLAN_UTA\80_Modelo_UTA\Modelo\OM\Resources\Data"/>	Folder for interpolation data from IMST
fileName_interpolation_HVAC	<input type="text" value="dataInterpolation_Cooling_new_variables_hibrida_0.75.txt"/>	File of interpolation data from IMST

Figura 22. Directorio del fichero de entrada de datos.

A continuación, se indica el modo de funcionamiento a evaluar (la equivalencia es *cooling* con modo verano o refrigeración y *heating* con modo invierno o calefacción) y las propiedades del aire en el exterior y en la zona a climatizar. Las temperaturas introducidas por defecto se corresponden con los valores tomados como referencia en la normativa europea, aunque se pueden cambiar para simular el comportamiento de la máquina en otras condiciones. Por último, se indica el tipo de ventilación a modelar, es decir, si se realiza o no recirculación, y en caso afirmativo el valor de los caudales.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Conditions		
CONDITION_MODE	1	1 = Cooling 2 = Heating
is_amb_by_Twet	true	Is ambient humidity defined by wet bulb temperature?
Tdry_amb	35	degC Ambient dry temperature
Twet_amb	24	degC Ambient wet temperature
RH_amb	0.7	1 Ambient relative humidity
p_amb	1.0135	bar Ambient pressure
is_zone_by_Twet	true	Is zone humidity defined by wet bulb temperature?
Tdry_zone	27	degC Zone dry temperature
Twet_zone	19	degC Zone wet temperature
RH_zone	0.5	1 Zone relative humidity
p_zone	1.0135	bar Zone pressure

Airflow		
FLOW_MODE	2	1 = Fix supply and ventilation 2 = Fix supply and recirculate_ratio
recirculate_ratio	0.95	1 Recirculate ratio of supply volume flow rate
V_dot_supply	8500	m ³ /h Supply Volume flow rate (measured at supply outlet)
V_dot_vent	$(1 - \text{recirculate_ratio}) * V_dot_supply$	m ³ /h Ventilation flow rate (measured at supply outlet)
V_dot_external	8500	m ³ /h External or Thermodynamic Recovery unit Volume flow rate

Figura 23. Definición de las condiciones del ambiente y de la zona a climatizar y datos sobre el circuito de aire.

En la segunda pestaña aparece información relacionada con el tipo de recuperación a modelar, en la cual se pueden simular hasta 9 modos distintos:

- 1) Sin recuperación
- 2) Con recuperación sensible
- 3) Con recuperación entálpica
- 4) Recuperación dedicada
- 5) Recuperación termodinámica
- 6) Recuperación híbrida
- 7) Free-cooling (se entra en la zona aire del exterior directamente)
- 8) Sin recirculación
- 9) 100% recirculación de expulsión

En este trabajo sólo se van a evaluar la 2, 4, 5 y 6, correspondientes a la recuperación de referencia del RITE y las recuperaciones candidatas a postularse como alternativa. Además de elegir alguna de ellas, se puede añadir la recuperación convencional con un valor prefijado de eficiencia sensible y latente, ya que son perfectamente compatibles. En el siguiente recuadro aparece información específica sobre las recuperaciones, en concreto el estudio paramétrico de la segunda bomba de calor implementada para la recuperación dedicada y el calor específico y salto de temperaturas que se producen en el segundo intercambiador para la recuperación híbrida. También existe la opción de combinar estas dos últimas con la termodinámica de forma que se abre un amplio abanico de posibilidades para encontrar la solución más rentable. No obstante, el proyecto se centra en cada una de ellas por separado para conocer el grado de recuperación y el sobrecoste que implica cada modo por separado.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Modes	
RECOVERY_MODE	1
	1 = No recovery 2 = Sensible recovery 3 = Enthalpic recovery 4 = Dedicated recovery 5 = Thermodynamic recovery 6 = Hybrid recovery 7 = Free cooling 8 = No-recirculated 9 = Full-recirculated
Conventional recovery	
is_conventional_recovery_ON	false
Efficiency_sen	0,5
Efficiency_lat	0,5
Non-conventional recovery	
fileName_interpolation_HVAC_secondary	*dataInterpolation_Cooling_new_variables_dedicada.txt*
HVAC_secondary_ratio	0,33
is_thermodynamic_recovery_ON	false
is_hybrid_recovery_after_recirculation	true
deltaT_ref	8,25 degC
cp_ref	2000 J/(kg.K)

Figura 24. Datos sobre el tipo de recuperación a evaluar.

En la tercera pestaña se pueden introducir los incrementos de temperatura que se producen en las secciones de impulsión y expulsión. Inicialmente se ha considerado para todas ellas un valor de 0,2 °C ya que se desconoce la diferencia real hasta que se construya el primer prototipo y se tengan datos reales más fiables. No obstante, se puede substituir ese valor por otro que el usuario considere más razonable.

Supply sections	
deltaT_inlet_before_recovery	0 degC
deltaT_inlet_during_recovery	0 degC
deltaT_inlet_after_recovery	0 degC
deltaT_mixing	0 degC
deltaT_supply_filter	0 degC
deltaT_supply_fan	0 degC
deltaT_hvac	0 degC
deltaT_supply	0 degC
Return sections	
deltaT_return	0 degC
deltaT_return_fan	0 degC
deltaT_return_filter	0 degC
deltaT_distribution_recirculated	0 degC
deltaT_distribution_recovery	0 degC
deltaT_con_recovery_exhaust	0 degC
deltaT_non_con_recovery_exhaust	0 degC

Figura 25. Diferencia de temperaturas aplicadas a cada sección definida de Modelica.

El mismo criterio se aplica en la cuarta pestaña para las caídas de presión en las secciones, sólo que el decremento por defecto es de -20 Pa. Por otro lado, aparece un apartado para modificar los coeficientes de la ecuación que rige el impacto del filtro sobre la presión, tanto en la impulsión como en el retorno.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Supply sections		
deltap_inlet_before_recovery	<input type="text" value="0"/>	Pa Pressure increment in inlet chamber before recovery [Pa]
deltap_inlet_during_recovery	<input type="text" value="0"/>	Pa Pressure increment in recovery chamber for inlet flow [Pa]
deltap_inlet_after_recovery	<input type="text" value="0"/>	Pa Pressure increment in inlet chamber after recovery [Pa]
deltap_mixing	<input type="text" value="-5"/>	Pa Pressure increment in mixing chamber [Pa]
deltap_hvac	<input type="text" value="0"/>	Pa Pressure increment in hvac chamber [Pa]
deltap_supply	<input type="text" value="0"/>	Pa Pressure increment in supply duct [Pa]

Supply delivery		
p_supply_delivery	<input type="text" value="-250"/>	Pa Overpressure or delivery pressure in supply line [Pa]

Supply filter equation		
resistive_quadratic_coef_filter_supply	<input type="text" value="0"/>	Quadratic coefficient in supply filter pressure drop curve (in Pa) as a function of air velocity (in m/s)
resistive_linear_coef_filter_supply	<input type="text" value="80.286"/>	Linear coefficient in supply filter pressure drop curve (in Pa) as a function of air velocity (in m/s)
resistive_constant_coef_filter_supply	<input type="text" value="-56.714"/>	Constant coefficient in supply filter pressure drop curve (in Pa) as a function of air velocity (in m/s)

Supply recovery exchanger equation		
resistive_quadratic_coef_conventional_recovery_supply	<input type="text" value="0"/>	Quadratic coefficient in supply recovery exchanger pressure drop curve (in Pa) as a function of air velocity (in m/s)
resistive_linear_coef_conventional_recovery_supply	<input type="text" value="0"/>	Linear coefficient in supply recovery exchanger pressure drop curve (in Pa) as a function of air velocity (in m/s)
resistive_constant_coef_conventional_recovery_supply	<input type="text" value="200"/>	Constant coefficient in supply recovery exchanger pressure drop curve (in Pa) as a function of air velocity (in m/s)

Figura 26. Caídas de presión en las secciones del modelo y datos sobre los filtros y el recuperador de calor.

En la quinta pestaña aparecen tres recuadros para modificar valores característicos de los ventiladores instalados en la impulsión, retorno y exterior. Además de introducir el régimen de giro y la densidad del aire, se requieren los coeficientes que permiten calcular la curva característica de la presión y de la potencia del ventilador.

Supply fan-characteristic curves		
rpm0_fan_supply	<input type="text" value="1070"/>	1/min Revolutions per minute at given supply fan curves [1/min]
rho0_fan_supply	<input type="text" value="1.2"/>	kg/m ³ Air density at given supply fan curves (Standard air ISO-5801) [kg/m ³]
p_curve_quadratic_coef_fan_supply	<input type="text" value="-5e-6"/>	Quadratic coefficient of pressure (in Pa) fan-characteristic curve in supply line
p_curve_linear_coef_fan_supply	<input type="text" value="0.0367"/>	Linear coefficient of pressure (in Pa) fan-characteristic curve in supply line
p_curve_constant_coef_fan_supply	<input type="text" value="564.71"/>	Constant coefficient of pressure (in Pa) fan-characteristic curve in supply line
W_curve_cubic_coef_fan_supply	<input type="text" value="-1e-9"/>	Cubic coefficient of power input (in W) fan-characteristic curve in supply line
W_curve_quadratic_coef_fan_supply	<input type="text" value="1e-5"/>	Quadratic coefficient of power input (in W) fan-characteristic curve in supply line
W_curve_linear_coef_fan_supply	<input type="text" value="0.1302"/>	Linear coefficient of power input (in W) fan-characteristic curve in supply line
W_curve_constant_coef_fan_supply	<input type="text" value="872.27"/>	Constant coefficient of power input (in W) fan-characteristic curve in supply line

Figura 27. Definición de la curva de características del ventilador de impulsión.

Por último, se muestra una sexta pestaña en la que el usuario puede introducir nuevos modificadores para ciertas variables.

Add new modifiers, e.g., phi(start=1), w(start=2)

Figura 28. Entrada opcional de modificadores de ciertos parámetros.

Con todos los apartados rellenos se procede a lanzar la simulación haciendo click en "Simulate", de manera que aparece una ventana de carga y al cabo de un tiempo se muestra otra interfaz que permite visualizar los resultados en una gráfica y tiene un menú en su parte derecha para seleccionar aquellos valores que se desean observar. A su lado se muestra el valor final correspondiente a la última iteración realizada que se

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

corresponde con un estado ya estacionario. En la gráfica se puede ver su evolución si se desea realizar un análisis más detallado, pero basta con seleccionar el último valor ya que apenas hay una variación notable en las variables.

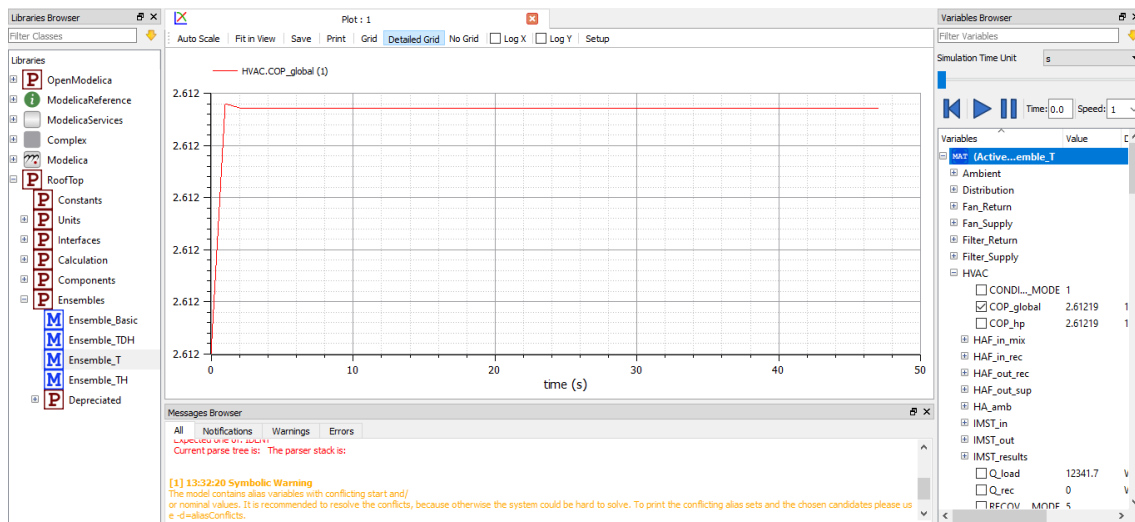
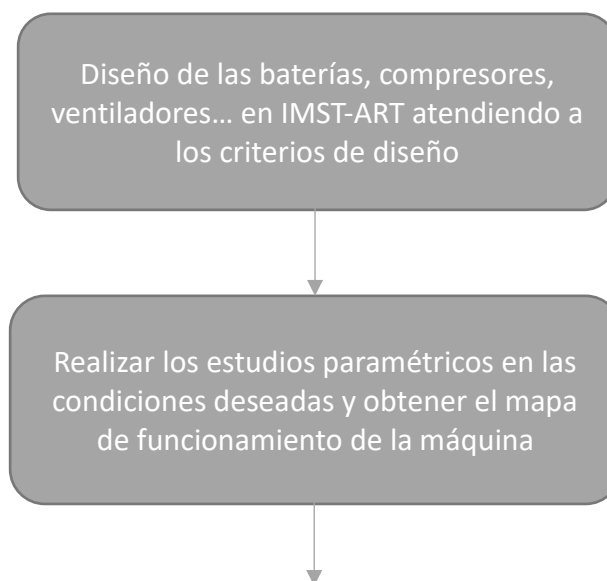


Figura 29. Gráfica del COP global del equipo respecto al tiempo de cálculo.

Con el resultado final de la potencia declarada y su eficiencia en esas condiciones se procede a rellenar la hoja Excel, la cual muestra en las Tablas 17 y 20 los valores de eficiencia energética estacional correspondientes al diseño realizado y modo de recuperación seleccionado. Con esos datos en mano se pueden extraer las conclusiones adecuadas sobre las tres alternativas propuestas y escoger la más rentable para la empresa. A continuación, se muestra el diagrama de flujo sintetizado sobre el procedimiento que se ha explicado en este apartado.



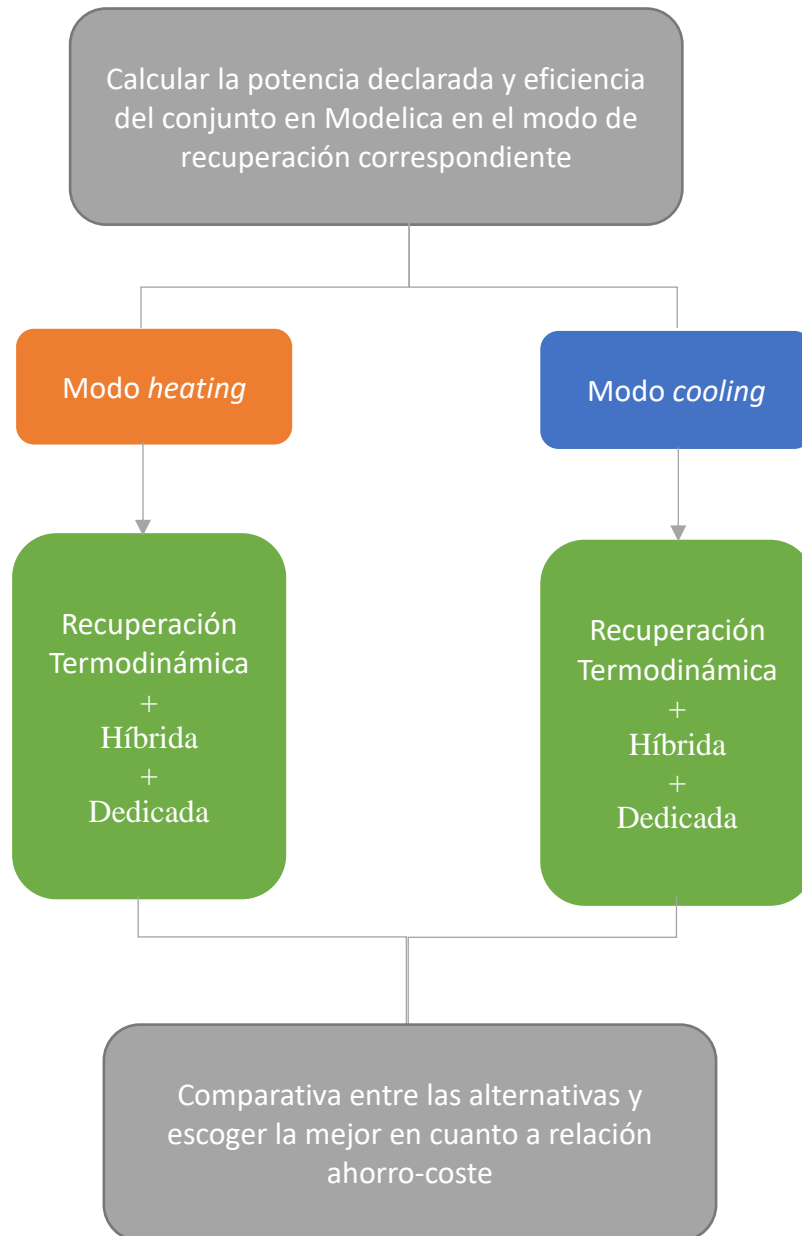


Figura 30. Diagrama de flujo del proyecto.

4. Criterios de diseño

Una vez las herramientas de trabajo están establecidas junto con el procedimiento a seguir para llegar a los objetivos propuestos, sólo falta definir los criterios de diseño para los componentes principales y razonar la selección realizada entre la amplia variedad que existe actualmente en el mercado.

4.1. Refrigerante

Una de las preguntas más complicadas de resolver para un nuevo modelo de aire acondicionado hoy en día es el tipo de refrigerante que va a utilizar. Debido a los altos valores de Global Warming Potential o GWP y las altas restricciones que se van a imponer, es necesario buscar sustitutos a medio plazo para no generar un gran problema en el mercado de los sistemas de climatización. Existe una nueva generación de refrigerantes con un menor impacto medioambiental, pero presentan ciertas dificultades [24]:

- La mayoría no se pueden utilizar en instalaciones anteriores, de forma que es necesario rediseñarlas desde cero para que se ajusten a las propiedades y condiciones de trabajo, exceptuando aquellos refrigerantes que sean compatibles a pesar de tener una pequeña pérdida de capacidad (*drop-in*).
- Muchas de las alternativas presentan cierta inflamabilidad, lo que aumenta el riesgo de la instalación.
- Algunos trabajan a altas presiones como el R-32 o el R-744, lo que obliga a utilizar tubos con espesores más gruesos.

En la siguiente tabla se recogen los valores de GWP de los refrigerantes actuales (R-134a, R-404A y R-410A) y los sustitutos (en rótulo de colores). Se observa que dichos valores son mucho menores en la comparativa, de forma que el impacto sobre el calentamiento global va a ser también menor. Destacar que el parámetro de referencia es el CO₂.

CO ₂	R-134a	R-404A	R-410A	R-152a	R-290	R-600a	R-32	R-1234yf
1	1301	3943	1924	137	≈3	3	677	1

Tabla 21. Comparativa de GWP entre refrigerantes actuales y los sustitutos [24].

Además, es importante tener en cuenta las restricciones y prohibiciones que plantean las normativas correspondientes respecto a este tema. El Reglamento (UE) 517/2014 [25] establece como objetivo principal la reducción de emisiones de gases fluorados de efecto invernadero mediante la eliminación total o parcial de aquellos que presenten un alto GWP. En el siguiente gráfico se resumen esas restricciones en los refrigerantes afectados en el futuro próximo.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

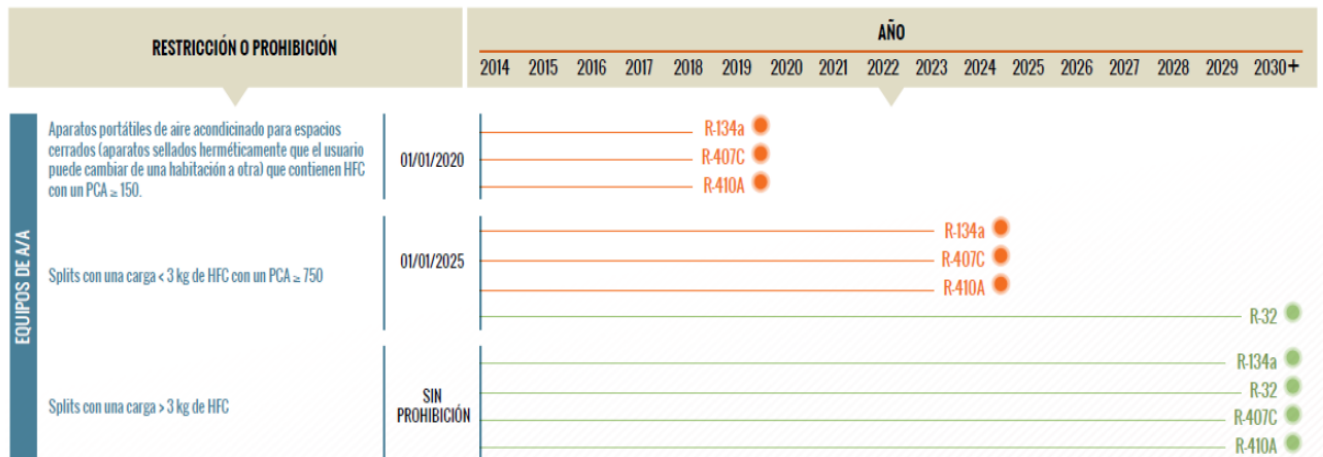


Figura 31. Restricciones a los gases fluorados de alto GWP a partir de la aprobación del Reglamento [24].

