

## IMPLEMENTACIÓN Y CALIBRACIÓN DE UN MODELO DE ESTIMACIÓN DEL COP PARA BOMBAS DE CALOR AGUA-AGUA BASADO EN RESULTADOS EXPERIMENTALES

Ismael Lozano<sup>1\*</sup>, Manuel Andrés<sup>2</sup>, Jesús Samaniego<sup>1</sup>, Alberto Belda<sup>1</sup> y Luis A. Bujedo<sup>1</sup>

1: División de Energía, Fundación CARTIF. Parque Tecnológico de Boecillo, parc. 205, 47151, Boecillo, Valladolid (España)

e-mail: ismloz@cartif.es

2: Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica, Grupo de Investigación de Termotecnia, Instituto de Tecnologías Avanzadas de la Producción (ITAP), Escuela de Ingenierías Industriales Universidad de Valladolid. Paseo del Cauce 59, 47011, Valladolid (España)

**Resumen:** Los sistemas de bomba de calor (BC) están aumentando debido a la extensión de los sistemas de redes de calor de distrito y a la cada vez mayor necesidad de penetración de sistemas renovables en la generación térmica, aprovechando sistemas geotérmicos para la climatización residencial facilitando la evolución hacia nuevos escenarios de participación e implicación en el mercado energético. El presente trabajo muestra los resultados obtenidos de la implementación y calibración de un modelo de estimación del rendimiento de una BC empleando para ello datos experimentales obtenidos en un banco de ensayos dedicado. El modelo propuesto utiliza un método de estimación generalizado presentado en literatura previa, cuyos parámetros dependen de las características constructivas de la máquina y del refrigerante empleado. Se ajustan dichos parámetros usando datos experimentales de la BC operando en diversas condiciones de temperatura de sus focos de intercambio energético. El proceso de ajuste se basa en una optimización del valor de los parámetros para minimizar la media del error relativo de todos los ensayos llevados a cabo. Tras el proceso de calibración, se obtiene una estimación del COP basada en las condiciones de operación que presenta un error medio menor al 10%.

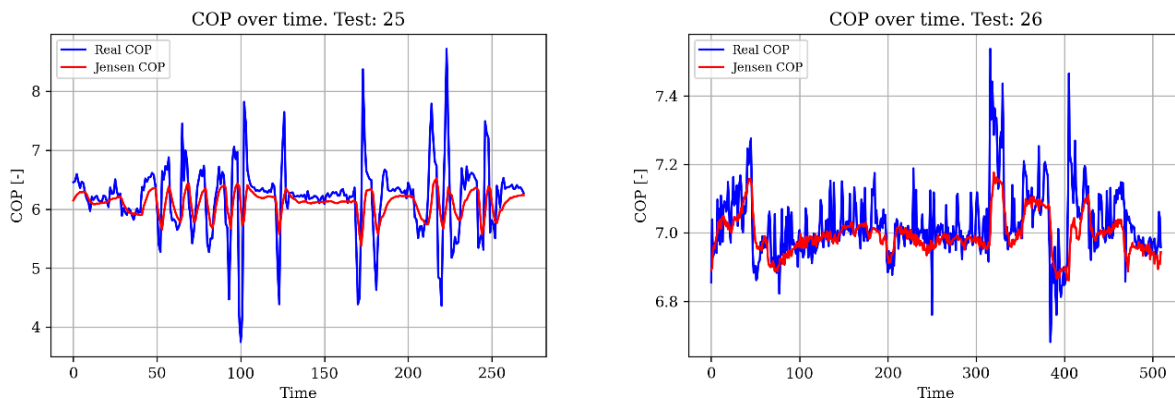


Figura. Comparación del COP de una bomba de calor a partir de medidas experimentales en banco de ensayos (azul) y COP calculado según el modelo propuesto ajustado (rojo)

**Palabras clave:** bomba de calor, COP, modelado, banco de ensayos

## 1. INTRODUCCIÓN

La demanda térmica global en los sectores de la edificación y la industria está cubierta mayoritariamente a partir de combustibles fósiles, lo cual supone inconvenientes desde el punto de vista ambiental, así como desde la perspectiva de la seguridad de suministro. Por ello, actualmente existe una urgencia para buscar alternativas más limpias y fiables que pasan en muchas ocasiones por la electrificación de estos usos térmicos [1]. La tecnología de bomba de calor se sitúa como un habilitador de gran potencial en este sentido, con cada vez mayor presencia en: (i) instalaciones térmicas de edificios (ej.: aerotermia, bomba de calor geotérmica), (ii) redes de calor y frío de baja y muy baja temperatura [2], o (iii) instalaciones de generación térmica en industrias [3]. Además, su contribución a la electrificación del calor dentro de la visión de un Sistema Energético futuro integrado y basado mayoritariamente en fuentes de energía renovable es clave, siendo un actor principal en el acoplamiento sectorial entre los sistemas eléctricos y térmicos, así como facilitando la evolución hacia nuevos escenarios de participación e implicación de los consumidores (o prosumidores) en el mercado energético. En este marco, la tecnología de bomba de calor, pese a ser una tecnología consolidada, requiere de mayores esfuerzos de I+D+i que permitan optimizar su rendimiento e integración en soluciones energéticas para dar respuesta a demandas con distintos condicionantes de operación, potencia o flexibilidad. El presente trabajo muestra los resultados obtenidos de la implementación y calibración de un modelo de estimación del rendimiento (*Coefficient of Performance*, COP) de una bomba de calor (BC) a partir de los datos experimentales obtenidos de la caracterización de su operación en un banco de ensayos dedicado, diseñado y ejecutado en las instalaciones del Centro Tecnológico CARTIF, en Boecillo, Valladolid (España). El trabajo incluye la descripción de las características del banco de ensayos, así como del modelo matemático utilizado, y presenta la metodología llevada a cabo para la recopilación de datos de operación y su utilización para el ajuste y calibración del modelo aplicado a un equipo de bomba de calor específico.

## 2. MATERIALES Y MÉTODO

### 2.1. Descripción del banco de ensayos de bomba de calor

El banco de ensayos utilizado (Figura 1.a) consiste en una instalación dedicada al ensayo y caracterización de bombas de calor agua-agua en un rango de potencias de calentamiento entre 10 y 100 kW. El diseño del banco se realizó teniendo en cuenta los procedimientos y condiciones de ensayo recogidos en la normativa nacional de aplicación para este tipo de equipos, aunque el objetivo final del banco es la investigación de las tecnologías bajo distintas condiciones de funcionamiento y no la verificación del cumplimiento de la normativa por parte del fabricante. Además, se buscó la operación más eficiente desde el punto de vista energético, favoreciendo el aprovechamiento de fuentes renovables (ej.: disipación de calor a un campo geotérmico existente), así como la recuperación de flujos de calor internos en la operación de la propia bomba a ensayar (ej.: recuperación del calor del condensador para alimentar el lazo del evaporador), tal como refleja la Figura 1.b.

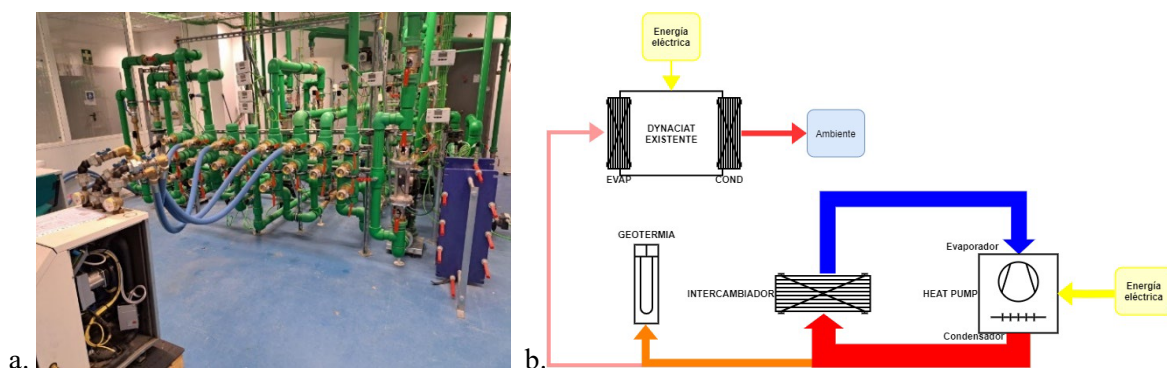


Figura 1. (a) Vista general del banco de ensayos; (b) Esquema del banco de ensayos y los flujos de energía involucrados con distintas opciones de disipación de calor en el condensador