Por tanto, esta decisión tiene una especial relevancia respecto al futuro de la nueva gama de roof-tops que se quieren diseñar. Como el proyecto tiene una duración de un año no hay tiempo para pensar en una solución a largo plazo y, en consecuencia, el estudio se realiza con refrigerantes que se puedan implementar en un horizonte más cercano. En un benchmarking con diferentes fabricantes del mercado [26] se concluye que el R-410A es actualmente el refrigerante que más se emplea en sus productos.

Eurovent -- Roof top	
ALARKO (CARRIER)	
CARRIER	
CLIVET	
CIAT	
ETT	
HITECSA	
IMBAT SOGUTMA	
JOHNSON CONTROL	
KEYTER	
LGL FRANCE (LENNOX)	
PROVENT	
PROVENT	
TRANE	
SYSTEMAIR	

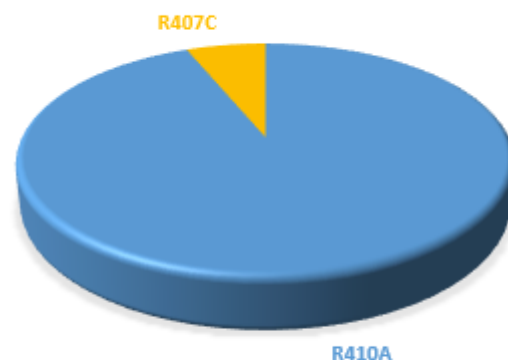


Figura 32. Benchmarking respecto al refrigerante empleado en los modelos de diferentes fabricantes.

Por tanto, estos resultados prácticamente justifican el uso de este refrigerante. Para profundizar un poco más se puede comparar con algunos sustitutos para evaluar las ventajas e inconvenientes. Respecto al ciclo de compresión se observa en la siguiente tabla que el COP de una máquina estándar empleando los nuevos refrigerantes es mejor,

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

pero la temperatura de descarga es bastante más alta, lo que puede provocar problemas en el aceite lubricante y en el compresor en general [27].

	R410A		R452B		R32	
	GSD60182VA_4		GSD60182VL_4		GSD60182VL_4	
Escalones de capacidad	100%		100%		100%	
Potencia frigorífica	39,7	kW	39,0	kW	43,6	kW
Potencia frigorífica *	39,7	kW	39,0	kW	43,6	kW
Potencia en el evap.	39,7	kW	39,0	kW	43,6	kW
Potencia absorbida	11,98	kW	11,38	kW	12,89	kW
Capacidad del condensador	51,7	kW	50,4	kW	56,4	kW
COP/EER	3,32		3,43		3,38	
COP/EER *	3,32		3,43		3,38	
Caudal másico	965	kg/h	774	kg/h	677	kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	86,1	°C	91,1	°C	106,2	°C

Tabla 22. Comparativa entre R-410 y dos posibles sustitutos de los gases fluorados.

Además, está el hecho de que estos sustitutos son ligeramente inflamables y denotados con la categoría A2L según el Standard 34 de ASHRAE [28], lo que implica que se deben tomar medidas adicionales de seguridad en el diseño del equipo.

Refrigerante	GWP	Seguridad	T _{crítica} (°C)	Glide (K)	Comentarios
R410A	2088	A1	72.13	<1	<ul style="list-style-type: none"> No existe riesgo tecnológico Posible encarecimiento
R32	675	A2L	78.11	0	<ul style="list-style-type: none"> Debido a la inflamabilidad, se deben considerar sistemas de seguridad adicionales
R452B	698	A2L	77.1	<2	<ul style="list-style-type: none"> Considerada por ASHRAE como <i>drop-in</i> de R410A. Mezcla zeotrópica, pero con bajo glide. Debido a la inflamabilidad, se deben considerar sistemas de seguridad adicionales
R447B	740	A2L	76	~1	<ul style="list-style-type: none"> Mezcla zeotrópica, pero con bajo glide. Debido a la inflamabilidad, se deben considerar sistemas de seguridad adicionales
R454B	466	A2L	77	~1.5	<ul style="list-style-type: none"> Mezcla zeotrópica, pero con bajo glide. Debido a la inflamabilidad, se deben considerar sistemas de seguridad adicionales

Tabla 23. Comentarios respecto de cada refrigerante empleado en la comparativa [29].

En definitiva, a menos que se realice un estudio más detallado y exhaustivo es difícil determinar si la implementación de un nuevo refrigerante es viable o no. Debido a la extensión temporal del proyecto y el benchmarking realizado, se concluye que el R-410A es la mejor solución para el alcance del trabajo.

4.2. Compresor

La elección del tipo de compresor es una medida que tiene un gran impacto en el rendimiento del conjunto [30]. Los más convencionales son de tipo todo/nada que al encenderse trabajan en su punto nominal. Cuando no se requiere mucha carga de trabajo por las condiciones exteriores estos equipos se ven obligados a encenderse y apagarse de forma muy regular, lo que provoca cambios bruscos de temperatura, deficiente control de la humedad y, en general, una reducción de la eficiencia. Debido a la tendencia general de mejorar el rendimiento de los equipos de climatización con el objetivo de aplicar medidas de eficiencia energética y mejorar el confort del usuario, los fabricantes apuestan cada vez más en parcializar la carga mediante estrategias diferentes, de forma que se adapten mejor a los cambios en las condiciones de trabajo.

Existen cuatro tipos de modulación de compresores:

- **Compresores múltiples.** Es el método más simple que consiste en utilizar varios compresores con potencia fija para que la combinación de encendidos y apagados proporcione la potencia que se demanda. Se puede bien aumentar el número de circuitos frigoríficos o bien aumentar el número de compresores para un mismo circuito. Estos compresores pueden ser de la misma potencia o *even* o de distinta potencia o *uneven*.



Figura 33. Configuración de dos compresores tándem even [30].



Figura 34. Configuración de dos compresores tándem uneven (dcha.) y de tres compresores tándem o trio (izda.) [30].

- **Modulación en dos etapas.** Se suele utilizar en splits o equipos de baja potencia, de manera que trabajan en dos niveles, al 65 y al 100% de potencia. Estos valores se eligen para que las fluctuaciones de la temperatura y la humedad relativa sean mínimas. El ajuste se consigue con un bypass que transporta una parte del gas del scroll a la zona de succión, de forma que se consume un 25% menos de energía respecto a sistemas todo/nada.

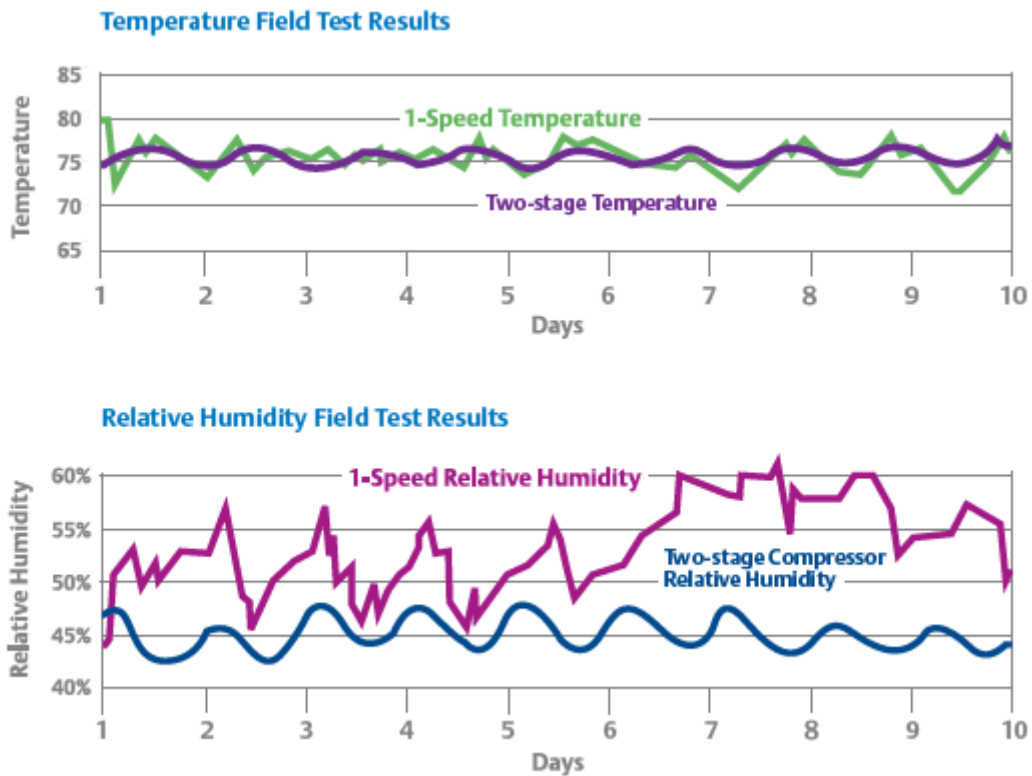


Figura 35. Comparación del control de la temperatura y humedad relativa respecto a sistemas todo/nada [30].

- **Modulación continua.** En este caso se ofrece una solución más precisa en la que, sin cambiar el régimen de giro, el compresor puede proporcionar entre el 10 y el 100% de su potencia para mantenerse al nivel de la demanda. Esta configuración se basa en la tecnología de la modulación por ancho de pulsos o PWM en la que una válvula solenoide puede estar abierta o cerrada. En función del tiempo que se mantenga dicha válvula en un estado u otro el compresor trabajará a una carga determinada. Tal y como se observa en la Figura 36, en la parte izquierda de la gráfica la modulación del compresor es menor que a la derecha, al ser los pulsos de mayor duración.

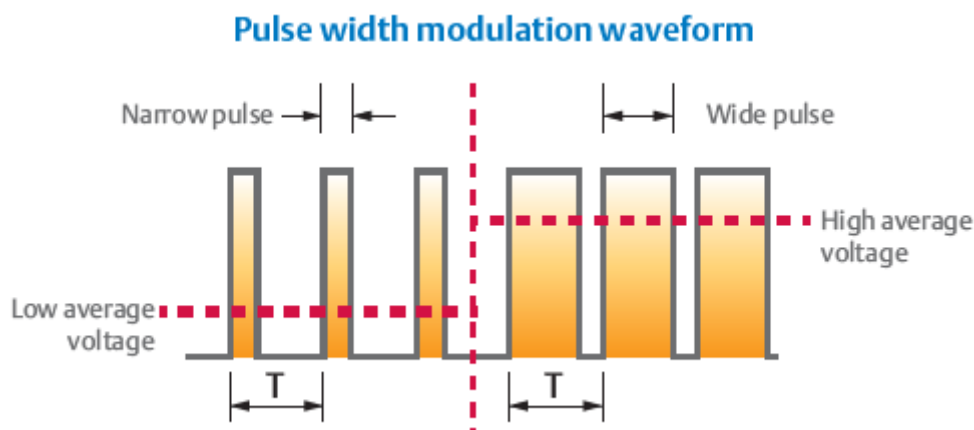


Figura 36. Comparación del uso de la PWM en baja carga (izqda.) y alta carga (dcha.) [30].

- **Velocidad variable.** Como su nombre indica, se regula la velocidad de giro para modificar el flujo de refrigerante. De esta forma, al actuar sobre la frecuencia del motor mediante un variador se obtiene la potencia deseada. Con esta ventaja se consigue un excelente seguimiento de los cambios en la temperatura y humedad relativa, pero se requiere un soporte electrónico y de hardware para asegurar la cantidad suficiente de aceite en baja carga. También se evita que se filtre aceite en el refrigerante cuando la demanda es grande.

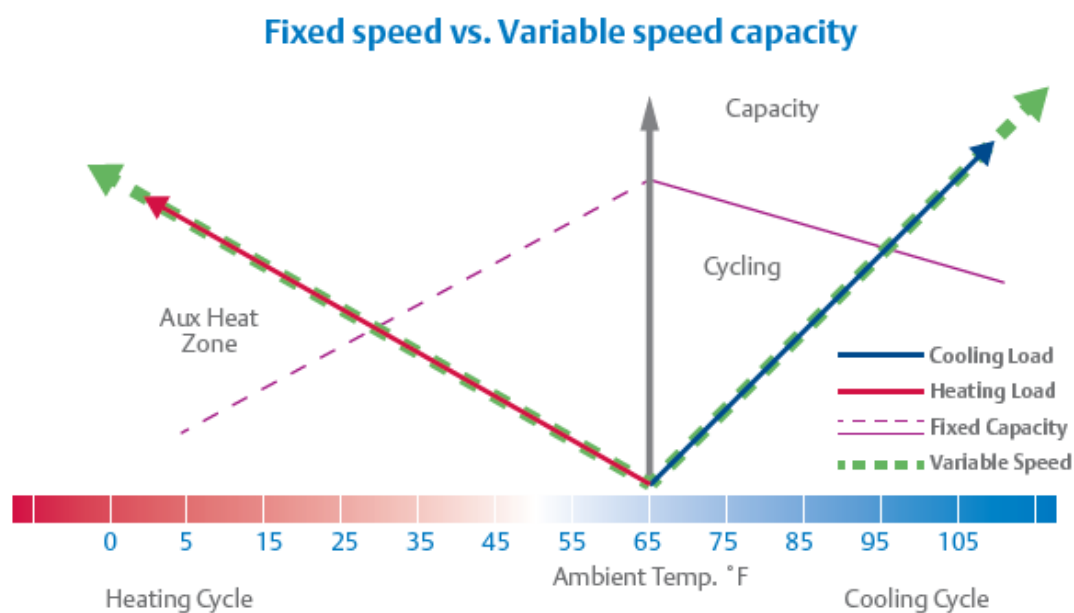


Figura 37. Comparación del seguimiento de la demanda a velocidad fija o variable [30].

En definitiva, las cuatro opciones son bastante interesantes ya que cuentan con importantes ahorros en los consumos del compresor. Para tomar la decisión correcta se ha decidido realizar otro benchmarking sobre qué tipo de compresores emplean los distintos fabricantes, cuyo resultado se muestra a continuación:

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Fabricante	Gama/Modelo	Potencia [kW]	Tecnología	
			Inverter	Tandem
CARRIER	50UH045-120	44-120		x
CLIVET	CKN-XHE2i	20-45	x	
	CSNX-XHE2	47-174		x
	CSRN-XHE2	155-376		x
CIAT	Vectios	22-91		x
	Space PF	99-291		x
HITECSA	Kubic	40-220		x
KEYTER	Persea Inverter	20-184	x	
	Persea Euro	25-351		x
	Persea Comforter	16-361		x
LENNOX	Energy	16-160	x	x
	Baltic	21-79		x
	Flexair	85-227		x
TRANE	Airfinity	40-290		x
SYSTEMAIR	SysAir	40-216		x

Tabla 24. Benchmarking de los modelos de los fabricantes más representativos del mercado.

La conclusión que se extrae es utilizar compresores tándem por su alta disponibilidad y que la tecnología *inverter* se aplica más a bajas potencias. En las sucesivas reuniones con la empresa han manifestado su voluntad de escoger modelos de Danfoss al trabajar con ellos de forma continua, en concreto los compresores DSH 090 y 105, que en modo tándem conforman el DSH 195U.

4.3. Intercambiadores de calor: diseño

El diseño de los intercambiadores es bastante crítico ya que condiciona las potencias que puede proporcionar y, a menos que se impongan restricciones a ciertos parámetros, se puede llegar a resultados muy diferentes. También está la relación peso-precio en la que se puede aumentar el área de intercambio de calor para conseguir eficiencias mayores, pero repercute en el precio final de la unidad que en un futuro cercano ha de ser competitivo en el mercado. Además, al trabajar en modo invierno y verano, las funciones de los dos intercambiadores se invierten, de forma que se puede conseguir una buena eficiencia para un modo, pero no para el otro. Todas estas consideraciones alargarían la duración del proyecto para llegar al diseño más eficiente, pero dadas las circunstancias es conveniente dar con un buen evaporador y condensador que cumplan con las eficiencias estacionales marcadas y tengan un presupuesto razonable.

Como inicio del diseño se desea una batería capaz de proporcionar 50 kW en refrigeración en condiciones de ecodiseño. A continuación, se presentan los pasos seguidos para dar con los parámetros principales de ambas baterías. En primer lugar, es necesario determinar los saltos de temperatura en cada intercambiador para conocer la temperatura de trabajo a partir de las estimaciones recogidas por la bibliografía.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

	Running Time per Year (h)			
HE Type	1000	2000	5000	8000
Evaporator	13 K	10 K	7,2 K	6,5 K
Condenser	15,2 K	12,5 K	9,5 K	8 K

Tabla 25. Salto de temperatura recomendado para intercambiadores de refrigerante-aire forzado [32].

	Running Time per Year (h)			
HE Type	1000	2000	5000	8000
Evaporator	8,8 K	7,6 K	5,5 K	5 K
Condenser	13 K	11 K	7,8 K	7,2 K

Tabla 26. Salto de temperatura recomendado para intercambiadores de refrigerante-líquido forzado [32].

En este caso, el tiempo de funcionamiento es de 600 horas y se corresponde con el modo activo definido en el apartado 3.3, ya que el resto aporta una cantidad despreciable al cómputo de energía consumida anual. Por tanto, se seleccionan los saltos asociados a 1000 horas de funcionamiento y, junto con los intervalos de subenfriamiento y sobrecalentamiento predefinidos, se determinan las temperaturas de condensación y evaporación para cada caso empleado por la normativa europea.

ΔT_{cond} (K)	15,2		ΔT_{evap} (K)	13
SC (K)	2		SH (K)	8
$T_{air,in}$ (°C)	35	30	25	20
$T_{cond,out}$ (°C)	52,2	47,2	42,2	37,2
$T_{cond,in}$ (°C)	90,15	83,48	76,83	70,24
$T_{air,in}$ (°C)	27	27	27	27
$T_{evap,in}$ (°C)	6	6	6	6
$T_{evap,out}$ (°C)	14	14	14	14

Tabla 27. Cálculo de las temperaturas de evaporación y condensación (azul oscuro: datos de la norma europea).

Las ecuaciones empleadas para llegar a estos resultados son las siguientes:

$$T_{cond,out} = T_{air,in} + \Delta T_{cond} + SC$$

Ecuación 1. Cálculo de la temperatura del refrigerante a la salida del condensador.

$$T_{evap,in} = T_{air,in} - \Delta T_{evap} - SH$$

Ecuación 2. Cálculo de la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador.

La temperatura a la salida del compresor $T_{cond,out}$ se obtiene a partir del programa Coolselector2 de Danfoss, en el que se proporciona información valiosa sobre sus compresores, válvulas y otros elementos. Con el menú de búsqueda se puede encontrar cualquier compresor que se desee, aunque también es posible diferenciarlos por tipología, aplicación, refrigerante o fuente de alimentación.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Seleccionar compresor:

Aplicación:

Refrigeración Calefacción

Baja temperatura, LT

Media temperatura, MT

High temperature, HT

Aire acondicionado / reversible

Refrigerante:

Todos

Fuente de alimentación:

50 Hz 60 Hz c.c.

Todos

*: para tensión de doble frecuencia

Tipos de compresores:

Alternativo Scroll

Velocidad fija Velocidad fija

Velocidad variable Velocidad variable

Economizador/inyección de líquido

Filtros de producto:

Modelos descatalogados

Configuraciones múltiples

Seleccionar modelo:

DSH105-4, R410A



Figura 38. Selección del modelo de compresor deseado en la interfaz de Coolselector2.

Una vez seleccionado el compresor, se indican las condiciones de funcionamiento en las que trabaja, principalmente la potencia frigorífica que entrega y las temperaturas de punto de rocío que coinciden con las de evaporación y condensación, con sus respectivos grados de subenfriamiento y sobrecalentamiento.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Condiciones de funcionamiento

Capacidad requerida: Capacidad de refrigeración: 40,00 kW

Mostrar todos los m
 Mostrar: 11 modelos

Condiciones nominales: Personalizar

Evaporación:
 Temperatura de punto de rocío: 6,0 °C
 Recalentamiento útil: 8,0 K
 Recalentamiento adicional: 0 K
 Temperatura del gas de retorno: 14,0 °C

Condensación:
 Temperatura de punto de rocío: 54,0 °C
 Subenfriamiento: 2,0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K
 Subenfriamiento total: 2,0 K
 Temperatura del líquido (sin deslizamiento): 52,0 °C

Figura 39. Condiciones de funcionamiento especificadas para el modelo de compresor seleccionado.

Si realizamos la búsqueda con los criterios de sesgo, el programa nos ofrece una lista de compresores que se adaptan a las condiciones especificadas según un grado de coincidencia. No obstante, es más sencillo buscar directamente el compresor para que muestre sus características principales. Cabe destacar que, tal y como se aprecia en la imagen inferior, el porcentaje de coincidencia es bastante pequeño, debido a que los compresores DSH 090 y DSH 105 trabajan en tándem y, por tanto, los dos trabajan a la vez para conseguir los 50 kW de potencia para una temperatura exterior de 35 °C.

Selección: DSH105-4, R410A. El porcentaje de coincidencia (58,4%) es inferior al mínimo (90%).

Seleccionado	Modelo	Tecnología	Configuración	Refrigerante	Control de capacidad	Velocidad [rpm]	Refrigeración [kW]
<input checked="" type="radio"/>	DSH105-4	Scroll	Simple	R410A	Velocidad fija	2900	23,38

COP refrigeración [W/W]	Calefacción [kW]	COP calefacción [W/W]	Potencia [kW]	Corriente [A]	Frecuencia [Hz]	Alimentación	Caudal másico [kg/h]	Coincidencia
2,81	31,71	3,81	8,331	16,20	50	380 - 400 V (415 V) 3 ph*	591,2	58,4%

Figura 40. Características del modelo DSH 105 según las condiciones especificadas.