Por otro lado, el rango de temperaturas de entrada dentro del cual es capaz de funcionar de manera controlada para la medida de las variables funcionamiento de la máquina es de 7-23°C para el evaporador y de 20-65 °C para el condensador, siendo capaz, además, de acoplar equipos con uno o dos focos de disipación de calor. En cuanto al funcionamiento del banco, existen varios lazos de control dedicados a la regulación de los caudales de cada circuito y las temperaturas de entrada al evaporador y condensador de la bomba de calor a ensayar. Las bombas de circulación disponen de variador de frecuencia, y se han incluido válvulas de tres vías

controlables electrónicamente para poder modificar la temperatura de entrada al condensador y evaporador.

## 2.2. Modelo de estimación del COP

En la literatura existen multitud de modelos de mayor o menor complejidad para estimar el COP de sistemas de bombas de calor. En este trabajo, se ha utilizado un modelo matemático basado en la definición de Lorenz [4] del COP de una bomba de calor en función de la temperatura promedio de cada uno de los focos térmicos finitos con los que intercambia energía donde  $\bar{T}_H$  y  $\bar{T}_C$  son las temperaturas medias del foco caliente y del foco frío respectivamente, obtenidas, de acuerdo con consideraciones de la segunda ley de la termodinámica:

$$COP_{Lorenz} = \frac{\bar{T}_H}{\bar{T}_H - \bar{T}_C} \quad \bar{T}_H = \frac{\Delta T_H}{\ln\left(\frac{T_{H,o}}{T_{H,i}}\right)} \quad \bar{T}_C = \frac{\Delta T_C}{\ln\left(\frac{T_{C,i}}{T_{C,o}}\right)} \quad (1)$$

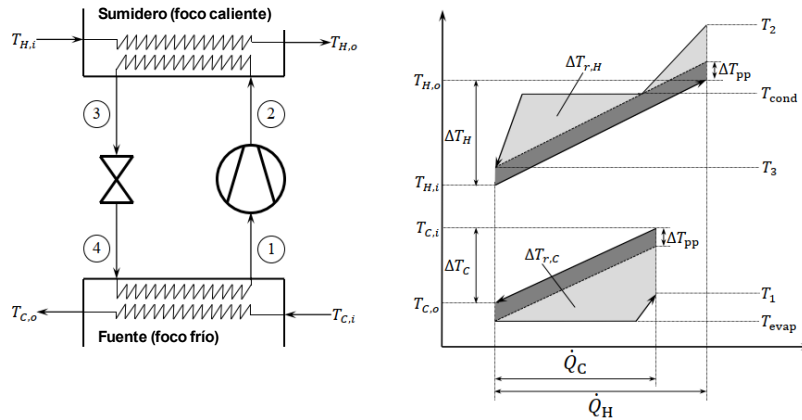


Figura 2. Esquema de una bomba de calor simple de una etapa y diagrama T-Q del intercambio de calor entre el refrigerante y los focos térmicos caliente (H) y frío (C). Adaptado de [5]

Sobre este concepto Jensen et al. [5] propuso un método de estimación del COP generalizado, teniendo en cuenta irreversibilidades tanto internas relacionadas con la compresión y la expansión como externas relacionadas con el rendimiento de los intercambiadores de calor y la adecuación del refrigerante para integrarse con los focos térmicos. De acuerdo con esta propuesta, la expresión del COP es:

$$COP = COP_{Lorenz} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta\bar{T}_{r,H} + \Delta\bar{T}_{PP}}{\bar{T}_H}}{1 + \frac{\Delta\bar{T}_{r,H} + \Delta\bar{T}_{r,C} + 2\Delta\bar{T}_{PP}}{\Delta\bar{T}_{lift}}} \cdot \eta_{is,c} \cdot \left(1 - \frac{w_{is,e}}{w_{is,c}}\right) + 1 - \eta_{is,c} - f_Q \quad (2)$$

Donde se tienen en cuenta los siguientes parámetros característicos de la operación de la bomba:

- Temperaturas de entrada y salida en el foco caliente y frío, a través de  $\bar{T}_H$  y  $\Delta\bar{T}_{lift} = \bar{T}_H - \bar{T}_C$
- Eficiencia isentrópica del compresor  $\eta_{is,c}$ , ratio de pérdidas de calor  $f_Q$ , y diferencia de temperatura mínima entre el primario y secundario en cada intercambiador de calor  $\Delta\bar{T}_{pp}$
- Ratio entre el trabajo isentrópico en el proceso de expansión y compresión  $\omega_{is,e}/\omega_{is,c}$ , diferencia de temperatura inducida por el refrigerante  $\Delta\bar{T}_{r,C}$  y  $\Delta\bar{T}_{r,H}$

Sobre esta ecuación, los autores propusieron varias simplificaciones aceptables para refrigerantes azeotrópicos con un sobrecalentamiento moderado y una capacidad térmica constante. Estas aproximaciones incluyen dos aproximaciones lineales cuyos coeficientes han de ser ajustados para cada refrigerante, siendo el objeto del presente trabajo el método y resultados de este ajuste para un equipo concreto. El uso de este método presenta la ventaja de que, una vez ajustado, la estimación del COP se realiza empleando únicamente los valores de temperatura de entrada y salida en el foco caliente y frío, sin ser necesarias medidas del circuito interno.

$$\begin{aligned} \Delta\bar{T}_{PP} &\approx \Delta T_{PP} \\ \Delta\bar{T}_{r,C} &\approx \frac{1}{2} \Delta T_C \\ \Delta\bar{T}_{r,H} &= a(T_{H,o} - T_{C,o} + 2\Delta T_{PP}) + b\Delta T_H + c \\ \frac{\omega_{is,e}}{\omega_{is,c}} &= a(T_{H,o} - T_{C,o} + 2\Delta T_{PP}) + b\Delta T_H + c \end{aligned} \quad (3)$$

## 2.3. Ejecución de ensayos y procesamiento de los datos de monitorización

Para la realización de los ensayos, se ha empleado una bomba de calor agua-agua marca *Clivet modelo WSHN-*

EE 41[6],[7], con refrigerante R-410A, potencia frigorífica nominal de 10 kW, potencia calorífica de 13 kW y 3 kW eléctricos absorbidos por el compresor y sistemas auxiliares. Presenta un COP declarado próximo a 4 que depende de las condiciones de operación. Los caudales nominales de condensador y evaporador son 0,61 y 0,5 l/s respectivamente. La documentación técnica facilitada por el fabricante ofrece los valores del COP y potencia calorífica en diferentes condiciones de operación según la Figura 3. El COP de la máquina varía entre 2,57 y 6,90, siendo mayor para menores temperaturas de entrada al condensador y mayores temperaturas de entrada al evaporador. Igual tendencia sigue la potencia en el condensador, que varía entre 8,80 y 16,30 kW.