En la parte inferior de la pantalla aparecen varias pestañas en las que se nos informa, por orden de aparición, de la evolución de las características mencionadas en función de la temperatura de condensación, de los límites de trabajo y la ubicación actual según la configuración introducida, de los puntos de trabajo en el ciclo de compresión y de información adicional en cuanto a montaje y accesorios extras.

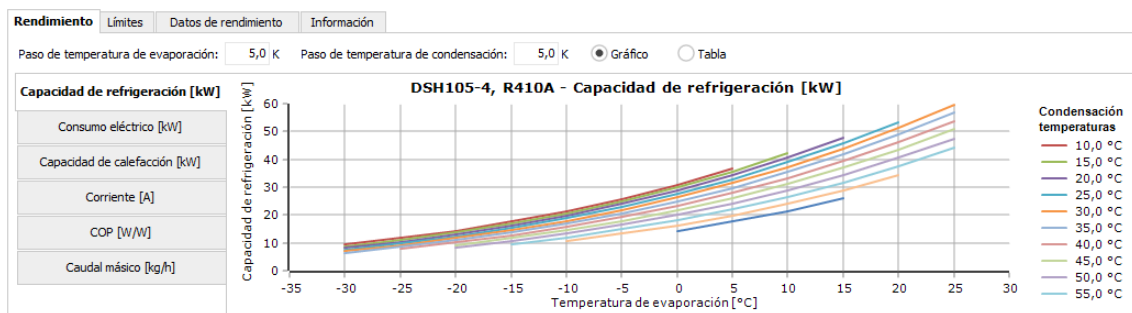


Figura 41. Pestaña sobre la variación de características del compresor en función de la temperatura de condensación.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

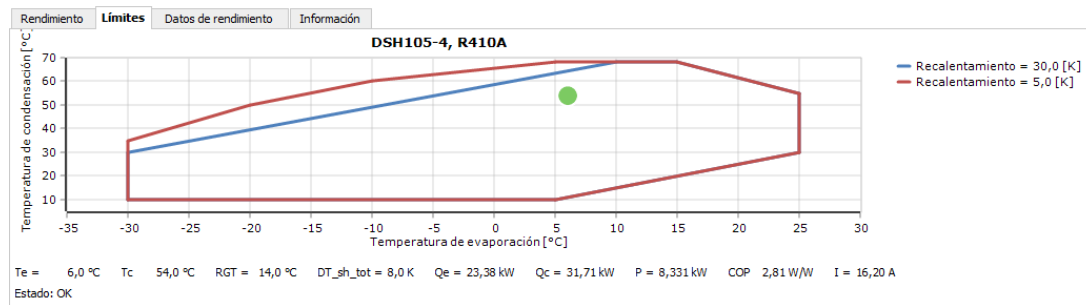


Figura 42. Límites de funcionamiento del compresor (el punto verde indica la configuración actual).

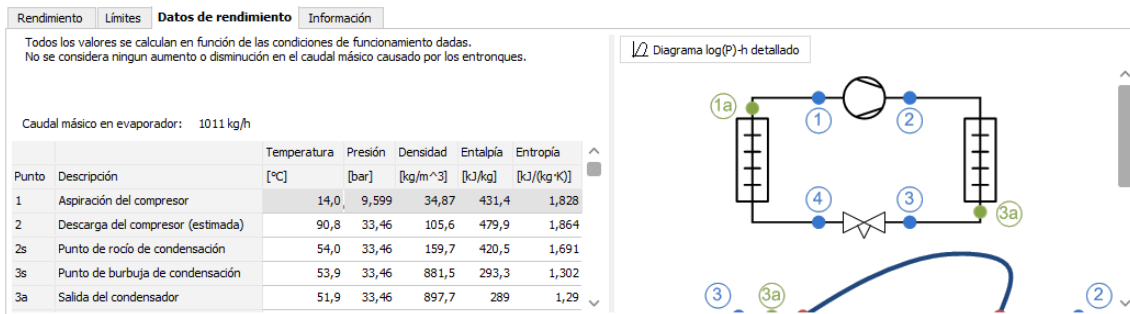


Figura 43. Puntos de trabajo en el ciclo de compresión mostrado a la derecha, con el diagrama log(p)-h debajo.

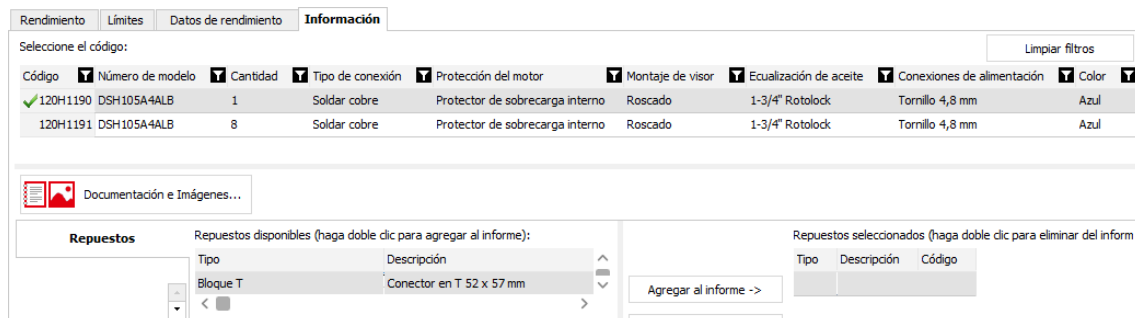


Figura 44. Información adicional sobre accesorios, filtros y repuestos del compresor.

Como se puede observar en la Figura 43, aparece la temperatura de descarga del compresor junto con su entalpía, datos importantes para continuar con el diseño. De las distintas pestañas se puede extraer más información sobre el ciclo de compresión, atendiendo a los dos compresores seleccionados. Retomando el proceso de diseño, se comprueba la potencia frigorífica y se determina los caudales de aire que han de circular por ambas baterías para $T_{cond,out} = 35 \text{ °C}$, si la temperatura de impulsión en zona se fija en 15 °C y el salto de temperaturas en el condensador es de 10 °C .

$$Q_{frig} = 23,38 + 19,88 = 43,26 \approx 40 \text{ kW}$$

Ecuación 3. Cálculo de la potencia frigorífica entregada por los compresores.

$$m_{refr} = \frac{591,2 + 502,7 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s/h}} = 0,304 \text{ kg/s}$$

Ecuación 4. Cálculo de la masa de refrigerante a partir de los datos proporcionados por Coolselector2.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Respecto al caudal de aire necesario en el evaporador, es importante tener en cuenta el factor de calor sensible (FCS) a tratarse de un proceso de enfriamiento. Las condiciones de entrada están fijadas por norma ($T_s = 27\text{ }^\circ\text{C}$, $T_h = 19\text{ }^\circ\text{C}$) y las de salida se imponen de cara al diseño que se desea ($T_s = 15\text{ }^\circ\text{C}$, $T_h = 13\text{ }^\circ\text{C}$). Representando los puntos en el programa Psicro y trazando la recta correspondiente al FCS, el ajuste se cumple para un 72% de calor sensible.

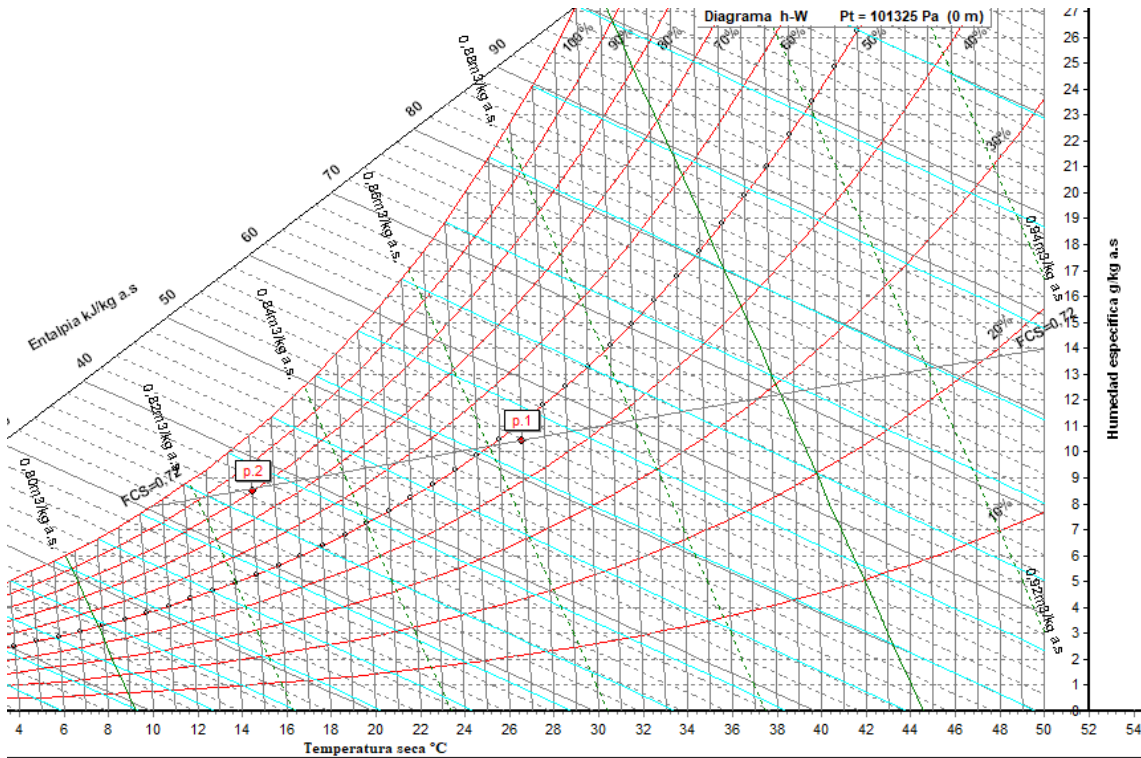


Figura 45. Cálculo del FCS en el caudal de aire del evaporador a partir del programa Psicro.

Con los datos calculados es posible estimar los caudales de aire necesarios en las dos baterías a partir de las fórmulas siguientes:

$$m_{air, evap} = \frac{FCS \cdot Q_{frig}}{\rho_{air} \cdot C_{p, air} \cdot (T_{entr} - T_{sal})} = \frac{0,72 \cdot 43,26}{1,2 \cdot 1 \cdot (27 - 15)} = 2,16 \frac{m^3}{s} = 7787 \frac{m^3}{h}$$

Ecuación 5. Cálculo del caudal volumétrico de aire necesario en el evaporador.

$$Q_{cond} = m_{refr} \cdot (h_{cond, in} - h_{cond, out}) = 0,304 \cdot (479,8 - 289) = 58 \text{ kW}$$

Ecuación 6. Cálculo de la potencia obtenida en el condensador.

$$m_{air, cond} = \frac{Q_{cond}}{\rho_{air} \cdot C_{p, air} \cdot \Delta T} = \frac{58}{1,2 \cdot 1 \cdot 10} = 4,83 \frac{m^3}{s} = 17393 \frac{m^3}{h}$$

Ecuación 7. Cálculo del caudal volumétrico de aire necesario en el condensador.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Por tanto, para acercarse a los 50 kW nominales, los caudales que se van a emplear son **m_{air_evap} = 8300 m³/h** y **m_{air_cond} = 20000 m³/h**. El siguiente paso es calcular las áreas necesarias de intercambio de calor en las baterías, de modo que se requiere obtener la diferencia de temperatura media logarítmica o DMLT. Para ello se calcula la temperatura del aire a la salida mediante un balance de potencias.

$$T_{air,out_evap} = T_{air,in_evap} - Q_{evap}/(m_{air,evap} \cdot Cp_{air})$$

Ecuación 8. Cálculo de la temperatura del aire a su salida por el evaporador.

$$m_{refr} = Q_{evap}/(h_{evap,out} - h_{evap,in})$$

Ecuación 9. Cálculo de la masa de refrigerante en función de los datos del ciclo de compresión.

$$Q_{cond} = m_{refr} \cdot (h_{cond,in} - h_{cond,out})$$

Ecuación 10. Cálculo de la potencia en el condensador en función de los datos del ciclo de compresión.

$$T_{air,out_cond} = T_{air,in_cond} + Q_{cond}/(m_{air,cond} \cdot Cp_{air})$$

Ecuación 11. Cálculo de la temperatura del aire a su salida por el condensador.

T _{air,in_cond} (°C)	35	30	25	20
T _{air,out} (°C)	44,41	39,44	34,44	29,43
DMLT,cond (K)	30,44	30,27	29,99	29,64
UA,cond (W/K)	1987,50	1998,61	2017,25	2040,85
T _{air,out} (°C)	14,98	14,57	14,18	13,81
DMLT,evap (K)	8,68	9,04	9,39	9,74
UA,evap (W/K)	5259,85	5321,66	5371,58	5410,92

Tabla 28. Cálculo de la UA de las baterías.

Al dividir UA por el coeficiente global de transmisión de calor U se obtiene el área necesaria en cada intercambiador. Dicho coeficiente se puede aproximar a partir de la bibliografía:

**Typical Heat Transfer Coefficients for
Air-Cooled Heat Exchangers**

Condensing service	U
Amine reactivator	100 - 120
Ammonia	105 - 125
Refrigerant 12	75 - 90
Heavy naphtha	70 - 90
Light gasoline	95
Light hydrocarbons	95 - 105
Light naphtha	80 - 100
Reactor effluent Platformers, Hydroformers, Rextformers	80-100
Steam (0 - 20 psig)	135 - 200
Gas cooling service	
Air or flue gas @ 50 psig ($\Delta P = 1$ psi)	10
Air or flue gas @ 100 psig ($\Delta P = 2$ psi)	20
Air or flue gas @ 100 psig ($\Delta P = 5$ psi)	30
Ammonia reactor stream	90 - 110
Hydrocarbon gasses @ 15 - 50 psig ($\Delta P = 1$ psi)	30 - 40
Hydrocarbon gasses @ 50 - 250 psig ($\Delta P = 3$ psi)	50 - 60
Hydrocarbon gasses @ 250 - 1500 psig ($\Delta P = 5$ psi)	70 - 90
Liquid cooling service	
Engine jacket water	130 - 155
Fuel oil	20 - 30
Hydroformer and Platformer liquids	85
Light gas oil	70 - 90
Light hydrocarbons	90 - 120
Light naphtha	90
Process water	120 - 145
Residuum	10 - 20
Tar	5 - 10

Coefficients are based on outside bare tube surface for 1-inch OD tubes with 10 plain extruded aluminum fins per inch, 5/8 inch high, 21.2:1 surface ratio.

Figura 46. Coeficientes de transferencia de calor típicos para intercambiadores de calor enfriados por aire [31].

El condensador se enfría por aire así que le corresponde un U entre 10 y 30 W/(m²·K) en función de la pérdida de carga dentro del sistema. Por el contrario, el evaporador emplea el refrigerante que tiene un U algo mayor, entre 30 y 120 W/(m²·K) en función de la pérdida de carga y del estado en que se encuentre. Asumiendo un coeficiente medio de 20 W/(m²·K) para el condensador y 70 W/(m²·K) para el evaporador:

$$A = UA/U$$

Ecuación 12. Cálculo del área necesaria en la batería.

Tair,in_cond (°C)	35	30	25	20
A,cond (m ²)	99,38	99,93	100,86	102,04
A,evap (m ²)	75,14	76,02	76,74	77,30

Tabla 29. Áreas de intercambio de calor para cada batería.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

En definitiva, se obtienen como valores medios $A_{cond} = 100 \text{ m}^2$ y $A_{evap} = 76 \text{ m}^2$. El último paso consiste en determinar las filas, columnas, altura y anchura de cada batería. Para empezar, se parte de ciertos datos geométricos que proporciona el fabricante para cada tipo de batería.

- Espaciado longitudinal (S_l): 21,65 mm
- Espaciado transversal (S_t): 25 mm
- Diámetro del tubo (D_c): 9,52 mm
- Espacio entre aletas (F_p): 2,1 mm
- Espesor de las aletas (t): 0,1 mm

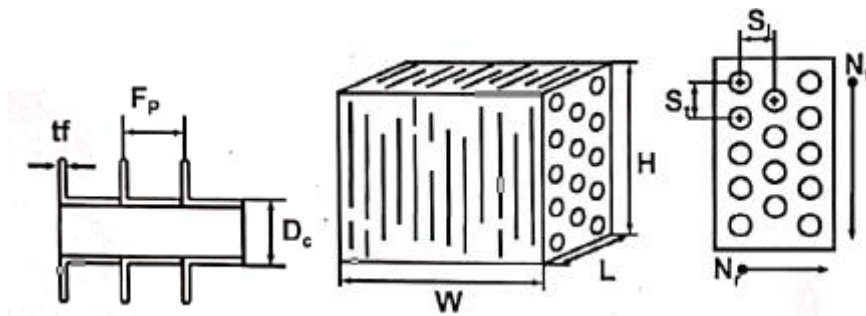


Figura 47. Visualización de los parámetros que conforman la geometría de un intercambiador [33].

A partir de esos datos se calcula el grado de compacidad del intercambiador β :

$$\beta = \frac{A}{V} = \frac{\left[2 \cdot S_t \cdot S_l - \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{2} \right) + \pi \cdot D_c \cdot (F_p - t) \right]}{S_t \cdot S_l \cdot F_p} = 879,76 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Ecuación 13. Cálculo del grado de compacidad a partir de los datos geométricos proporcionados por el fabricante.

De la primera parte de la expresión se calcula el volumen de cada batería, y a partir del cociente entre el caudal de aire estimado y la velocidad estimada en 2 m/s, restringida por ruido, caída de presión y eficiencia, se calcula el área frontal A_f . Con estos dos datos se obtiene el número de filas necesarias en las baterías.

$$A_f = \frac{Q_{\text{aire}}}{v}$$

Ecuación 14. Cálculo del área frontal necesaria en la batería.

$$V = N_{\text{filas}} \cdot S_l \cdot A_f$$

Ecuación 15. Cálculo del número de filas en la batería.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Para calcular el número de columnas necesarias se parte de las ratios entre altura y anchura predefinidos (0,75 para el condensador y 1 para el evaporador) y con la definición del área frontal se tiene un sistema de ecuaciones con dos incógnitas. Una vez determinadas las dos dimensiones de la batería se calcula el número de filas según la fórmula siguiente:

$$A_f = H \cdot W$$

Ecuación 16. Cálculo del área frontal a partir de la altura y la anchura.

$$H = N_t \cdot S_t$$

Ecuación 17. Cálculo del número de columnas de la batería.

Los resultados para las distintas temperaturas exteriores se encuentran adjuntos en las tablas siguientes.

Tair,in_cond (°C)	35	30	25	20
Af,cond (m ²)	2,78	2,78	2,78	2,78
V (m ³)	0,11	0,11	0,11	0,12
Nrows	1,88	1,89	1,91	1,93
W (m)	1,92	1,92	1,92	1,92
H (m)	1,44	1,44	1,44	1,44
Ncol	57,74	57,74	57,74	57,74

Tabla 30. Dimensiones geométricas del condensador para cada temperatura exterior.

Tair,in_cond (°C)	35	30	25	20
Af,evap (m ²)	1,15	1,15	1,15	1,15
V (m ³)	0,09	0,09	0,09	0,09
Nrows	3,42	3,46	3,49	3,52
W (m)	1,07	1,07	1,07	1,07
H (m)	1,07	1,07	1,07	1,07
Ncol	42,95	42,95	42,95	42,95

Tabla 31. Dimensiones geométricas del evaporador para cada temperatura exterior.

Por tanto, el diseño definitivo para la batería interior y exterior es el siguiente:

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

	Batería interior	Batería exterior
Caudal (m ³ /h)	8300	20000
Compresor	Danfoss DSH 195	
Material aletas	Aluminio	
Material tubo	Cobre	
Peso total (kg)	44	62
Distancia entre aletas (mm)	2,1	2,1
Distancia entre tubos longitudinal (mm)	21,65	21,65
Distancia entre tubos transversal (mm)	25	25
Diámetro tubo (mm)	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")
Largo (mm)	1003	1900
Alto (mm)	1000	1500
Ancho (mm)	86,6	43,3
Número de filas	4	2
Número de tubos	40	60
Número de circuitos	20	20

Tabla 32. Diseño del evaporador y condensador.

4.4. Intercambiadores de calor: implementación en ART

En este apartado se detalla paso por paso la configuración del modelo de la bomba de calor en IMST-ART pasando por todos los componentes y parámetros a seleccionar. En primer lugar, se crea un modelo nuevo apretando sobre “Working cycle” y aparece una ventana con la mayor parte de las opciones en gris, puesto que aún se han de definir.