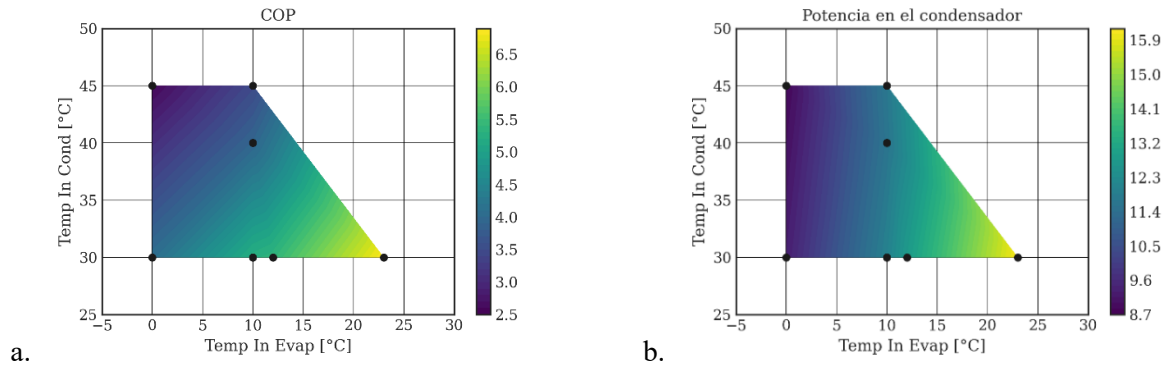


Figura 3. Representación de los puntos de funcionamiento de Clivet WSHN-EE 41

Los puntos de funcionamiento informados por el fabricante se tomaron como referencia para la selección de ensayos a realizar sobre la BC en la instalación de caracterización experimental. No obstante, fue necesario respetar una temperatura mínima de entrada al evaporador de 10°C para evitar la congelación del fluido secundario (agua). El cálculo del COP a partir de la información monitorizada se basó en la determinación de las potencias instantáneas en cada foco térmico ( $P_H$  – caliente;  $P_C$  – frío), así como en la potencia eléctrica consumida por el compresor ( $W_{el}$ ). De acuerdo con la norma UNE-EN 14511:2019-3 en su apartado 4.1 [8], las potencias térmicas intercambiadas se obtuvieron a partir del caudal de agua y las temperaturas de entrada y salida, mientras que la potencia eléctrica consumida fue registrada directamente. A partir de estos valores, el cálculo del COP es el ratio entre la potencia calorífica producida y la potencia eléctrica consumida.

El procesado y análisis de datos se implementó a través de varios scripts en Python que computaron cada uno de los parámetros anteriores obtenidos a lo largo del test, incluyendo funcionalidades de suavizado y eliminación de ‘outliers’. Se llevaron a cabo 15 ensayos cubriendo distintas condiciones de ensayo (en términos de flujos máscicos y temperatura de entrada del fluido secundario a cada uno de los intercambiadores) a lo largo de todo el mapa de operación de la bomba de calor.

### 3. RESULTADOS

#### 3.1. Resultados experimentales

Para cada ensayo, se recopiló la evolución instantánea de las variables características mencionadas. La Figura 4 muestra a modo de ejemplo el registro de temperaturas de entrada y salida y potencia consumida, así como el cálculo de las potencias caloríficas intercambiadas para uno de los 15 ensayos realizados. Se observan amplias zonas estables en las cuales se obtuvieron los valores promedio de cada parámetro de interés. En base a esa información procesada, la Figura 5 muestra el mapa de rendimiento con los valores de COP y potencia calorífica en el condensador para cada uno de los ensayos realizados. Se aprecian además sobre el mismo gráfico los valores exactos de consignas de temperatura utilizados en cada ensayo. Cabe notar que en todos ellos se mantuvieron 0,5 y 0,6 l/s como valores de los caudales volumétricos en evaporador y condensador respectivamente.

En la Figura 5 se observa una tendencia en los valores obtenidos similar a la suministrada por el fabricante, siendo el COP mayor cuanto menor es la temperatura de entrada al condensador y mayor la temperatura de entrada al evaporador. Durante los ensayos experimentales se encuentra que el COP varía entre 4,56 y 8,23, valores sensiblemente más altos que los obtenidos por el fabricante. Sin embargo, la potencia entregada en el condensador varía entre 10,61 y 14,06 kW, siendo estos valores menores que los obtenidos por el fabricante.

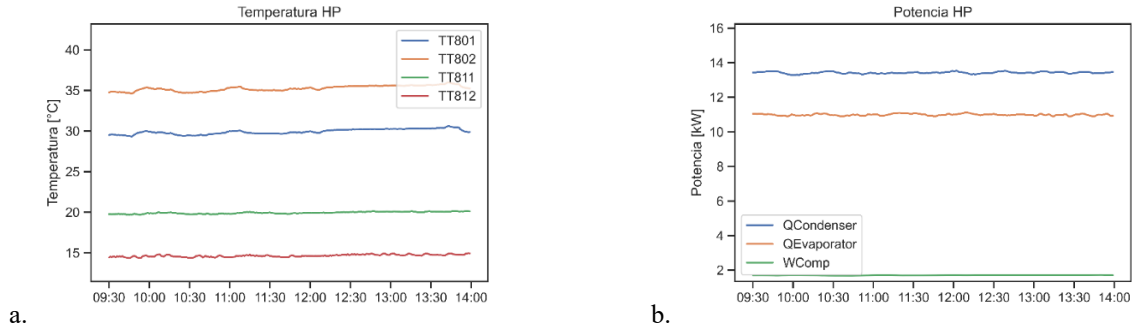


Figura 4. Evolución de las variables de interés durante uno de los ensayos: (a) temperatura de entrada y salida del condensador (TT801 - TT802) y evaporador (TT811 - TT812); (b) potencias térmicas y eléctrica.

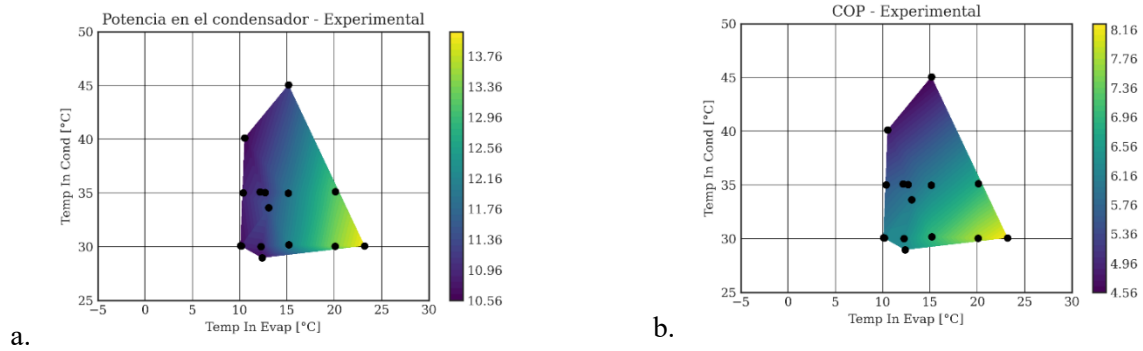


Figura 5. Representación de los puntos de funcionamiento obtenidos mediante los ensayos experimentales

### 3.2. Ajuste del modelo de estimación de COP

Finalmente, a partir de los datos experimentales de temperaturas de entrada y salida en el foco caliente y frío se ajustaron los parámetros de las relaciones polinómicas mostradas en la Ecuación (4) necesarios para la calibración del modelo de estimación del COP; en este caso, para el refrigerante R-410A. Dicho proceso de ajuste se basó en una optimización del valor de los parámetros buscando minimizar la media del error relativo de todos los ensayos. Para cada ensayo se obtuvo el promedio del error instantáneo definido según (5).

$$Error\ relativo_i = \left( \frac{|COP_{Jensen}(t) - COP_{Experimental}(t)|}{COP_{Experimental}(t)} \right) \quad (4)$$

Los parámetros obtenidos tras el ajuste se muestran en la Tabla 1, obteniendo un error relativo medio del 7,5%, y un error máximo puntual de menos del 25% (obtenido en el ensayo realizado con la mayor temperatura de entrada al condensador, 45°C, en el límite del mapa de operación facilitado por el fabricante). En cuanto a los parámetros  $\eta_{is,c}$ ,  $\Delta T_{pp}$ , y  $f_Q$ , se observó que la variación del valor de los mismos dentro del rango esperado para bombas de calor agua-agua no afecta de una forma significativa en el valor de la estimación del COP, por lo que se les asignó un valor de 0,9, 8,0 y 0,02 respectivamente.

Tabla 1. Parámetros de aproximación del COP Jensen para la bomba de calor ensayada

| Parámetro                             | BC ensayada – R410A |          |          |
|---------------------------------------|---------------------|----------|----------|
|                                       | <i>a</i>            | <i>b</i> | <i>c</i> |
| $\frac{\omega_{is,e}}{\omega_{is,c}}$ | 0,0117              | 0,0025   | -0,4153  |
| $\Delta \bar{T}_{r,H}$                | -0,321              | -0,946   | 15,733   |

En la Figura 6, se muestran los resultados de COP experimental y COP estimado con el modelo utilizado para dos de los ensayos llevados a cabo. El ensayo 26 arroja unas condiciones de operación más estables. La estimación del COP es capaz de reflejar cambios en el COP por un valor absoluto menor de 0,2. Por otro lado, el ensayo 25 presenta unas condiciones de operación de la temperatura de entrada al condensador inestables a lo largo del tiempo, obteniendo también valores del COP que varían más fuertemente. En este caso, el modelo

sigue la tendencia general del COP instantáneo, aunque no capta la magnitud completa de la variación.