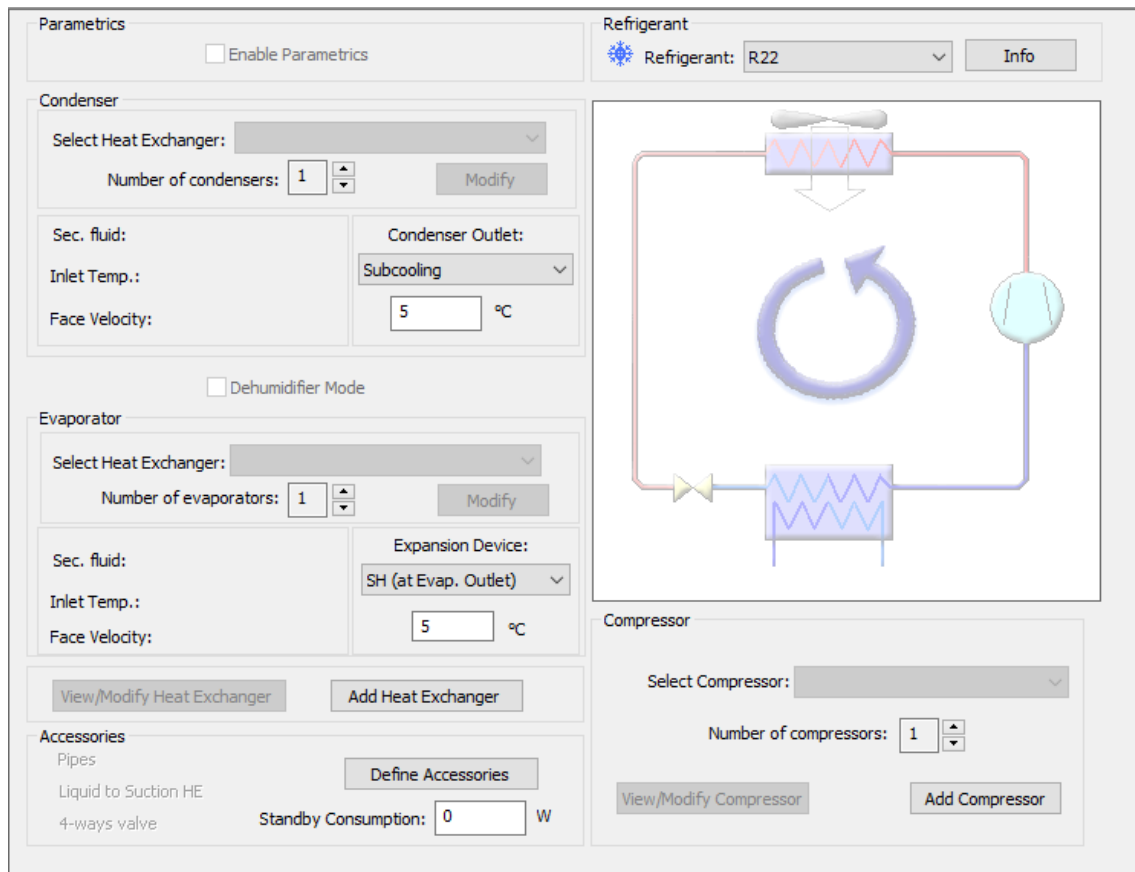


Figura 48. Vista principal de la ventana de inicio del modelo.

Se observa que aparecen como componentes principales de diseño el evaporador, el condensador, la válvula de expansión, el compresor, los accesorios y las tuberías. Cada uno de estos submodelos contiene una serie de ecuaciones no lineales y, en el caso de los intercambiadores, un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias (ODEs) que se discretizan mediante una técnica de volumen finito [12]. En conjunto, se forma un complejo sistema de ecuaciones diferenciales algebraicas (DAEs) que se resuelven a partir de algoritmos similares al método de Newton. Las variables independientes que se emplean son la presión y la entalpía, ya que aseguran una variación más suave que no aportan otras variables como la temperatura o la calidad. Para más información sobre los modelos se pueden consultar los artículos referenciados del [12] al [17].

En la parte derecha se muestra el diagrama del ciclo de compresión completamente en gris, el cual va coloreando aquellas partes que se van definiendo, lo que supone una

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

ayuda visual adicional. Para empezar a definir tanto el evaporador como el condensador se hace click en “Standalone Heat Exchanger” del menú principal, de forma que se abre la siguiente ventana.

The screenshot shows a software window for configuring a heat exchanger. It is divided into two main sections: 'Parametrics' on the left and 'Working mode' on the right. The 'Parametrics' section includes a checkbox for 'Enable Parametrics', a dropdown for 'Heat Exchanger Type' (set to 'Coil'), a 'Secondary Fluid' section with 'Air' selected, and a 'Define Heat Exchanger' section with radio buttons for 'Outlet Temperature' (32 °C) and 'Flow Rate' (5000 m³/h). The 'Working mode' section has radio buttons for 'Condenser' (selected) and 'Evaporator'. Below this is the 'Internal Fluid' section with 'R22' selected, and 'Operating Conditions' set to 'Inlet Conditions & Subcooling'. Input fields for 'Inlet Sat. Temp.' (50 °C), 'Inlet Sat. Press.' (2000 kPa), 'Inlet Temperature' (90 °C), 'Inlet Superheat' (40 °C), and 'Subcooling' (5 °C) are present. At the bottom, there are two buttons: 'Define Heat Exchanger' (highlighted with a blue border) and 'Load Heat Exchanger'.

Figura 49. Ventana para definir los parámetros del intercambiador de calor.

En la columna de la izquierda se puede activar el cálculo de los paramétricos cuya importancia se ha explicado con más detalle en el apartado 3.4. Si se emplea esta opción, las variables seleccionadas se desactivan de esta ventana, ya que sus valores se introducen en otra ventana para crear el estudio paramétrico. También se puede definir el tipo de intercambiador que se va a evaluar y el fluido con el que intercambia energía denominado “secundario”. Como parámetros de diseño, se puede modificar el valor de la temperatura y presión de entrada y, a continuación, se muestran tres campos con dos posibles opciones. Sólo uno de ellos sirve para el cálculo de las ecuaciones internas del programa, ya que ambos proporcionan al final la misma información. En la columna de la derecha se marca el refrigerante empleado y las condiciones de operación del intercambiador, las cuales cambian dependiendo si trabaja como condensador o como evaporador.

Con todos los campos rellenos se pasa a la siguiente ventana haciendo click en “Define Heat Exchanger”.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Working Mode
 Condenser Evaporator

General Dimensions

Number of Rows (R): 3
Number of Tubes per Row (N): 38
Exchanger Width: 0.86 m
Longit. Spacing (L): 22 mm
Trans. Spacing (T): 25.4 mm
Number of Circuits: 6

Define Circuits

Core Height: 965.2 mm Inactive Tubes: 10
Core Depth: 66 mm Compactness Ratio: 881.94 m²/m³

Input/Output Pressure Losses

Refrigerant Inlet Capillary Tube Pressure Losses EnhF: 1
Refrigerant Outlet Capillary Tube

Define Pressure Losses

Tube Data

Tube Material: Copper Add Modify
Size: Outer Diameter: 9.525 mm Thickness: 0.8 mm
Surface: Inner Surface: Smooth

Fin Data

Thickness: 0.1 mm Fin Pitch: 2.1 mm
Type: Plain Material: Aluminium
Add Fin Material Modify Fin Material
 Tube/Fin Contact Area: 16 mm²

Enhancement Factors

	Refrigerant	Air
Heat Transfer:	1	1
Pressure Drop:	1	1

Cancel Define Correlations Save Heat Exchanger Ok

Figura 50. Ventana para acabar de definir el intercambiador.

Comenzando también por la columna izquierda, se observa que el modo de funcionamiento no se puede cambiar puesto que ya se ha definido en la anterior ventana. El siguiente apartado se corresponde al diseño del propio intercambiador, al cual se puede acceder haciendo click en “Define Circuits”.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

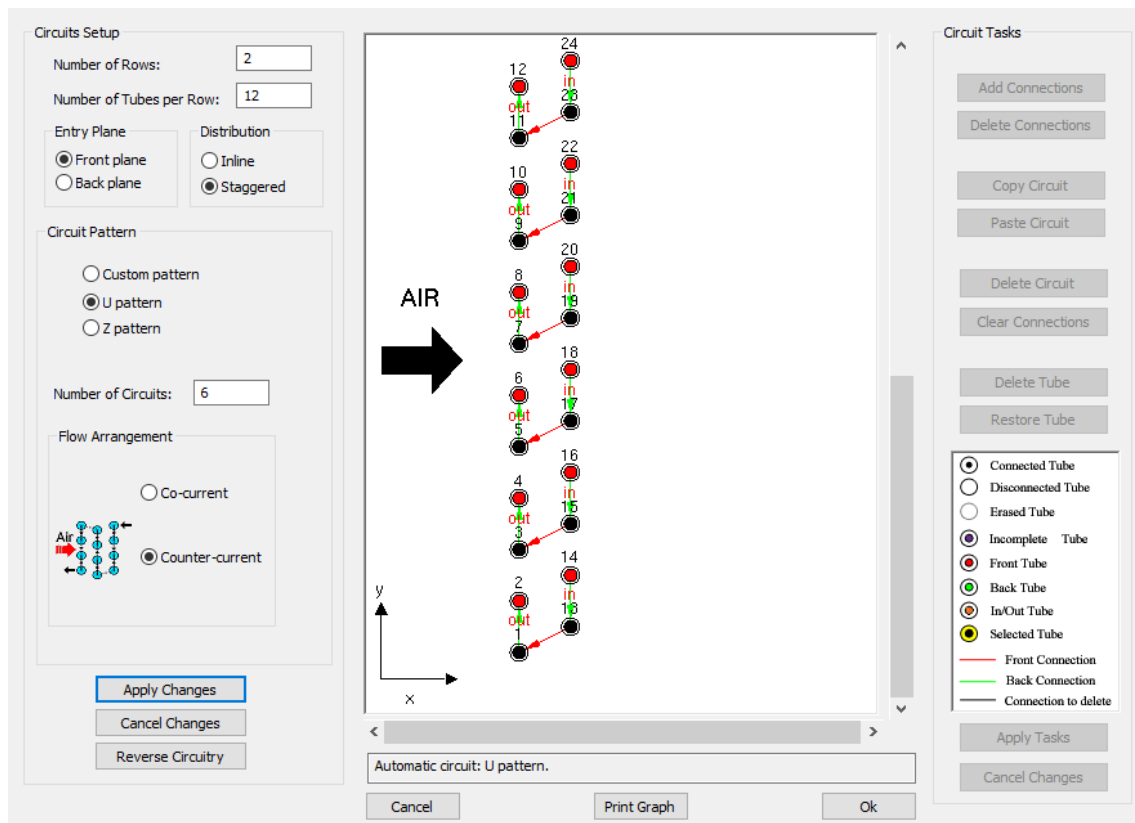


Figura 51. Ventana para definir el circuito del intercambiador.

En él se puede definir el número de filas y columnas además del plano de entrada del fluido secundario, la conexión de los tubos, el patrón que sigue el fluido, el número de circuitos o la dirección del flujo. Al hacer click en “Apply Changes” se modifica el dibujo mostrado en la parte central cuya leyenda se muestra en la parte inferior derecha. En el caso de querer un circuito más personalizado se encuentra la columna izquierda que se activa al hacer click sobre “Custom pattern”. Al darle a “Ok” se vuelve a la ventana de la Figura 50, en la cual se acaba el diseño introduciendo los valores del ancho y espaciado longitudinal y transversal del intercambiador que vienen dados por el fabricante. En las pestañas grises de abajo se muestran resultados globales sobre altura y profundidad, tubos inactivos y la relación de compactación.

Una vez definido el circuito y volviendo a la Figura 50 se pueden indicar las pérdidas de presión en “Define Pressure Losses” si se trabaja con tubos capilares. En la columna derecha se introducen los datos sobre el material de los tubos, el tipo de superficie y otros factores asociados. En el caso de tener resultados experimentales que difieran del modelo, se puede ajustar mediante los “Enhancement Factors”, que básicamente aplican un coeficiente a ciertos aspectos para modificar su valor final. Después de este proceso el intercambiador está plenamente definido, de forma que se puede guardar y cargar en el conjunto a partir de las pestañas “Add Heat Exchanger” en la Figura 48 o “Load HE” en la Figura 49.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

El siguiente elemento importante del ciclo es el compresor, el cual se puede definir de muchas maneras posibles. En este trabajo se emplean los datos proporcionados por el catálogo del fabricante, quien tiene a su disposición un software con una base de datos muy amplia sobre sus productos que se puede descargar desde su página web (Copeland de Emerson [18] y Coolselector2 de Danfoss [19]). Dado que se ha decidido por emplear los compresores de Danfoss según se ha visto en el diseño, se emplean los datos mostrados en la Figura 41 en forma de tabla para completar la información demandada.

Compressor Definition

Title:

Compressor Data

Compressor Displacement: cm³ Oil Volume: dm³

Compressor Speed: rpm Heat Losses: %

Oil Circulation Rate: % Scale Factor:

External Inverter Efficiency: %

Compressor Efficiencies

Constant Efficiencies Single Point Adjustment

Default Efficiencies Detailed Efficiencies

Catalogue Data

Load Compressor

Cancel

Figura 52. Ventana principal de diseño del compresor.

Al hacer click en la pestaña marcada por el recuadro rojo de la Figura 52, se accede a otra ventana en la que se debe especificar la velocidad de giro nominal y las temperaturas de trabajo del evaporador y condensador. También se puede indicar el subenfriamiento o sobrecalentamiento producido además del refrigerante empleado.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Catalogue Data ×

Refrigerant:

Nominal Speed (rpm):
Number of values:

2900

Condensation Temperature (Dew) (°C):
Number of values (rows):

35	40	45
----	----	----

Evaporation Temperature (Dew) (°C):
Number of values (columns):

-5	0	5	10	15
----	---	---	----	----

Subcooling: K
 Liquid Temperature: °C

Superheat: K
 Suction Temperature: °C

Figura 53. Ventana para indicar los rangos de trabajo del compresor.

De esta forma, al darle a la pestaña marcada en azul de la Figura 53, se muestra otra ventana en la que se pide la potencia frigorífica que tiene el ciclo y la potencia del compresor para todas las combinaciones posibles de temperaturas de trabajo, datos que se pueden encontrar en los softwares específicos de los fabricantes.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Catalogue Data ×

Nominal Speed (rpm):

Cooling Capacity (kW):

	-5 °C	0 °C	5 °C	10 °C	15 °C
35 °C					
40 °C					
45 °C					

Compressor Power (kW):

	-5 °C	0 °C	5 °C	10 °C	15 °C
35 °C					
40 °C					
45 °C					

<<

Figura 54. Ventana de la tabla de potencias para las temperaturas de funcionamiento.

Los únicos datos que faltan por completar son los del refrigerante y accesorios. El primer caso se puede resolver fácilmente a partir de la Figura 48 en la parte superior derecha, en la cual se despliega un largo listado de refrigerantes que se pueden emplear para el ciclo en cuestión. El segundo caso depende de los complementos que se vayan a utilizar en la bomba de calor; para este proyecto en concreto, sólo es necesario incluir la información correspondiente de las tuberías.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Pipes ×

	Suction Line	Discharge Line	Liquid Line
Material:	Copper	Copper	Copper
External Diameter:	12.70 (1/2") mm	12.70 (1/2") mm	12.70 (1/2") mm
Pipe Thickness:	0.813 mm	0.813 mm	0.813 mm
Length:	1 m	1 m	1 m
	Accessories PD	Accessories PD	Accessories PD
Friction Press. Loss. EnhF:	1	1	1
Inlet Height:	0 m	0 m	0 m
Outlet Height:	0 m	0 m	0 m
Insulation:	none	none	none
Insulation Thickness:	1 mm	1 mm	1 mm
External Heat Transfer:	Natural convection (horiz)	Natural convection (horiz)	Natural convection (horiz)
Heat Transfer EnhF:	1	1	1
External Temperature:	20 °C	20 °C	20 °C
Air Velocity:	0 m/s	0 m/s	0 m/s
ExtraSH:	0 °C	Desuperheat: 0 °C	ExtraSC: 0 °C

Cancel Add Material Add Insulation Ok
Modify Material Modify Insulation

Figura 55. Ventana sobre el diseño de las tuberías.

5. Resultados y discusión

Con todos los datos de diseño implementados en IMST-ART se procede a obtener los resultados en cuanto a potencia declarada por el programa y eficiencia correspondiente a los distintos puntos de trabajo. El estudio se centra en dos configuraciones distintas pero que son igualmente importantes de cara a su comercialización:

- **Ecodiseño:** es el modo de trabajo que exige la normativa europea para certificar que la máquina diseñada cumple con los límites impuestos de eficiencia energética estacional. Se determinan una serie de puntos con los que se asocia una temperatura de trabajo para cada batería, de manera que las corrientes de aire se manipulan para que se trabaje en las condiciones adecuadas. En el caso de la batería interior es necesario realizar un 100% de recirculación, es decir, el aire de expulsión no va al exterior, sino que circula a través de la batería para volver a impulsarse.

Punto de clasificación	Temperatura exterior	Factor de carga parcial	Intercambiador de calor de exterior	Intercambiador de calor de interior
Acondicionadores de aire aire-aire				
	T_j (°C)		Temperaturas del aire exterior con el termómetro seco (°C)	Temperaturas del aire interior con el termómetro seco (termómetro húmedo) (°C)
A	35	100 %	35	27 (19)
B	30	74 %	30	27 (19)
C	25	47 %	25	27 (19)
D	20	21 %	20	27 (19)

Tabla 33. Puntos de evaluación de los acondicionadores aire-aire para refrigeración [3].

Punto de clasificación	T_j (°C)	Factor de carga parcial	Temperaturas del aire exterior con el termómetro seco (termómetro húmedo) (°C)	Temperaturas del aire interior con el termómetro seco (°C)
A	- 7	88 %	- 7 (- 8)	20
B	+ 2	54 %	+ 2 (+ 1)	20
C	+ 7	35 %	+ 7 (+ 6)	20
D	+ 12	15 %	+ 12 (+ 11)	20
E	T_{oi}	depende de T_{oi}	$T_j = T_{oi}$	20
F	T_{biv}	depende de T_{biv}	$T_j = T_{biv}$	20

Tabla 34. Puntos de evaluación de los acondicionadores aire-aire para calefacción [3].

Tal y como se observa en la tabla, tanto la temperatura bivalente como la temperatura límite de funcionamiento en calefacción las determina el fabricante. A falta de datos más concretos, se van a estimar ambas temperaturas en $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- **Baja ocupación:** este caso se corresponde con un modo de funcionamiento real de la máquina. En los catálogos comerciales existen modelos para alta ocupación (AO) y baja ocupación (BO). En BO se permite recircular una cantidad alta de aire de expulsión ya que la calidad del aire de impulsión no ha de ser muy exigente, debido a que el local a climatizar no tiene un aforo considerable. Por el contrario, en AO se requiere una ventilación más limpia y se recircula menos, de manera que se impulsa más aire del exterior dentro de la máquina. El principal inconveniente que presenta un diseño en AO es el cambio en el salto de temperaturas en el evaporador, ya que se recircula menos caudal, lo que modifica el caudal de trabajo del mismo y el resto de parámetros de diseño de la batería se ven afectados. Por tanto, sólo se evalúa la máquina en BO puesto que en AO se ha de diseñar una máquina distinta y, en consecuencia, las conclusiones sobre las recuperaciones serán diferentes.

5.1. Recuperación convencional

Como se ha mencionado en puntos anteriores, para caudales superiores a $0,5\text{ m}^3/\text{s}$ el RITE obliga a instalar un recuperador de calor con una eficiencia mínima en calor sensible, tal y como recoge la Tabla 3. En definitiva, para 600 horas de funcionamiento y un caudal exterior impulsado de $8300\text{ m}^3/\text{h}$, el recuperador ha de trabajar con un 44% de eficiencia. Los esquemas de funcionamiento junto con los caudales empleados son los siguientes, en los que las flechas indican la dirección y sentido del flujo de aire a través del condensador (en rojo) y el evaporador (en azul). Los diagramas se plantean para la máquina cuando trabaja en modo refrigeración, ya que en calefacción las funciones de las baterías se intercambian.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

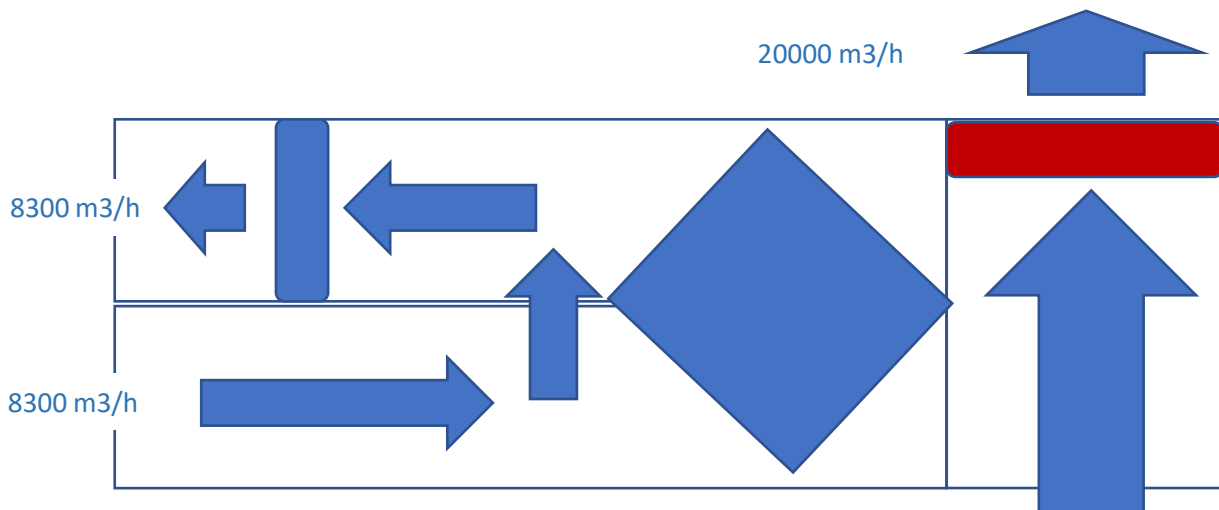


Figura 56. Esquema de funcionamiento de la recuperación convencional en condiciones de ecodiseño.