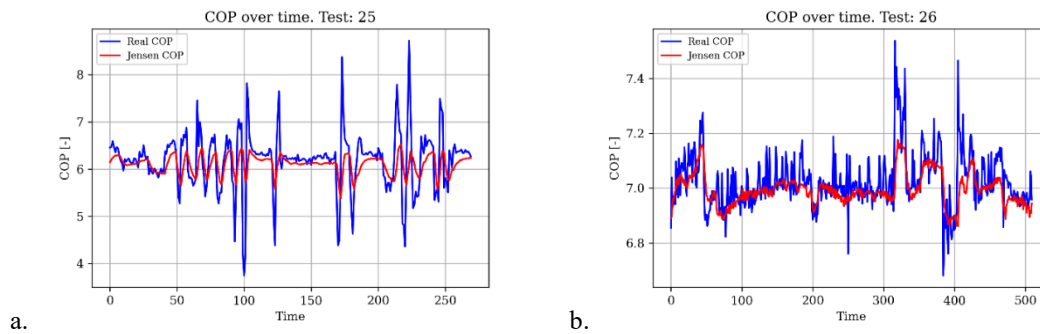


Figura 6. Evolución del COP instantáneo real y estimado para dos ensayos

#### 4. CONCLUSIONES

Tras el proceso de cálculo descrito, la metodología de ensayo se considera validada ya que los valores encontrados son coherentes con lo esperado y arrojan valores del mismo orden de magnitud que los indicados por el fabricante. Sin embargo, en ciertas condiciones de operación, se encuentran diferencias significativas entre los mismos que hacen necesario profundizar en el estudio comparativo de las condiciones de ensayo y medida. Es necesario tener en cuenta que el análisis de propagación de incertidumbres desde las medidas experimentales hasta el valor de COP calculado a partir de ellas queda fuera del objeto del estudio, por lo que su acotación en estudios posteriores podría mejorar el proceso de estimación. Tras el proceso de calibración del modelo descrito, se obtiene una estimación del COP basada en las condiciones de operación que presenta un error medio aceptable menor al 10%. Esto demuestra que los datos extraídos de los ensayos sobre la bomba de calor permiten su uso en la generación de conocimiento alrededor del funcionamiento y optimización de la misma, siendo un activo valioso para el desarrollo de nuevas líneas de investigación relacionadas.

#### Agradecimientos

Este trabajo ha recibido financiación del programa Horizonte 2020 de la Unión Europea, dentro del proyecto “Renewable and Waste Heat Recovery for Competitive District Heating and Cooling Networks—REWARDHeat”, GA n° 857811; y del CDTI-Ministerio de Ciencia e Innovación de España, dentro del proyecto “Desarrollo de comunidades locales energéticamente positivas con sistemas híbridos de generación renovable y almacenamiento – Hysgrid+”, Ref.: CER-20191019, financiado con fondos NextGenerationEU.

#### REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency, IEA (2022), The Future of Heat Pumps. World Energy Outlook Special Report. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>. Consultado el 2024.04.17
- [2] Gong, Y., Ma, G., Jiang, Y., Wang, L. Research progress on the fifth-generation district heating system based on heat pump technology. *Journal of Building Engineering*, 2023, 71:106533.
- [3] Arpagaus, C., Bless, F., Uhlmann, M., Schiffmann, J. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy*, 2018, 152: 985-1010.
- [4] Lorenz, H. Die Ermittlung der Grenzwerte der thermodynamischen Energieumwandlung. *Z. Gesamte Kälteindustrie*, 1895, 2: 1-3.
- [5] Jensen, J. K., Ommen, T., Reinholdt, L., Markussen, W. B., Elmegaard, B. Heat pump COP, part 2: Generalized COP estimation of heat pump processes. In 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Valencia, Spain. 1136-1145, 2018
- [6] “Applied heat pumps - Clivet spa”. Clivet spa. Accedido el 31 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible: <https://www.clivet.com>
- [7] “Modelo WSHN-EES41STT | Eurovent Certita Certification”. Eurovent Certita Certification. Accedido el 31 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible: <https://www.eurovent-certification.com/es/catalog/program/certificate/participant/model/show/89586>
- [8] UNE-EN 14511:2019-3 Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor para la calefacción y la refrigeración de locales y enfriadoras de proceso con compresores accionados eléctricamente. Parte 3: Métodos de ensayo.