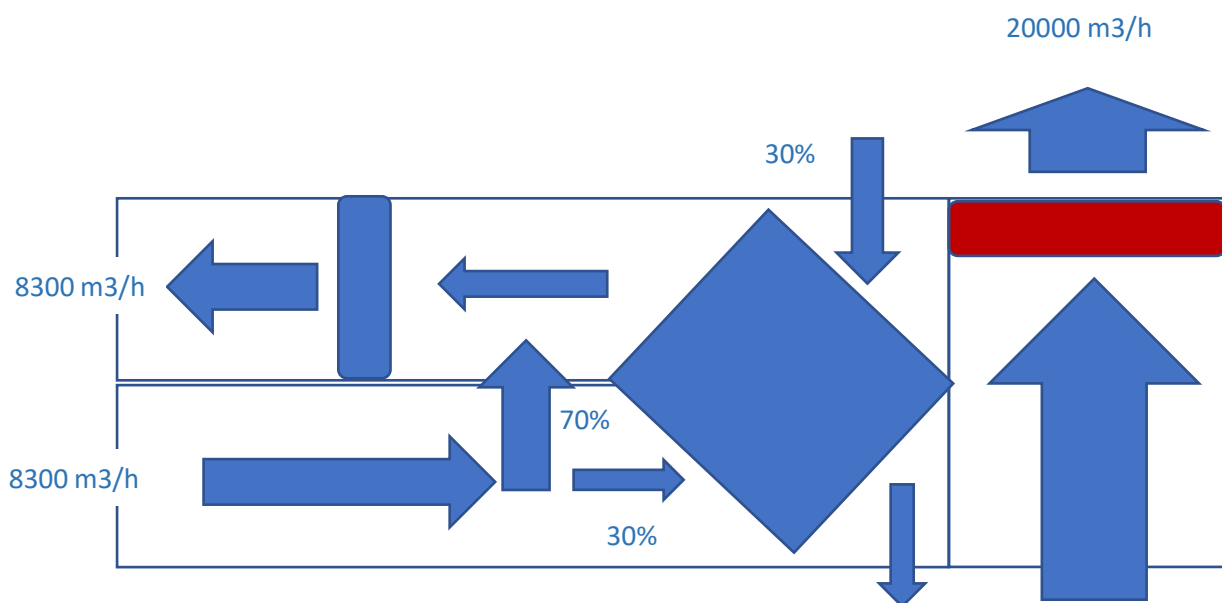


Figura 57. Esquema de funcionamiento de la recuperación convencional en condiciones de funcionamiento real.

Los puntos de ensayo para condiciones de ecodiseño se corresponden con los especificados por la norma, con algunas suposiciones en las temperaturas húmedas.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

	T _{s,cond} (°C)	T _{h,cond} (°C)	T _{s,evap} (°C)	T _{h,evap} (°C)
Modo <i>cooling</i>	35	24	27	19
	30	22	27	19
	25	20	27	19
	20	19	27	19
Modo <i>heating</i>	20	15	-7	-8
	20	15	2	1
	20	15	7	6
	20	15	12	11
	20	15	-10	-11
	20	15	-22	-22,4

Tabla 35. Puntos de ensayo para la recuperación termodinámica en condiciones de ecodiseño.

En definitiva, los resultados obtenidos para refrigeración en condiciones de ecodiseño son los siguientes:

Punto clasificación	Compresor	Potencia frigorífica declarada (kW)	EER
A	DSH 195	46,00	2,83
B	DSH 105	33,10	4,65
C	DSH 90	30,87	5,97
D	DSH 90	32,20	7,00

Tabla 36. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
4,98	196%	YES	B

Tabla 37. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.

En el caso de calefacción se determina la potencia declarada junto con los límites superior e inferior correspondientes a un intervalo de $\pm 10\%$.

Estación	T _{diseño} (°C)	P _{diseño} (kW)	1,1·P (kW)	0,9·P (kW)
Warmer (W)	-2	42,61	38,35	46,87
Average (A)	-10	30,77	27,69	33,85
Colder (C)	-22	21,08	18,97	23,19

Tabla 38. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.

A continuación, se realiza el ensayo para los dos compresores en solitario y los dos a la vez en modo tándem, de forma que se obtiene una tabla con las potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada temperatura exterior. Aquellas que no se encuentren dentro del intervalo expuesto anteriormente se marcan en rojo y se descartan. De entre las que quedan se escogen aquellos valores que proporcionen una mejor eficiencia para el cálculo del SCOP.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Ts,ext (°C)	P,declarada (kW)/COP,d (-)		
	DSH195	DSH105	DSH90
-7	33,5/2,89	19,11/3,35	16,1/3,38
2	42,61/3,31	25/4,06	21,35/4,17
7	48,13/3,52	28,73/4,48	24,68/4,66
12	54,24/3,72	32,8/4,93	28,3/5,2
-10	30,77/2,75	17,38/3,12	14,55/3,13

Tabla 39. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.

En la siguiente tabla se resume los datos seleccionados:

Punto clasificación	Ts,evap (°C)	P,declarada (kW)	COP,d
A	-7	19,11	3,35
B	2	21,35	4,17
C	7	28,73	4,48
D	12	28,30	5,20
E	-10	30,77	2,75
F	-10	30,77	2,75

Tabla 40. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.

Con dichos datos se obtiene la eficiencia estacional correspondiente:

Results			Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
Heating season	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	3,90	153%	YES	A
Average (A)	3,51	137%	YES	A
Colder (W)	3,38	132%	YES	A

Tabla 41. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.

En el caso de BO, se determinan las temperaturas de trabajo a partir del programa Psicro de la UPV mediante la herramienta "Proceso de recuperador sensible".

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

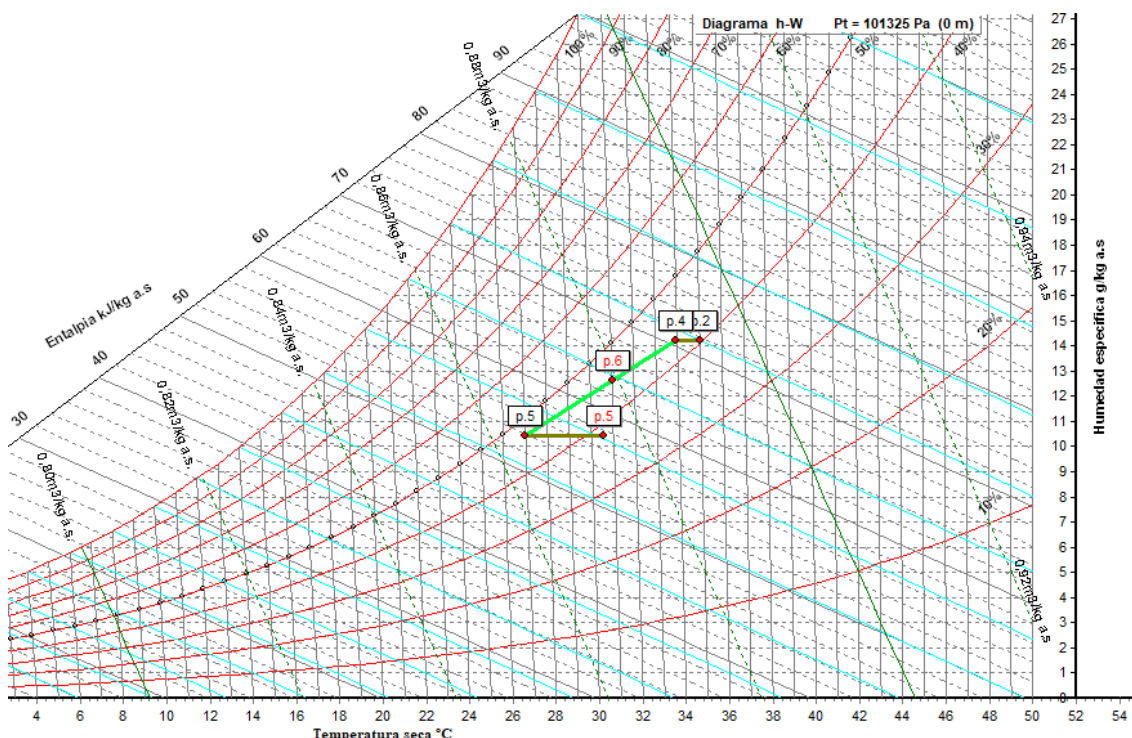


Figura 58. Diagrama psicrométrico de las corrientes de entrada y salida para la recuperación convencional.

	Ts,cond (°C)	Th,cond (°C)	Ts,evap (°C)	Th,evap (°C)
Modo cooling	35	24	28,3	20,2
	30	22	27,5	19,8
	25	20	26,7	19,4
	20	19	25,8	19,3
Modo heating	21,4	14,6	-7	-8
	22,3	15,6	2	1
	23,3	16,4	7	6
	24,3	17,4	12	11
	21,3	14,3	-10	-11
	19,9	13,5	-22	-22,4

Tabla 42. Puntos de ensayo para la recuperación termodinámica en condiciones de funcionamiento real.

A partir de aquí se siguen los mismos pasos establecidos anteriormente:

Punto clasificación	Compresor	Potencia frigorífica declarada (kW)	EER
A	DSH 195	47,25	2,89
B	DSH 105	33,54	4,68
C	DSH 90	30,89	5,91
D	DSH 90	32,07	7,07

Tabla 43. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
5,00	197%	YES	B

Tabla 44. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.

Estación	T,diseño (°C)	P,diseño (kW)	1,1·P (kW)	0,9·P (kW)
Warmer (W)	-2	42,00	37,80	46,20
Average (A)	-10	30,71	27,64	33,78
Colder (C)	-22	21,06	18,95	23,17

Tabla 45. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.

Ts,ext (°C)	P,declarada (kW)/COP,d (-)		
	DSH195	DSH105	DSH90
-7	33,36/2,67	18,94/3,17	15,98/3,22
2	42,00/2,99	24,59/3,76	21,05/3,88
7	47,04/3,10	28,06/4,04	24,17/4,21
12	52,49/3,20	31,77/4,31	27,49/4,54
-10	30,71/2,55	17,25/2,95	14,47/2,99

Tabla 46. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.

Punto clasificación	Ts,evap (°C)	P,declarada (kW)	COP,d
A	-7	33,36	2,67
B	2	21,05	3,88
C	7	28,06	4,04
D	12	31,77	4,31
E	-10	30,71	2,55
F	-10	30,71	2,55

Tabla 47. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.

Results			Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
Heating season	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	3,40	133%	YES	A
Average (A)	3,35	131%	YES	A
Colder (W)	2,87	112%	NO	A

Tabla 48. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.

5.2. Recuperación termodinámica

Como primera alternativa a la opción convencional se evalúa la recuperación termodinámica en la que, en refrigeración, el condensador se sitúa en la zona de expulsión del aire de zona para trabajar en un salto de temperaturas menor y conseguir una mejor eficiencia. El esquema de funcionamiento se observa en las siguientes figuras:

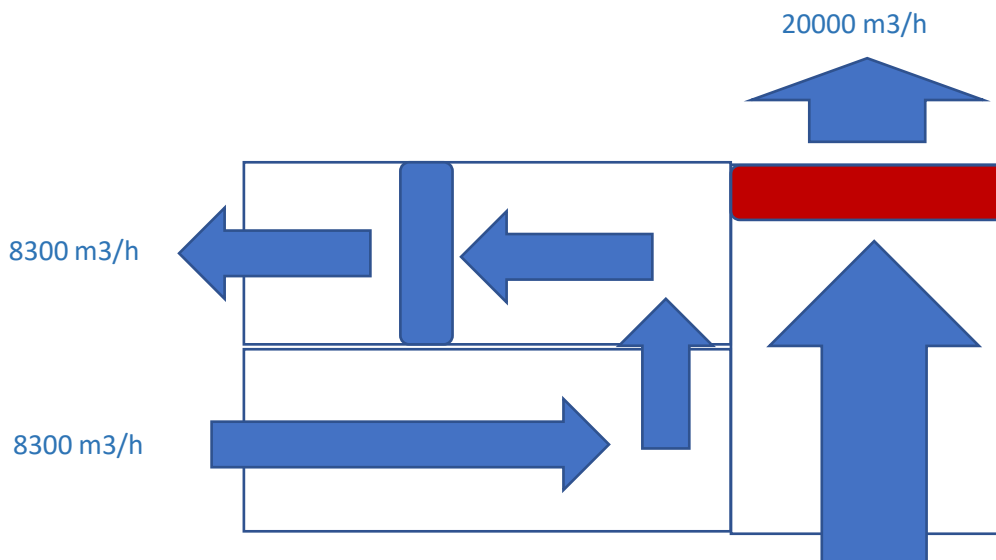


Figura 59. Esquema de funcionamiento de la recuperación termodinámica en condiciones de ecodiseño.

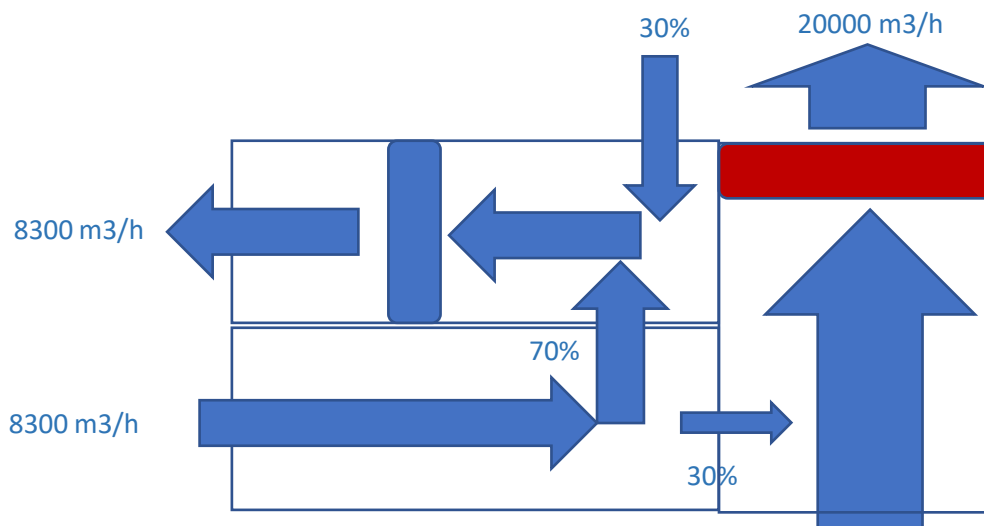


Figura 60. Esquema de funcionamiento de la recuperación termodinámica en condiciones de funcionamiento real.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Si se analiza el esquema en condiciones de ecodiseño con respecto al que emplea el recuperador convencional, se concluye que las temperaturas de trabajo van a ser las mismas ya que, en el caso del recuperador, éste no realiza ninguna función. Por tanto, la eficiencia estacional es la misma en ambos casos, de manera que comparte las tablas de resultados mostradas en el apartado anterior.

En el caso de BO, se determinan las temperaturas de trabajo a partir del programa Psicro y con la mezcla de caudales según muestra el esquema de funcionamiento.

	Ts,cond (°C)	Th,cond (°C)	Ts,evap (°C)	Th,evap (°C)
Modo cooling	34	23,4	29,4	20,5
	29,6	21,6	27,9	19,9
	25,2	19,9	26,4	19,3
	20,9	19	24,9	19
Modo heating	11,4	9,1	-3,9	-4,6
	14,4	11,3	4,1	3
	16	12,5	8,6	7,2
	17,6	13,8	13	11,5
	10,7	8,7	-6,6	-7
	6	5,7	-16,6	-17

Tabla 49. Puntos de ensayo para la recuperación termodinámica en condiciones de funcionamiento real.

A partir de aquí se siguen los mismos pasos establecidos anteriormente:

Punto clasificación	Compresor	Potencia frigorífica declarada (kW)	EER
A	DSH 195	48,24	3,00
B	DSH 105	33,79	4,75
C	DSH 90	30,79	5,90
D	DSH 90	31,74	6,98

Tabla 50. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
5,04	199%	YES	A

Tabla 51. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.

Estación	T,diseño (°C)	P,diseño (kW)	1,1·P (kW)	0,9·P (kW)
Warmer (W)	-2	45,36	40,82	49,90
Average (A)	-10	34,66	31,19	38,126
Colder (C)	-22	25,75	23,18	28,33

Tabla 52. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Ts,ext (°C)	P,declarada (kW)/COP,d (-)		
	DSH195	DSH105	DSH90
-7	37,2/3,51	21,68/4,23	18,24/4,26
2	45,36/3,66	27/4,71	23,14/4,88
7	49,95/3,71	30,36/4,95	26,16/5,21
12	55/3,75	33,78/5,17	29,24/5,52
-10	34,66/3,42	19,96/4,6	16,7/4,02

Tabla 53. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.

Punto clasificación	Ts,evap (°C)	P,declarada (kW)	COP,d
A	-7	37,2	3,51
B	2	23,14	4,88
C	7	26,16	5,21
D	12	33,78	5,17
E	-10	34,66	3,42
F	-10	34,66	3,42

Tabla 54. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.

Results			Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
Heating season	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	3,82	150%	YES	A
Average (A)	4,29	169%	YES	A
Colder (W)	3,72	146%	YES	A

Tabla 55. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.

5.3. Recuperación híbrida

En este modo se opta por realizar un subenfriamiento mayor al instalar una tercera batería, de modo que se obtiene una mayor potencia de condensación y, en consecuencia, de evaporación. Esta batería (representada en el diagrama en rojo más claro) debe trabajar a una temperatura menor al condensador principal para que el refrigerante se encuentre en las condiciones adecuadas de intercambio de calor. Por tanto, una buena ubicación es en expulsión, y así también se aprovecha energía que en un principio va a ser desperdiciada. Los esquemas de funcionamiento son los siguientes:

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

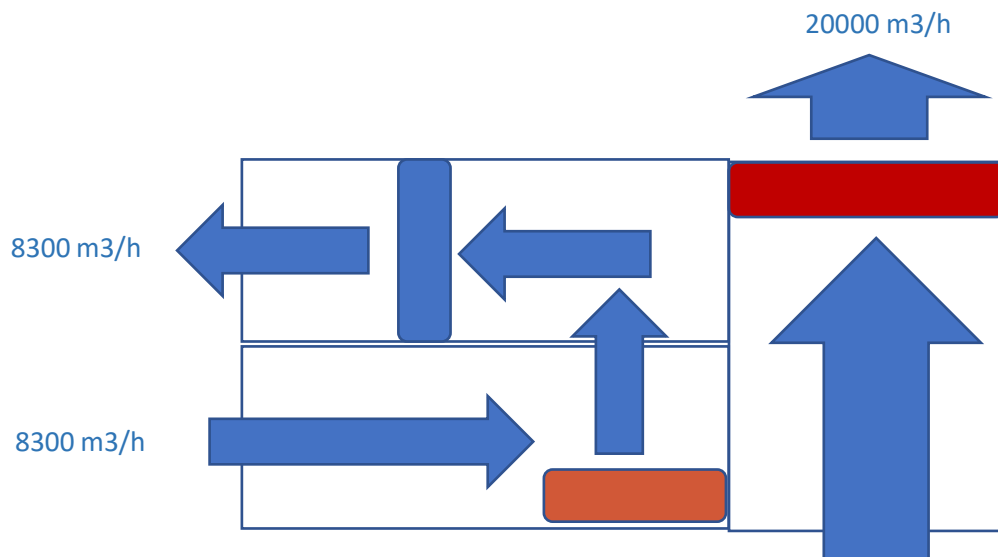


Figura 61. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de ecodiseño.

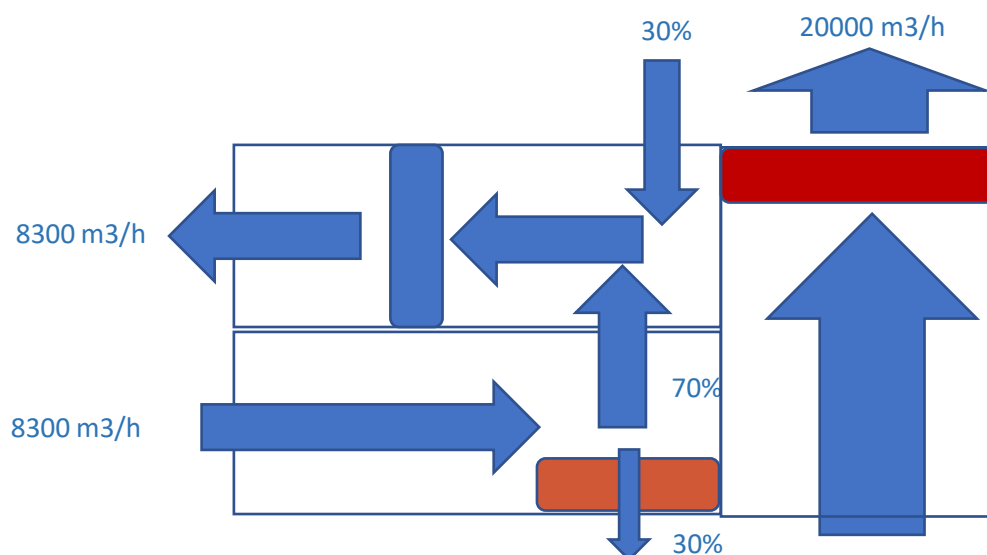
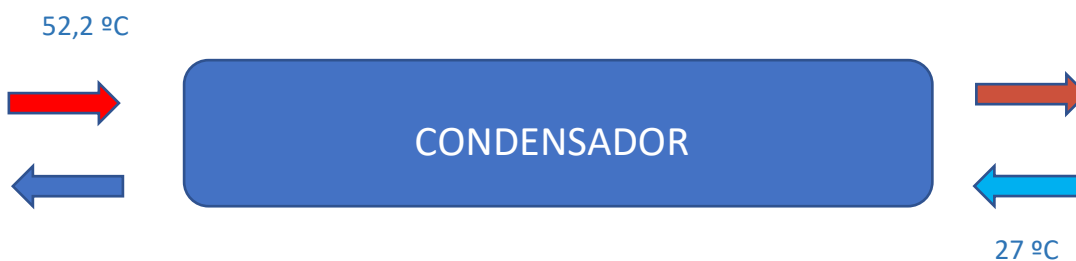


Figura 62. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de funcionamiento real.

Para determinar un subenfriamiento adecuado se realiza una aproximación a partir de la temperatura de condensación en el caso de tener como temperatura exterior 35 °C, con una configuración en contracorriente y una temperatura de expulsión de 27 °C.



Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Si se desea conocer la temperatura del refrigerante a la salida:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{Cp_{ref} \cdot (T_{e,ref} - T_{s,ref})}{Cp_{min} \cdot (T_{e,ref} - T_{e,air})} = \frac{52,2 - T_{s,ref}}{52,2 - 27}$$

Ecuación 18. Cálculo de la eficiencia de la batería correspondiente a la recuperación híbrida.

Con una eficiencia reducida del 50%, el refrigerante sale del condensador a 39,6 °C, lo que supone un salto aproximado de 12 °C.

Tal y como se observa en el esquema de funcionamiento en condiciones de ecodiseño, se tiene la misma configuración que en los dos casos estudiados anteriormente. En definitiva, la batería adicional no realiza trabajo alguno y las eficiencias resultantes son las mismas para las tres recuperaciones.

En cuanto a las condiciones de funcionamiento real o BO, se sigue el mismo procedimiento que el establecido para la recuperación convencional.

	Ts,cond (°C)	Th,cond (°C)	Ts,evap (°C)	Th,evap (°C)
Modo <i>cooling</i>	35	24	29,4	20,5
	30	22	27,9	19,9
	25	20	26,4	19,3
	20	19	24,9	19
Modo <i>heating</i>	11,4	9,1	-7	-8
	14,4	11,3	2	1
	16	12,5	7	6
	17,6	13,8	12	11
	10,7	8,7	-10	-11
	6	5,7	-22	-22,4

Tabla 56. Puntos de ensayo para la recuperación híbrida en condiciones de funcionamiento real.

Punto clasificación	Compresor	Potencia frigorífica declarada (kW)	EER
A	DSH 195	50,88	2,91
B	DSH 105	35,66	4,65
C	DSH 90	32,47	5,73
D	DSH 90	33,4	6,7

Tabla 57. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
4,89	193%	YES	B

Tabla 58. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Estación	T,diseño (°C)	P,diseño (kW)	1,1·P (kW)	0,9·P (kW)
Warmer (W)	-2	45,35	40,82	49,89
Average (A)	-10	32,64	29,38	35,90
Colder (C)	-22	23,01	20,71	25,31

Tabla 59. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.

Ts,ext (°C)	P,declarada (kW)/COP,d (-)		
	DSH195	DSH105	DSH90
-7	35,62/3,11	20,48/3,6	17,22/3,62
2	45,35/3,36	26,67/4,17	22,78/4,27
7	51,1/3,44	30,51/4,46	26,23/4,62
12	57,28/3,5	34,64/4,73	29,92/4,96
-10	32,64/2,98	18,62/3,38	15,55/3,37

Tabla 60. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.

Punto clasificación	Ts,evap (°C)	P,declarada (kW)	COP,d
A	-7	20,48	3,60
B	2	22,78	4,27
C	7	30,51	4,46
D	12	29,92	4,96
E	-10	32,64	2,98
F	-10	32,64	2,98

Tabla 61. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.

Results			Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
Heating season	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	3,81	149%	YES	A
Average (A)	3,57	140%	YES	A
Colder (W)	3,51	137%	YES	A

Tabla 62. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.

5.4. Recuperación dedicada

A pesar de haber obtenido el diseño anterior, para estudiar la viabilidad de la recuperación dedicada es necesario modificar los intercambiadores de nuevo. La definición de este modo de recuperación consiste en dos bombas de calor con distinta ubicación del condensador, de manera que la suma de las potencias nominales es igual a 50 kW. Por tanto, este planteamiento no sólo indica que se han de cambiar parámetros en los intercambiadores para modificar la potencia, sino que se desconoce la potencia individual de cada una para que trabajen de la forma más eficiente posible.

Este dilema se puede resolver a partir de un estudio más académico. Se supone que la máquina proporciona 1000 m³/h a una temperatura de impulsión de 15° C, de forma que 300 m³/h vienen del exterior a 35 °C y 700 m³/h son recirculados por trabajar en

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

baja ocupación a 27 °C (temperaturas especificadas según Reglamento 2016/2281). Con el programa Psicro se obtienen las características del punto de mezcla y del resto de puntos considerados.

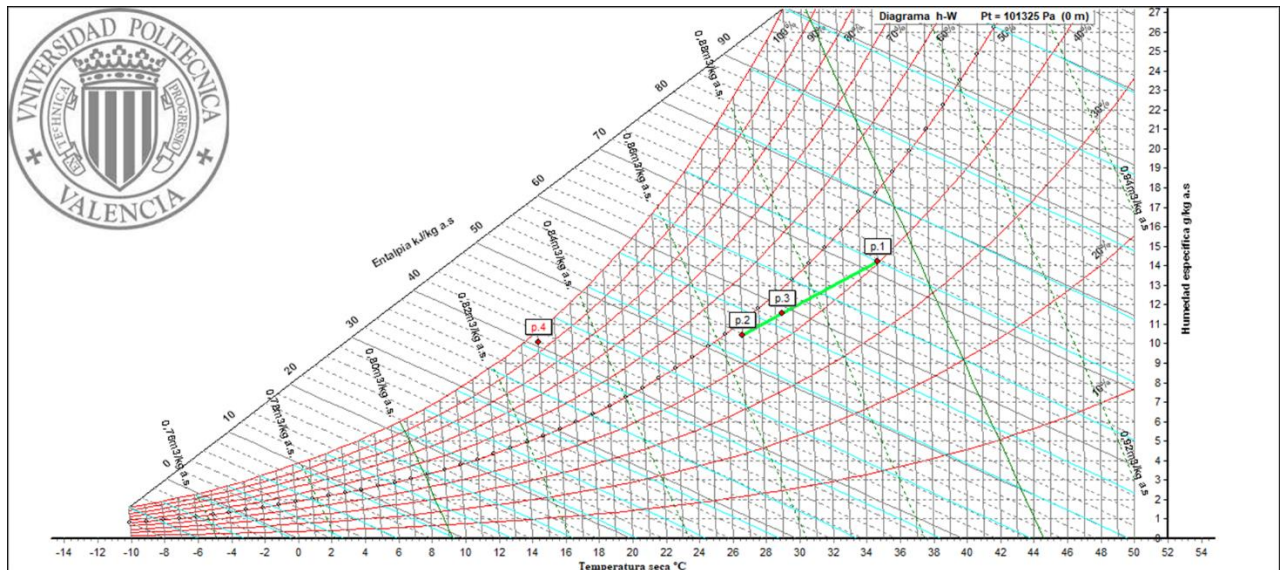


Figura 63. Diagrama psicrométrico de los puntos planteados.

Etiqueta	Proceso	Q (m3/h)	Ts (°C)	Th (°C)	h (kJ/kg)	W (g/kg)	Pv (Pa)	ve (m3/kg)
p.1	Corriente	300	35	24	71,7	14,2	2267	0,8929
p.2	Corriente	700	27	19	53,8	10,5	1674	0,8646
p.3	Mezcla	1000	29,4	20,6	59,1	11,6	1849	0,8729
p.4	Corriente	1000	15	14,5	40,6	10,1	1619	0,8295

Tabla 63. Propiedades de las corrientes empleadas en el programa Psicro.

De los datos anteriores se deduce que la diferencia de entalpías entre p.3 y p.4, es decir, $\Delta h_{3-4} = h_3 - h_4 = 59,1 - 40,6 = 18,5$ kJ/kg, es debido al evaporador de la máquina frigorífica instalada. Con una potencia de diseño de 50 kW se calcula el caudal másico de aire necesario:

$$P = m \cdot \Delta h \rightarrow m = \frac{P}{\Delta h} = \frac{50}{18,5} = 2,7 \text{ kg/s}$$

Ecuación 19. Cálculo del caudal másico de aire necesario en el roof-top.

Dado que en BO se recircula un 70% del caudal total extraído, el 30% restante es el que pasa a través del condensador ubicado en expulsión, el correspondiente a la recuperación dedicada, de modo que $m_{\text{ext}} = 0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 2,7 = 0,81$ kg/s. Respecto a la eficiencia de dicha recuperación suponemos también que es del 100%, de manera que,

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

al evaluar las temperaturas de entrada y salida en el evaporador y condensador de la bomba de calor, se obtiene la temperatura de salida del condensador:

$$\eta_{dedicada} = 1 = \frac{T_{sal,cond} - T_{entr,cond}}{T_{sal,evap} - T_{entr,evap}} = \frac{T_{sal,cond} - 27}{35 - 27} \rightarrow T_{sal,cond} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ecuación 20. Cálculo de la temperatura de salida del condensador a partir de las hipótesis realizadas.

Con estos datos se puede calcular la potencia en el condensador de expulsión:

$$Q_{cond} = m_{ext} \cdot Cp \cdot \Delta T = 0,81 \cdot 1 \cdot (35 - 27) = 6,48 \text{ kW}$$

Ecuación 21. Cálculo de la potencia del condensador ubicado en expulsión.

Por otro lado, la norma UNE-EN 14825:2016 [21] establece el cálculo del SCOP y SEER a partir de las eficiencias estacionales mínimas marcadas por el reglamento 2016/2281. En el caso de refrigeración el mínimo establecido es 138%, aunque se va a elevar hasta 143% para considerar pérdidas que no se hayan tenido en cuenta en la fase de diseño y que proporcionen un margen de seguridad.

$$\eta_{sc} = 1,43 = \frac{SEER_{objetivo}}{2,5} - 0,03 \rightarrow SEER_{objetivo} = 2,5 \cdot (1,43 + 0,03) = 3,65$$

Ecuación 22. Cálculo del SEER que debe tener la máquina para cumplir con la normativa de ecodiseño.

$$SEER_{objetivo} = 3,65 = \frac{Q_{ref}}{Q_{cond} - Q_{ref}} \rightarrow Q_{ref} = \frac{3,65 \cdot 6,48}{1 + 3,65} = 5,09 \text{ kW}$$

Ecuación 23. Cálculo de la potencia nominal de la bomba de calor más pequeña.

En definitiva, para una potencia de diseño conjunta de 50 kW y una eficiencia de la bomba de calor que se encarga de la recuperación dedicada del 100%, se requiere una potencia para dicha bomba de unos 5 kW y de 45 kW para la convencional.

Una vez se ha definido la potencia nominal de cada una de las máquinas se procede a realizar los cálculos correspondientes para evaluar la eficiencia que proporciona. El esquema de funcionamiento correspondiente es el que se observa en las siguientes figuras, en los que la batería de 45 kW tiene colores más fuertes y la de 5 kW más claros:

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

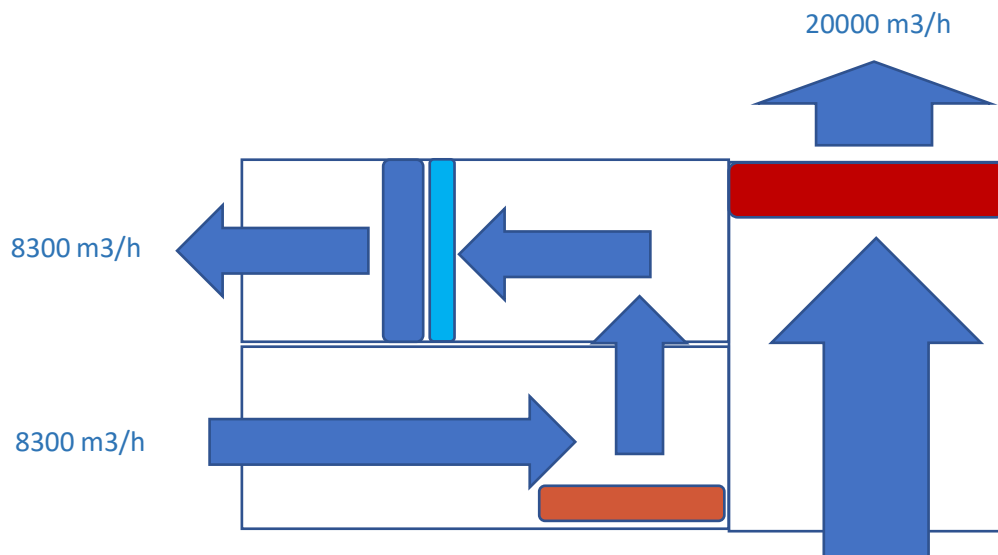


Figura 64. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de ecodiseño.

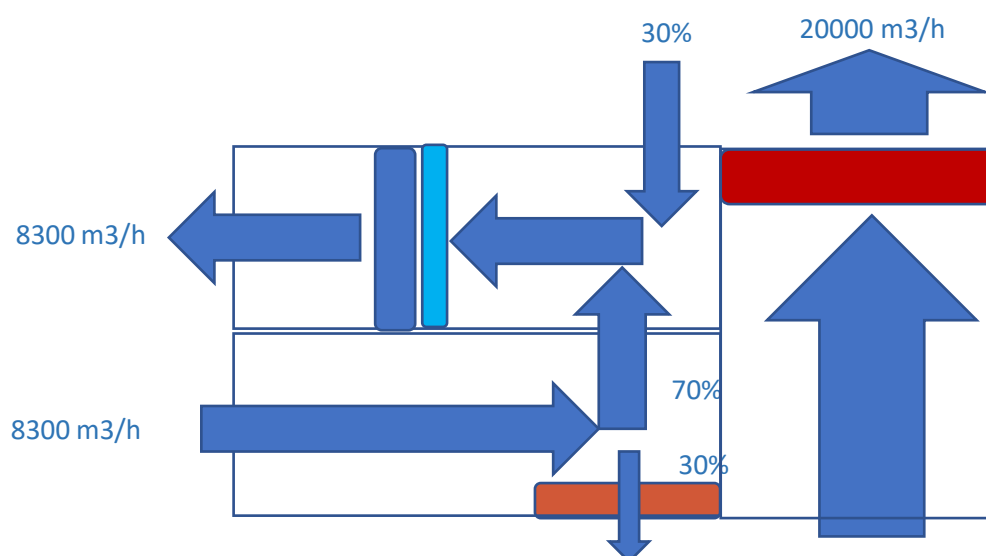


Figura 65. Esquema de funcionamiento de la recuperación híbrida en condiciones de funcionamiento real.

Es una configuración idéntica a la diseñada en la recuperación híbrida con el matiz de que la batería por la que circula el aire no recirculado pasa por un condensador, de manera que el caudal de éste se ve afectado y por tanto se condiciona su diseño. Otra razón por la que se debe modificar es el cambio en la demanda de potencia frigorífica: en la bomba de calor más grande se requieren 45 kW de potencia, pero como los compresores seleccionados dan 43,26 kW, se mantiene la configuración inicial. No obstante, la bomba de calor de 5 kW sí necesita cambios estructurales para estar acorde a las necesidades de la máquina, especialmente en el condensador al cambiar su caudal nominal de paso.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

De entrada, se mantienen los caudales empleados para estar en igualdad de condiciones que los otros modos de recuperación. Así pues, el 30% de aire de extracción que no se recicla y se expulsa a través del condensador al exterior es de **Qcond = 2490 m3/h**. Con el mismo supuesto de una diferencia de 10 °C, tal y como se define en el diseño original, se obtiene su potencia:

$$Q_{cond} = m_{ext} \cdot Cp \cdot \Delta T = \left(1,2 \cdot \frac{2490}{3600}\right) \cdot 1 \cdot 10 = 8,3 \text{ kW}$$

Ecuación 24. Cálculo de la potencia del condensador para la máquina de 5 kW.

Por otro lado, es importante elegir adecuadamente el compresor que va a trabajar en esta bomba de calor. A través de Coolselector2 se realiza la búsqueda pertinente con la variación en la potencia frigorífica, ya que las temperaturas de trabajo de las baterías son en principio las mismas al no cambiar las temperaturas de entrada supuestas. El modelo seleccionado es el VZH028CH que entrega exactamente 5 kW en las condiciones marcadas. A partir de su ciclo de compresión se obtienen las siguientes tablas:

ΔT_{cond} (K)	15,2		ΔT_{evap} (K)	13
SC (K)	2		SH (K)	8
$T_{air,in}$ (°C)	35	30	25	20
$T_{cond,out}$ (°C)	52,2	47,2	42,2	37,2
$T_{cond,in}$ (°C)	97,56	92,05	85,71	78,92
$T_{air,in}$ (°C)	27	27	27	27
$T_{evap,in}$ (°C)	6	6	6	6
$T_{evap,out}$ (°C)	14	14	14	14

Tabla 64. Temperaturas de evaporación y condensación con cambios en la temperatura de salida del compresor.

A partir de las mismas ecuaciones que se emplean en el diseño original y el mismo coeficiente global de transmisión de calor se obtiene la nueva área del condensador.

T_{air,in_cond} (°C)	35	30	25	20
$T_{air,out}$ (°C)	44,41	39,44	34,44	29,43
DMLT _{cond} (K)	33,20	33,52	33,42	33,05
UA _{cond} (W/K)	249,99	247,61	248,36	251,15
A _{cond} (m ²)	12,50	12,38	12,42	12,56

Tabla 65. Cálculo del área necesaria en el condensador de la batería de 5 kW.

En definitiva, con un **Acond = 13 m2** se procede, para el mismo grado de compacidad (los datos geométricos se mantienen), a calcular el resto de parámetros de diseño de la batería, la cual ha de ser menor que la proyectada para 50 kW.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Tair,in_cond (°C)	35	30	25	20
Af,cond (m ²)	0,35	0,35	0,35	0,35
V (m ³)	0,01	0,01	0,01	0,01
Nrows	1,90	1,88	1,89	1,91
W (m)	0,68	0,68	0,68	0,68
H (m)	0,51	0,51	0,51	0,51
Ncol	20,37	20,37	20,37	20,37

Tabla 66. Dimensiones geométricas del condensador para cada temperatura exterior.

En comparación con el diseño original, el número de filas se mantiene en 2 mientras que el número de columnas desciende a 20. A su vez, tanto la altura como la anchura se ven reducidas a 510 y 680 milímetros respectivamente.

Con la parte de diseño finalizada, se procede a realizar los cálculos correspondientes para determinar la eficiencia energética estacional en cada modo de funcionamiento. En el caso de ecodiseño la bomba de calor de 5 kW no trabaja al no circular aire por su condensador. Así pues, dado que la potencia nominal proyectada para la máquina grande es algo menor a 50 kW y que se mantienen las características geométricas del diseño estándar, se prevé una eficiencia mejor para refrigeración y calefacción.

Punto clasificación	Compresor	Potencia frigorífica declarada (kW)	EER
A	DSH-HLJ	42,28	3,09
B	DSH 90	29,17	4,94
C	HLJ083T2	28,67	5,82
D	HLJ083T2	30,35	6,75

Tabla 67. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
5,00	197%	YES	A

Tabla 68. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.

Estación	T,diseño (°C)	P,diseño (kW)	1,1·P (kW)	0,9·P (kW)
Warmer (W)	-2	38,31	34,48	42,14
Average (A)	-10	27,49	24,74	30,24
Colder (C)	-22	18,95	17,06	20,85

Tabla 69. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Ts,ext (°C)	P,declarada (kW)/COP,d (-)		
	DSH-HLJ	DSH90	HLJ083T2
-7	30,02/3,01	16,09/3,38	15,25/3,36
2	38,31/3,49	21,35/4,17	19,80/4,17
7	43,32/3,74	24,68/4,66	22,78/4,67
12	48,86/4,00	28,3/5,2	26,08/5,22
-10	27,49/2,86	14,55/3,13	13,95/3,14

Tabla 70. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.

Punto clasificación	Ts,evap (°C)	P,declarada (kW)	COP,d
A	-7	30,02	3,01
B	2	19,80	4,17
C	7	24,68	4,66
D	12	26,08	5,22
E	-10	27,49	2,86
F	-10	27,49	2,86

Tabla 71. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.

Results			Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
Heating season	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	3,92	154%	YES	A
Average (A)	3,72	146%	YES	A
Colder (W)	3,18	124%	NO	A

Tabla 72. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.

En BO se muestra por separado las temperaturas de trabajo de cada máquina, ya que el aire de salida de la bomba de calor de 5 kW es la entrada a la bomba de calor de 45 kW. Los resultados siguen la misma metodología que se ha visto anteriormente.

	Ts,cond (°C)	Th,cond (°C)	Ts,evap (°C)	Th,evap (°C)
Modo cooling	27	19	29,4	20,5
	27	19	27,9	19,9
	27	19	26,4	19,3
	27	19	24,9	19
Modo heating	11,4	9,1	20	15
	14,4	11,3	20	15
	16	12,5	20	15
	17,6	13,8	20	15
	10,7	8,7	20	15
	6	5,7	20	15

Tabla 73. Puntos de ensayo para la máquina de 5 kW en condiciones de funcionamiento real.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

	Ts,cond (°C)	Th,cond (°C)	Ts,evap (°C)	Th,evap (°C)
Modo cooling	35	24	26,6	19,7
	30	22	25,3	19,1
	25	20	23,9	18,5
	20	19	22,5	18,3
Modo heating	12,5	9,6	-7	-8
	15,9	11,9	2	1
	17,7	13,2	7	6
	19,6	14,5	12	11
	11,7	9,1	-10	-11
	6,7	6,0	-22	-22,4

Tabla 74. Puntos de ensayo para la máquina de 45 kW en condiciones de funcionamiento real.

Punto clasificación	Compresor	Potencia frigorífica declarada (kW)	EER
A	DSH-HLJ	50,54	3,25
B	DSH 90	36,33	4,71
C	HLJ083T2	34,97	5,21
D	HLJ083T2	36,04	5,78

Tabla 75. Potencias frigoríficas declaradas y EER correspondientes de cada punto de trabajo.

Results		Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
SEER	η_{sc}		
4,57	180%	YES	A

Tabla 76. SEER y eficiencia energética estacional de refrigeración, así como su clase y conformidad con el reglamento.

Estación	T,diseño (°C)	P,diseño (kW)	1,1·P (kW)	0,9·P (kW)
Warmer (W)	-2	35,87	32,28	39,46
Average (A)	-10	27,74	24,97	30,51
Colder (C)	-22	18,86	16,97	20,75

Tabla 77. Potencias de diseño para cada una de las estaciones indicadas por la norma.

Ts,ext (°C)	P,declarada (kW)/COP,d (-)		
	DSH-HLJ	DSH90	HLJ083T2
-7	29,51/3,69	19,96/4,99	19,88/5,20
2	35,87/3,80	24,20/5,24	23,35/5,36
7	39,90/3,87	26,85/5,39	25,68/5,51
12	44,36/3,92	29,64/5,53	28,19/5,66
-10	27,74/3,64	18,76/4,90	19,04/5,16

Tabla 78. Potencias declaradas y eficiencias correspondientes para cada punto y combinación de compresores.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Punto clasificación	Ts,evap (°C)	P,declarada (kW)	COP,d
A	-7	19,88	5,20
B	2	35,87	3,80
C	7	25,68	5,51
D	12	28,19	5,66
E	-10	19,04	5,16
F	-10	19,04	5,16

Tabla 79. Potencias declaradas y eficiencias seleccionadas para las temperaturas de trabajo de cada punto.

Results			Conformity with regulation (EU) 2016/2281	Efficiency class
Heating season	SCOP	η_{SH}		
Warmer (W)	4,90	193%	YES	A
Average (A)	3,88	152%	YES	A
Colder (W)	3,81	150%	YES	A

Tabla 80. SCOP y eficiencia energética estacional de calefacción, así como su clase y conformidad con el reglamento.

5.5. Discusión de los resultados

A la vista de la cantidad de datos disponibles para decidir si alguna de las alternativas al modo convencional presenta una mayor eficiencia, es importante determinar el modo más apropiado para realizar la comparación. Si se analiza los flujos de aire en ecodiseño, es evidente que una máquina de aire acondicionado no puede trabajar de esa forma, principalmente porque hay un 100% de recirculación para mantener la batería interior a la temperatura de zona. Por tanto, los resultados que se obtienen de este modo deben tratarse como una certificación de que cumplen con la normativa europea de diseño ecológico, que es la que fuerza la máquina a trabajar en esos puntos.

Por otro lado, las condiciones en funcionamiento real o BO representan fielmente el estado de trabajo de la máquina, ya que se realiza una recirculación del aire para mejorar la eficiencia, pero existe una expulsión al exterior y, en consecuencia, se renueva el aire que se impulsa en la zona. En este modo el RITE exige un recuperador de calor con unos requerimientos mínimos, lo que da pie a buscar alternativas que permitan entregar más potencia para un consumo parecido. Los resultados obtenidos se pueden resumir en la tabla siguiente:

	Pn (kW)	SEER (-)	η_{sc} (%)	η_{sh} (%)
Rec. convencional	47,25	5,00	197	131
Rec. termodinámica	48,24	5,04	199	169
Rec. híbrida	50,88	4,89	193	140
Rec. dedicada	50,54	4,57	180	152

Tabla 81. Resultados de eficiencia estacional y SEER para BO en modo cooling.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

A primera vista, el modo de recuperación que mejores prestaciones aporta es la termodinámica, que se traduce en un menor trabajo del compresor para la misma potencia frigorífica y, en consecuencia, en un ahorro de energía. También cabe destacar que todos los modos aportan aproximadamente 50 kW en refrigeración. No obstante, es importante entender la razón por la que las otras dos alternativas se quedan atrás en cuanto a eficiencia para las condiciones estudiadas, y para ello es imprescindible acudir al ciclo de compresión a través del software IMST-ART.

En las tablas siguientes se aportan los datos más relevantes para realizar la comparativa entre los modos de recuperación alternativos y el modo convencional, el cual es obligatorio a instalar por el RITE, para ver si existe un tipo de recuperación más eficiente que se pueda emplear como sustituto. En primer lugar, se realiza la comparación entre la convencional y la termodinámica a partir de las tablas siguientes.

	DSH 195	DSH 105	DSH 90	DSH 90
T,ext (°C)	35	30	25	20
Compresor				
T. Descarga (°C)	89,82	70,49	60,96	54,17
Potencia (kW)	15,74	6,57	4,62	3,93
Eficiencia (%)	71,43	74,60	74,25	73,04
Condensador				
T. Condensación (°C)	54,60	43,90	37,60	32,80
Evaporador				
T. Evaporación (°C)	9,30	11,80	11,90	11,45
T. Impulsión (°C)	16,24	17,77	17,60	17,11

Tabla 82. Características relevantes sobre la recuperación convencional.

	DSH 195	DSH 105	DSH 90	DSH 90
T,ext (°C)	35	30	25	20
Compresor				
T. Descarga (°C)	88,47	70,00	61,00	54,24
Potencia (kW)	15,50	6,50	4,62	3,94
Eficiencia (%)	71,80	74,57	74,24	73,02
Condensador				
T. Condensación (°C)	54,00	43,50	37,70	32,70
Evaporador				
T. Evaporación (°C)	10,00	12,00	11,70	11,00
T. Impulsión (°C)	16,65	17,92	17,45	16,66

Tabla 83. Características relevantes sobre la recuperación termodinámica.

Al analizar las tablas, parece que ambas opciones tienen unas características similares en cuanto al ciclo de compresión. No obstante, si se compara el cálculo del SEER en el Excel se observa la ligera ventaja de la recuperación termodinámica. Como se puede observar en la Tabla 12, el cálculo de la energía anual parte del número de horas de funcionamiento asignadas y la ratio de potencia asociado respecto de la nominal. Dado que la recuperación termodinámica aporta un poco más de potencia con el diseño

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

propuesto, ésta va a proporcionar a lo largo del año más potencia que la convencional para un consumo del compresor muy parecido, de manera que la eficiencia estacional va a ser necesariamente mayor.

Punto clasificación	Horas asignadas (h)	Potencia parcial (kW)	Demanda anual (kWh)	Potencia anual compresor (kWh)
A	13	47,25	614,25	212,54
B	63	34,82	2193,39	468,67
C	178	22,38	3983,92	725,05
D	225	9,95	2238,16	382,63
Total	-	-	45071,53	8926,79

Tabla 84. Resumen de la potencia frigorífica anual y potencia consumida de cada punto especificado por la norma de la recuperación convencional, junto con el total obtenido de los valores intermedios.

Punto clasificación	Horas asignadas (h)	Potencia parcial (kW)	Demanda anual (kWh)	Potencia anual compresor (kWh)
A	13	48,24	627,12	209,04
B	63	35,55	2239,35	471,44
C	178	22,85	4067,39	738,03
D	225	10,16	2285,05	394,52
Total	-	-	46015,88	9052,34

Tabla 85. Resumen de la potencia frigorífica anual y potencia consumida de cada punto especificado por la norma de la recuperación termodinámica, junto con el total obtenido de los valores intermedios.

En segundo lugar, se evalúa la recuperación híbrida respecto a la convencional.

	DSH 195	DSH 105	DSH 90	DSH 90
T _{ext} (°C)	35	30	25	20
Compresor				
T. Descarga (°C)	95,84	75,07	65,51	58,56
Potencia (kW)	16,9	7,07	5,07	4,37
Eficiencia (%)	69,57	74,52	74,64	73,85
Condensador				
T. Condensación (°C)	57,80	46,80	40,50	35,50
Evaporador				
T. Evaporación (°C)	9,00	11,50	11,40	10,70
T. Impulsión (°C)	16,23	17,64	17,20	16,41

Tabla 86. Características relevantes sobre la recuperación híbrida.

La tendencia general que se observa es un incremento de la temperatura de descarga del compresor que fuerza a condensar a una temperatura mayor, y junto con una ligera reducción de la temperatura de evaporación la diferencia entre ellas se acentúa. Por tanto, el trabajo en el compresor es mayor y su eficiencia se ve afectada. Por otro lado, la temperatura de impulsión no se ve muy afectada y se mantiene en el orden de 16-17 °C. Dicho incremento en la diferencia entre ambas temperaturas se debe a la reducción de caudal de refrigerante al aumentar la potencia en el condensador y evaporador. En

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

la siguiente figura se visualiza en un diagrama T-s el ciclo de Carnot que impone a cualquier máquina térmica su eficiencia máxima.

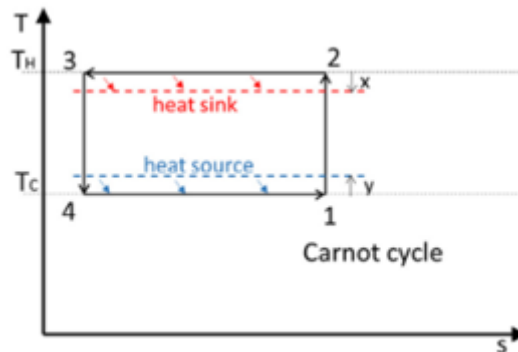


Figura 66. Ciclo de Carnot representado en un diagrama T-s para un ciclo frigorífico de compresión.

La fórmula que lo rige se expresa de la manera siguiente:

$$COP_{Carnot} = \frac{Q_h}{W_{comp}} = \frac{Q_{2-3}}{W_{1-2}} = \frac{T_h \cdot (s_2 - s_3)}{(T_h - T_c) \cdot (s_2 - s_3)} = \frac{1}{1 - T_c/T_h}$$

Ecuación 25. Cálculo del COP teórico de un ciclo de compresión.

En consecuencia, a mayor diferencia entre T_c y T_h , menor eficiencia se obtiene en el ciclo. No obstante, la recuperación híbrida se ha evaluado en este caso con una botella de líquido intermedia para simplificar el modelo numérico, de manera que se tiene certeza absoluta de que el refrigerante que entra a la batería encargada del subenfriamiento es líquido subenfriado. Una alternativa de mayor complejidad es eliminar la botella de líquido y estudiar sus ventajas respecto a la eficiencia, pero este proceso requiere más tiempo para construir un modelo más complejo que tenga en cuenta todas las dificultades añadidas que implica este cambio. Dado que el contrato de colaboración entre el IIE y la empresa es de un año, se ha decidido dejar de lado la recuperación híbrida para poder explorarla mejor en un futuro si así se decide.

En tercer lugar, se muestran los mismos parámetros de la recuperación dedicada de las dos bombas de calor diseñadas:

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

	VZH028CH	VZH028CH	VZH028CH	VZH028CH
T _{ext} (°C)	35	30	25	20
Compresor				
T. Descarga (°C)	94,14	94,45	94,74	95,10
Potencia (kW)	2,42	2,40	2,37	2,34
Eficiencia (%)	62,03	61,72	61,44	61,17
Condensador				
T. Condensación (°C)	60,60	60,00	59,30	58,70
Evaporador				
T. Evaporación (°C)	21,35	19,86	18,37	16,88
T. Impulsión (°C)	26,64	25,26	23,87	22,48

Tabla 87. Características relevantes sobre la bomba de calor de 5 kW de la recuperación dedicada.

	HSJ-DSH	DSH90	HLJ083T2	HLJ083T2
T _{ext} (°C)	35	30	25	20
Compresor				
T. Descarga (°C)	86,39	67,85	60,86	54,87
Potencia (kW)	13,11	5,31	4,34	3,90
Eficiencia (%)	73,03	74,67	70,47	67,26
Condensador				
T. Condensación (°C)	52,90	42,20	36,60	31,90
Evaporador				
T. Evaporación (°C)	9,50	11,80	11,20	10,55
T. Impulsión (°C)	16,00	17,24	16,52	15,77

Tabla 88. Características relevantes sobre la bomba de calor de 45 kW de la recuperación dedicada.

En la comparativa con la termodinámica se observa que el ciclo de compresión de la máquina de 5 kW tiene una temperatura de descarga bastante elevada, lo que provoca que la temperatura de condensación sea mayor. No obstante, la temperatura de evaporación también es más alta, de manera que el salto entre ellas prácticamente se mantiene. Al disminuir unos grados la temperatura del aire de impulsión se consigue que el tándem de compresores de la máquina de 45 kW trabaje menos y en unas condiciones un poco más favorables, para finalmente impulsar el aire a la temperatura adecuada. Sin embargo, la potencia total necesaria en ambos compresores es muy parecida, y para que la dedicada sea rentable se deben alcanzar eficiencias bastante altas, ya que se opera con dos bombas de calor que en conjunto van a tener un presupuesto económico considerable. Además, la eficiencia del compresor seleccionado para la máquina de 5 kW es 10 puntos porcentuales más baja respecto a la de 45 kW, un indicio de la dificultad que supone diseñar eficientemente una bomba de calor de potencia pequeña. En definitiva, si se pretende diseñar un prototipo de 50 kW que trabaje con recuperación dedicada, debería ser muy eficiente para compensar el alto precio de los componentes adicionales que se instalan. No obstante, es interesante estudiar su viabilidad para otro rango de potencias y determinar si tendría futuro en esas condiciones.

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

Si se analiza más en detalle el impacto de la eficiencia en la potencia, se obtiene la siguiente gráfica.

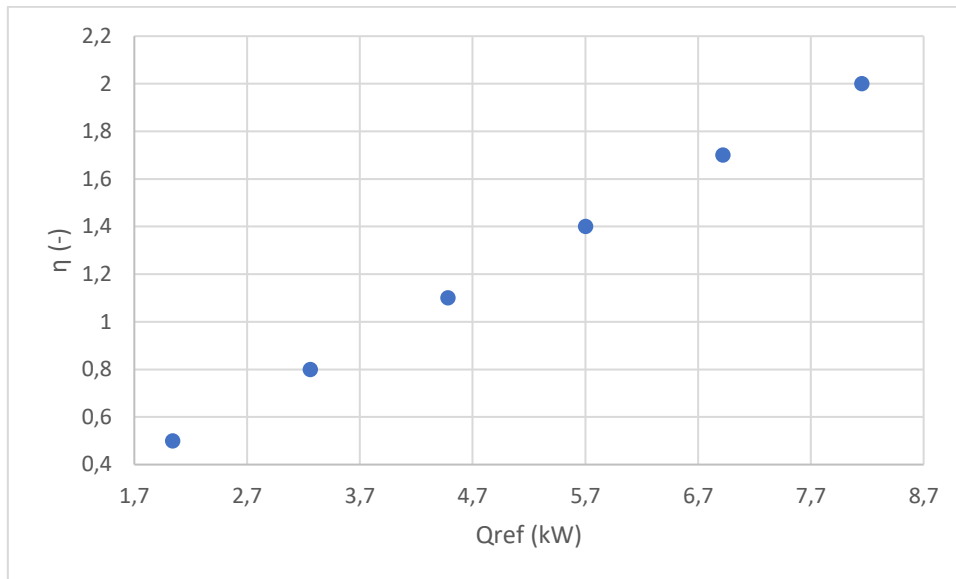


Figura 67. Relación entre la eficiencia de la bomba de calor que realiza la recuperación dedicada y su potencia nominal.

La principal conclusión es la relación lineal entre la eficiencia y la potencia de la bomba de calor dedicada. No obstante, el rango de potencias en el que se trabaja sigue siendo bastante pequeño en comparación a la bomba de calor convencional. Por tanto, esta segunda máquina ha de ser necesariamente pequeña y muy eficiente, lo que seguramente aumenta el precio del conjunto y perjudica la competitividad del modelo en el mercado.

Otro factor importante en este análisis es la potencia de diseño, ya que los modelos comerciales han de permitir al cliente elegir aquel que mejor se acopla a sus necesidades. Si se realiza el mismo estudio respecto al impacto de la potencia nominal del conjunto sobre la potencia individual de la bomba de calor dedicada para una eficiencia de la misma de 1 se obtiene la gráfica siguiente.

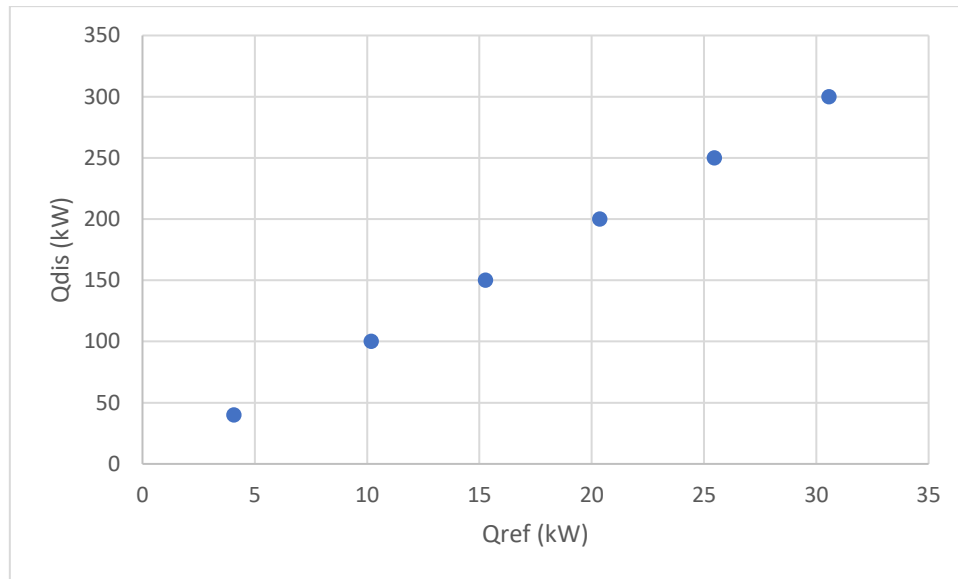


Figura 68. Relación entre la potencia del conjunto y la potencia de la bomba de calor dedicada.

En este caso también existe una relación lineal entre ambos conceptos, de manera que la potencia de la bomba de calor dedicada representa aproximadamente un 10% de la potencia nominal del conjunto. En los casos de mayor potencia es razonable considerar la recuperación dedicada como alternativa para dichos modelos, debido a que la máquina es más grande y no se le exige una eficiencia excesivamente elevada.

El mismo planteamiento se puede aplicar a los modelos de alta ocupación, cuya ratio de recirculación es del 30%, lo que implica que la temperatura de trabajo en el evaporador en modo *cooling* es más alta y, como se ha mencionado a lo largo de este trabajo, se necesita un cambio de diseño en las baterías. Para observar el incremento de potencia resultante se plantea el mismo caso inicial con 50 kW de potencia de diseño del conjunto y eficiencia de la recuperación dedicada de 1.

$$m_{ext} = 0,7 \cdot 2,7 = 1,89 \text{ kg/s}$$

Ecuación 26. Cálculo del caudal másico de aire que circula por el condensador ubicado en expulsión en AO.

$$Q_{cond} = m_{ext} \cdot C_p \cdot \Delta T = 1,89 \cdot 1 \cdot (35 - 27) = 15,12 \text{ kW}$$

Ecuación 27. Cálculo de la potencia del condensador de la bomba de calor más pequeña para AO.

$$SEER_{objetivo} = 3,65 = \frac{Q_{ref}}{Q_{cond} - Q_{ref}} \rightarrow Q_{ref} = \frac{3,65 \cdot 15,1}{1 + 3,65} = 11,87 \text{ kW}$$

Ecuación 28. Cálculo de la potencia nominal de la bomba de calor más pequeña en AO.

El resultado es una potencia más grande para la bomba de calor, de manera que no es necesario que la bomba de calor sea tan eficiente, lo que podría justificar la recuperación dedicada para modelos que se vayan a emplear en alta ocupación.

6. Conclusiones

El objetivo de este trabajo es diseñar una bomba de calor que cumpla con la normativa europea de ecodiseño y, al incluir el recuperador de calor que exige el RITE, proponer alternativas que resulten en un aumento de la eficiencia. Para ello, el proyecto se ha basado en dos softwares claves para modelar tanto el funcionamiento de la propia bomba de calor como el circuito interno del roof-top en función de las distintas opciones, y de una hoja Excel que contiene el método de cálculo especificado por la norma. A partir de los datos reunidos, se concluye que la recuperación termodinámica presenta ventajas respecto de la recuperación denominada convencional, puesto que para un mismo diseño y grupo de compresores es capaz de proporcionar una potencia frigorífica mayor con un consumo parecido. Este hecho se puede replantear como un coste menor en el dimensionamiento de los componentes de la máquina para ajustarse a una potencia nominal concreta, de manera que se incrementa la competitividad respecto a modelos de otras empresas en el mercado.

No obstante, las otras alternativas no están completamente excluidas ya que se ha evaluado la máquina en unas condiciones muy concretas. A pesar de ofrecer resultados bastante parecidos a la termodinámica, la recuperación híbrida se ha basado en un modelo teórico simplificado, de manera que sus resultados no son del todo fiables. Por tanto, se requiere un modelo más complejo que no incluya un depósito de líquido entre el condensador y la batería adicional que realiza el subenfriamiento. Esta vía puede ser explorada con mayor profundidad para determinar con mayor exactitud sus ventajas y fortalezas, aunque requiere más tiempo y recursos para construir el modelo. Por otro lado, la recuperación dedicada presenta más posibilidades en una máquina que trabaje en alta ocupación o con una potencia nominal más elevada, de manera que no sea necesario exigir una bomba de calor pequeña y extremadamente eficiente. En el caso de realizar un diseño para este otro modo de funcionamiento es probable que la recuperación dedicada se convierta en la mejor candidata para obtener una eficiencia mayor que el resto.

7. Presupuesto

En este último capítulo se incluye el presupuesto del roof-top con recuperación termodinámica, con un desglose de costes de los distintos módulos que lo incluyen.

Código	Definición	Uni.	Coste (€)
0070000480414	Filtro Coarse 50%Queb48S-G4 - 592,0 x 592,0	1	8,75
0070000480413	Filtro Coarse 50%Queb48S-G4 - 492,0 x 592,0	1	7,78
0070000480411	Filtro Coarse 50%Queb48S-G4 - 290,0 x 592,0	1	5,87
0070000480415	Filtro Coarse 50%Queb48S-G4 - 290,0 x 492,0	1	5,32
GALV Z200 0.50	Materia Prima Carpintería Filtro Plano	0,50 kg	0,93
GALV Z200 1.50	Materia Prima Carpintería Filtro Plano	6,38 kg	11,20
GALV Z200 2.00	Materia Prima Carpintería Filtro Plano	4,19 kg	7,38
T-PZ-FIL	Carpintería Filtro, Punzonado	7,49 min	8,73
T-PL-FIL	Carpintería Filtro, Plegado	10,32 min	8,83
T-M-FILP-1	Filtro, Montaje	29 min	25,69
T-M2-FC-2	FC-2, tiempos2	28 min	0,00
KIT-PUERTA	Kit puerta (P.ASA 1, P.AMARRE 6)	1	4,14
T-M-PUERTA	Puerta Amarre exterior (PAE), Montaje	17 min	15,06
MP-PAN-CHAP	Materia Prima Paneles Chapa	1,33 m ²	21,13
MP-PAN-POL	Materia Prima Paneles Aislamiento	1,33 m ²	6,69
T-PZ-PAN	Paneles, Punzonado	1,33 x 5,776 min/ m ²	8,95
T-PL-PAN	Paneles, Plegado	1,33 x 4,671 min/ m ²	5,32
T-INY-PAN	Paneles, Inyectado	1,33 x 7,586 min/ m ²	8,63
Filtro UN1.SE1			160,38
00722029207314	Filtro ePM1 60%Rig300+M-F7 - 592,0 x 592,0	1	84,41
00722029207313	Filtro ePM1 60%Rig300+M-F7 - 492,0 x 592,0	1	76,81
00722029207311	Filtro ePM1 60%Rig300+M-F7 - 290,0 x 592,0	1	54,78
0090061061010	Bastidor Filtro de Bolsas 610,0-610,0 FEZ	1	20,52
0090050861010	Bastidor Filtro de Bolsas 508,0-610,0 FEZ	1	18,75
0090030561010	Bastidor Filtro de Bolsas 305,0-610,0 FEZ	1	16,53
GALV Z200 1.00	Materia Prima Carpintería Filtro Bolsas	1,68 kg	3,06
GALV Z200 2.00	Materia Prima Carpintería Filtro Bolsas	4,19 kg	7,38
T-PZ-FIL	Carpintería Filtro, Punzonado	1 x 4,83 min	5,63
T-PL-FIL	Carpintería Filtro, Plegado	1 x 6,19 min	5,30
T-M-FILB-2	Filtro, Montaje	1 x 45 min	39,87
T-M2-FB	FB, tiempos2	1 x 24,996 min	0,00
KIT-PUERTA	Kit puerta (P.BISAGRA 2,P.MANILLA 2)	1	11,81
T-M-PUERTA	Puerta con Bisagras y Manillas, Montaje	1 X 23 min	20,38
MP-PAN-CHAP	Materia Prima Paneles Chapa	4,30 m ²	68,31
MP-PAN-POL	Materia Prima Paneles Aislamiento	4,30 m ²	21,63
T-PZ-PAN	Paneles, Punzonado	4,3 x 5,776 min/m ²	28,93
T-PL-PAN	Paneles, Plegado	4,3 x 4,671 min/ m ²	17,19
T-INY-PAN	Paneles, Inyectado	4,3 x 7,586 min/ m ²	27,89
Filtro UN1.SE2			529,18
0055114922H01	Plugfan GR35C-ZID.DG.CR114922/H01-3/400/50 -115477/A01	1	779,45
KIT-PUERTA	Kit puerta (P.BISAGRA 2,P.MANILLA 2)	1	11,81
T-M-PUERTA	Puerta con Bisagras y Manillas, Montaje	1 x 23 min	20,38
MP-PAN-CHAP	Materia Prima Paneles Chapa	3,83 m ²	60,84
MP-PAN-POL	Materia Prima Paneles Aislamiento	3,83 m ²	19,26
T-PZ-PAN	Paneles, Punzonado	3,83 x 5,776 min/m ²	25,77
T-PL-PAN	Paneles, Plegado	3,83 x 4,671 min/ m ²	15,31
T-INY-PAN	Paneles, Inyectado	3,83 x 7,586 min/ m ²	24,84
GALV Z200 1.50	Materia Prima Chapa Plugfan	14,24 kg	25,01

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

KIT-MANILLA	Manilla Puerta Interior Plugfan	1	1,01
GALV Z200 1.50	Materia Prima Carpintería Plugfan	0,28 kg	0,49
GALV Z200 2.50	Materia Prima Carpintería Plugfan	7,65 kg	13,58
PERFO Z200 RT/T7,5 0.8	Materia Prima Carpintería Plugfan	1,70 kg	7,15
T-PZ-PLUGFAN	Carpintería Plugfan, Punzonado	1 x 2,14 min	2,49
T-PL-PLUGFAN	Carpintería Plugfan, Plegado	1 x 4,13 min	3,54
T-PZ-CPLUG	Carpintería Chapa Plugfan, Punzonado	1 x 2,65 min	3,09
T-PL-CPLUG	Carpintería Chapa Plugfan, Plegado	1 x 2,06 min	1,76
T-M-PLUGFAN	Plugfan, Montaje	1 x 36 min	31,90
T-M2-VEC-1	VEC-1, tiempos2	1 x 30 min	0,00
Plug fan UN1.SE3			1.047,71
0070000970514	Filtro ePM10 50%Mini98S-M5 - 592,0 x 592,0	1	18,72
0070000970513	Filtro ePM10 50%Mini98S-M5 - 492,0 x 592,0	1	15,59
0070000970511	Filtro ePM10 50%Mini98S-M5 - 290,0 x 592,0	1	11,90
0070000970515	Filtro ePM10 50%Mini98S-M5 - 290,0 x 492,0	1	10,61
GALV Z200 0.50	Materia Prima Carpintería Filtro Plano	0,50 kg	0,93
GALV Z200 1.50	Materia Prima Carpintería Filtro Plano	9,08 kg	15,94
GALV Z200 2.00	Materia Prima Carpintería Filtro Plano	4,19 kg	7,38
T-PZ-FIL	Carpintería Filtro, Punzonado	1 x 7,99 min	9,31
T-PL-FIL	Carpintería Filtro, Plegado	1 x 10,32 min	8,83
T-M-FILP-1	Filtro, Montaje	1 x 29 min	25,69
T-M2-FC-2	FC-2, tiempos2	1 x 28 min	0,00
KIT-PUERTA	Kit puerta (P.ASA 1, P.AMARRE 6)	1	4,14
T-M-PUERTA	Puerta Amarre exterior (PAE), Montaje	1 x 17 min	15,06
MP-PAN-CHAP	Materia Prima Paneles Chapa	1,69 m ²	26,85
MP-PAN-POL	Materia Prima Paneles Aislamiento	1,69 m ²	8,50
T-PZ-PAN	Paneles, Punzonado	1,69 x 5,776 min/ m ²	11,37
T-PL-PAN	Paneles, Plegado	1,69 x 4,671 min/ m ²	6,76
T-INY-PAN	Paneles, Inyectado	1,69 x 7,586 min/ m ²	10,96
Filtro UN2.SE1			208,53
0055114922H01	Plugfan GR35C-ZID.DG.CR114922/H01-3/400/50 -115477/A01	1	779,45
KIT-PUERTA	Kit puerta (P.BISAGRA 2,P.MANILLA 2)	1	11,81
T-M-PUERTA	Puerta con Bisagras y Manillas, Montaje	1 x 23 min	20,38
MP-PAN-CHAP	Materia Prima Paneles Chapa	7,78 m ²	123,59
MP-PAN-POL	Materia Prima Paneles Aislamiento	7,78 m ²	39,13
T-PZ-PAN	Paneles, Punzonado	7,78 x 5,776 min/m ²	52,35
T-PL-PAN	Paneles, Plegado	7,78 x 4,671 min/ m ²	31,11
T-INY-PAN	Paneles, Inyectado	7,78 x 7,586 min/ m ²	50,46
GALV Z200 1.50	Materia Prima Chapa Plugfan	14,24 kg	25,01
KIT-MANILLA	Manilla Puerta Interior Plugfan	1	1,01
GALV Z200 1.50	Materia Prima Carpintería Plugfan	0,28 kg	0,49
GALV Z200 2.50	Materia Prima Carpintería Plugfan	7,65 kg	13,58
PERFO Z200 RT/T7,5 0.8	Materia Prima Carpintería Plugfan	1,70 kg	7,15
T-PZ-PLUGFAN	Carpintería Plugfan, Punzonado	1 x 2,14 min	2,49
T-PL-PLUGFAN	Carpintería Plugfan, Plegado	1 x 4,13 min	3,54
T-PZ-CPLUG	Carpintería Chapa Plugfan, Punzonado	1 x 2,65 min	3,09
T-PL-CPLUG	Carpintería Chapa Plugfan, Plegado	1 x 2,06 min	1,76
T-M-PLUGFAN	Plugfan, Montaje	1 x 36 min	31,90
T-M2-VEC-1	VEC-1, tiempos2	1 x 30 min	0,00
Plug fan UN2.SE2			1.198,33
0820PBP130250	Perfil esquina P25LS, Auminio (AL)	15,38 kg	91,25
0820PBP331250	Perfil Omega P25LS, Auminio (AL)	2,01 kg	11,78
0820PBP1	Perfil Pestaña P25LS, Auminio (AL)	5,31 kg	29,62

Diseño de una unidad roof-top de potencia nominal de 50 kW de acuerdo a la normativa de ecodiseño

0810GBP240250	Union Omega Perfil P25LS	4	2,80
0810ABP330250	Esquineros Perfil P25LS, Nylon (NYL)	8	19,04
0810EPDM15X3	Burlete Perfil	29,49 m	5,31
T-CORTE	Perfil, Corte	1 x 13,2 min	7,13
MP-PU	Materia Prima Piezas Unión	1	2,39
T-PZ-PU	Piezas Unión Uni.: 4, Punzonado	1 x 0 min	0,00
T-PL-PU	Piezas Unión Uni.: 4, Plegado	1 x 8,24 min	7,05
T-M-PU	Piezas Unión, Montaje	4 x 1,5 min	5,32
T-M2-PU	Piezas Unión, tiempos2	4 x 0 min	0,00
GALV Z200 3.00	Materia Prima Orejetas	6,01 kg	10,55
T-PZ-OREJ	Orejetas, Punzonado	1 x 4,2 min	4,89
T-PL-OREJ	Orejetas, Plegado	1 x 16,52 min	14,14
T-M-OREJ	Orejetas, Montaje	1 x 15 min	13,29
T-M-ENVOLVENTE	Envolvente, Montaje	1 x 92,615 min	82,06
T-M2-REM	Remontar, tiempos2	1 x 0 min	0,00
Módulo Nº 1			306,63
0820PBP130250	Perfil esquina P25LS, Auminio (AL)	15,38 kg	91,25
0820PBP331250	Perfil Omega P25LS, Auminio (AL)	4,02 kg	23,57
0820PBP1	Perfil Pestaña P25LS, Auminio (AL)	5,96 kg	33,26
0810GBP240250	Union Omega Perfil P25LS	8	5,60
0810ABP330250	Esquineros Perfil P25LS, Nylon (NYL)	8	19,04
0810EPDM15X3	Burlete Perfil	33,12 m	5,96
T-CORTE	Perfil, Corte	1 x 15,6 min	8,42
MP-PU	Materia Prima Piezas Unión	1	2,39
T-PZ-PU	Piezas Unión Uni.: 4, Punzonado	1 x 0 min	0,00
T-PL-PU	Piezas Unión Uni.: 4, Plegado	1 x 8,24 min	7,05
T-M-PU	Piezas Unión, Montaje	4 x 1,5 min	5,32
T-M2-PU	Piezas Unión, tiempos2	4 x 0 min	0,00
GALV Z200 3.00	Materia Prima Orejetas	6,01 kg	10,55
T-PZ-OREJ	Orejetas, Punzonado	1 x 4,2 min	4,89
T-PL-OREJ	Orejetas, Plegado	1 x 16,52 min	14,14
T-M-OREJ	Orejetas, Montaje	1 x 15 min	13,29
T-M-ENVOLVENTE	Envolvente, Montaje	1 x 102,11 min	90,47
T-M2-REM	Remontar, tiempos2	1 x 29 min	0,00
Módulo Nº 2			335,21
6.30.CU.10.AL.34.04.			
1120.21.E.X.X.017.	Batería de tubos de cobre y aletas de aluminio	44 kg	300,40
136.R 28/35 T			
T-M-BAT	Batería, montaje	1 x 42 min	15,66
Batería interior			316,06
6.30.CU.10.AL.48.04.			
1400.21.C.X.X.016.	Batería de tubos de cobre y aletas de aluminio	62 kg	397,42
192.R 35/28 T			
T-M-BAT	Batería, montaje	1 x 46 min	17,15
Batería exterior			414,57
DSH090A4ALB	Compresor scroll de velocidad fija	1	426,66
T-M-COMP	Compresor, montaje	1 x 39 min	14,54
Compresor Nº 1			441,20
DSH105A4ALB	Compresor scroll de velocidad fija	1	451,59
T-M-COMP	Compresor, montaje	1 x 41 min	15,28
Compresor Nº 2			466,87
Total			3.785,97

8. Referencias bibliográficas

- [1] Unión Europea. Directiva (UE) 2009/125/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 21 de octubre de 2009, por la que se instaure un marco para el establecimiento de requisitos de diseño ecológico aplicables a los productos relacionados con la energía. Diario Oficial de la Unión Europea L285, 31 de octubre de 2009, p. 10-35.
- [2] Caloryfrio.com, “Ponencia nueva normativa ecodiseño – AFEC” Accessed Feb. 2020, url: <https://www.caloryfrio.com/file/1161-ponencia-nueva-normativa-ecodiseno-afec.html>
- [3] Unión Europea. Reglamento (UE) 2016/2281 del Consejo, de 20 de noviembre de 2016, por el que se aplica la Directiva 2009/125/CE relativa a la instauración de un marco para establecer requisitos de diseño ecológico a productos relacionados con la energía. Diario Oficial de la Unión Europea L346, 20 de diciembre de 2016, p. 1-50.
- [4] BOE. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios. “BOE” núm. 207, de 29/08/2007 con referencia BOE-A-2007-15820 y permalink ELI: <https://www.boe.es/eli/es/rd/2007/07/20/1027/con>
- [5] Nergiza, “¿Qué es un Roof-top de aire acondicionado” Accessed Feb. 2020, url: <https://nergiza.com/que-es-un-roof-top-de-aire-acondicionado/>
- [6] Wang, W., Katipamula, S., Ngo, H., Underhill, R. M., Taasevigen, D. J., & Lutes, R. G. (2013). Advanced rooftop control (arc) retrofit: Field-test results (No. PNNL-22656). Pacific Northwest National Lab. (PNNL), Richland, WA (United States).
- [7] Temarios Formativos Profesionales, “Sistemas Roof-Top en climatización” Accessed Feb. 2020, url: <https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2014/01/las-ventajas-del-sistema-rooftop.pdf>
- [8] Pinazo, J.M., Soto, V., Sarabia, E. “Tema II. Transformaciones”. Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Termodinámica Aplicada.
- [9] Hitecsa, “Roof Top Aire-Aire Catálogo General 2018” Accessed May 2020, url: http://www.hitecsa.com/files/categories/es/hitecsa_catalogo_2018_f5_roof_top_es_10abril-min_fasciculo.pdf
- [10] Keyter, “Descargas” Accessed March 2020, url: <https://www.keyter.com/es/descargas/>
- [11] IMST-ART Advanced Refrigeration Technologies “Introduction”, Accessed Feb. 2020, url: <http://www.imst-art.com/>

- [12] Corberán J. M., González J., Montes P., Blasco R. 'ART' a Computer Code to Assist the Design of Refrigeration and A/C Equipment, International Refrigeration Conference at Purdue, 2002.
- [13] Corberán J. M., Fernández de Córdoba P., González J., Alias F., Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations (SEWTLE): A General Finite-Volume Technique for the Calculation of Complex Heat Exchangers, Numerical Heat Transfer, Part B vol 40 pp. 37-59, 2001.
- [14] Corberán J. M. et al., Modelling of Compact Evaporators and Condensers, Advanced Computational Methods in Heat Transfer VI, WIT Press. pp. 487-496, 2000.
- [15] Corberán J. M. et al., Modelling of tube and fin coils working as evaporators or condensers, 3rd European Thermal Sciences Conference, Heidelberg, pp. 1199-1204, September 2000.
- [16] Fuentes D., Corberán J. M., Pérez-Navarro A. Numerical calculation of critical mass flowrate in adiabatic capillary tubes. 3rd International Symposium on Two-Phase Flow Modelling and Experimentation Pisa, 22-24 September 2004. Vol I, 213-219.
- [17] Corberán J., González J., Fuentes D. Calculation of Refrigerant Properties by Linear Interpolation of Bidimensional Meshes. IIR International Conference Thermophysical Properties and Transport Process of Refrigerants, Vicenza 31 Aug – 2 Sept 2005. Pre-prints Vol, 161 – 168.
- [18] Emerson, "Software Copeland Select" Accessed March 2020, url: <https://climate.emerson.com/es-es/tools-resources/copeland-select-software>
- [19] Danfoss, "Coolselector® 2" Accessed March 2020, url: <https://www.danfoss.com/es-es/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>
- [20] Modelica Association, "Modelica Language" Accessed Feb. 2020, url: <https://www.modelica.org/modelicalanguage>
- [21] Wetter, M., & Haugstetter, C. (2006). Modelica versus TRNSYS—A comparison between an equation-based and a procedural modeling language for building energy simulation. Proceedings of SimBuild, 2(1).
- [22] Richert, F., Rückert, J., Schloßer, A., & Abel, D. (2004). Comparison of Modelica and Matlab by Means of a Diesel Engine Model. IFAC Proceedings Volumes, 37(22), 287-292.
- [23] AENOR. Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y refrigeración

de locales. Ensayos y clasificación en condiciones de carga parcial y cálculo del rendimiento estacional. UNE-EN 14825. Madrid: AENOR, 2016.

- [24] f2e. Refrigerantes y equipos. Situación actual y perspectiva de futuro próximo '*próximo*'. Accessed March 2020, url: http://www.f2e.es/uploads/doc/20180301141347.refrigerantes_y_equipos_situacion_actual_y_perspectiva_de_futuro_proximo.pdf
- [25] Unión Europea. Reglamento (UE) 517/2014 del Consejo, de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) nº 842/2006. Diario Oficial de la Unión Europea L150, 20 de mayo de 2014, p. 195-230.
- [26] Eurovent Certification, "Third Party Certification" Accessed March 2020, url: <https://www.eurovent-certification.com/es/search-engine#/?program=5238062>
- [27] www.gilgardoyanez.com, "Alta temperatura en la descarga del compresor de refrigeración" Accessed March 2020, url: <https://www.gilgardoyanez.com/tips/alta-temperatura/>
- [28] MUNDO HVACR, "El Standard 34 de ASHRAE, Nomenclatura de los gases refrigerantes" Accessed March 2020, url: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/01/el-standard-34-de-ashrae-nomenclatura-de-los-gases-refrigerantes/>
- [29] Department of Energy, "Alternative Refrigerant Evaluation for High-Ambient-Temperature Environments: R-22 and R-410A Alternatives for Rooftop Air Conditioners" Accessed March 2020, url: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2016/09/f33/ORNL%20High%20Ambient%20RTU%20Testing%20Report.pdf>
- [30] Emerson, "Understanding Compressor Modulation in Air Conditioning Applications" Accessed March 2020, url: <https://climate.emerson.com/documents/understanding-compressor-modulation-en-us-3844210.pdf>
- [31] Heat Exchanger Technology, "Typical Heat Transfer Coefficient for Air-Cooled Heat Exchangers" Accessed June 2020, url: <http://webwormcpt-wwhx.blogspot.com/2007/08/typical-heat-transfer-coefficient-for.html>
- [32] E. Granryd et al. Refrigerating Engineering. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2009.
- [33] IIE-UPV. "Diseño de equipos frigoríficos para Aire Acondicionado y Refrigeración". Instituto de Ingeniería Energética, Universidad Politécnica de Valencia.