

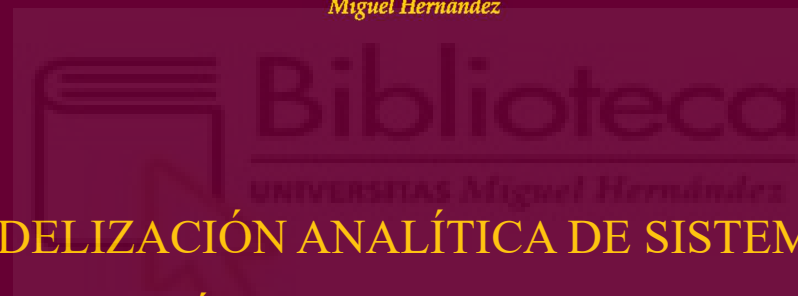
UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández



"MODELIZACIÓN ANALÍTICA DE SISTEMA DE
CLIMATIZACIÓN BASADO EN LA HIBRIDACIÓN
DE BOMBA DE CALOR Y CICLO DE
MAISOTSENKO PARA EL PRE-ENFRIAMIENTO
DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR"

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio –2024

AUTOR: Mario Sánchez Rodríguez

DIRECTOR: Javier Ruiz Ramírez



AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a Javier Ruiz Ramírez, tutor de este Trabajo de Fin de Grado, por darme la oportunidad y por su apoyo y atención en todo momento.

Además, gracias a todas las personas que, de alguna manera, han contribuido a que este estudio sea una realidad.





RESUMEN

Los sistemas de bombas de calor altamente eficientes pueden reducir significativamente el uso de energía en los edificios, contribuyendo así a cumplir los compromisos climáticos de Europa, incluida la descarbonización de los edificios para 2050.

El Ciclo Maisotsenko es un tipo de enfriamiento evaporativo indirecto de múltiples etapas que se puede utilizar en diferentes aplicaciones de aire acondicionado. El uso del Ciclo M para preenfriar el aire de entrada del condensador en una bomba de calor constituye una estrategia que no ha sido explorada en la literatura revisada. En este sentido, este estudio aborda la hibridación de una bomba de calor para aplicaciones de aire acondicionado junto con un enfriador Maisotsenko. La principal novedad del sistema reside en el uso del Ciclo M para preenfriar el aire que entra al condensador de la bomba de calor, en lugar de utilizarlo para cubrir, total o parcialmente, la carga térmica del edificio. Este estudio constituye un enfoque preliminar para evaluar la idoneidad del uso de un enfriador M para mejorar el rendimiento de una bomba de calor mediante el pre-enfriamiento del aire de entrada a su condensador.

Se desarrolló un modelo analítico de un edificio y un sistema de refrigeración que consta de una bomba de calor y un enfriador M para investigar el impacto de mejorar el rendimiento de la bomba de calor mediante el pre-enfriamiento del aire que ingresa a su condensador. Los modelos de los componentes del sistema y el modelo del edificio fueron validados con datos experimentales, mostrando una buena concordancia. Se realizó un análisis comparativo basado en el consumo total de energía (ventilador y compresor) como indicador clave de rendimiento. Durante el día más caluroso del año en Alicante, donde se ubica el edificio, el consumo pico del sistema disminuye de 1,8 a 1,2 kW cuando se activa el pre-enfriamiento. Esto se traduce en una reducción del 33,7%. La ratio de mejora calculado para un día típico de verano es del 1,5% °C-1, lo que concuerda con los resultados reportados por otros autores que han utilizado técnicas de pre-enfriamiento evaporativo en el condensador de una bomba de calor. La simulación realizada para el período estival (junio, julio, agosto y septiembre) mostró un beneficio

potencial del 17% en el uso de energía para fines de aire acondicionado. El EER medio de la bomba de calor aumenta de 3,92 a 4,65 (18,64%).

Este estudio proporciona información valiosa para el diseño y la implementación de tecnologías de refrigeración eficientes, avanzando más allá de los esfuerzos anteriores en la literatura.



NOMENCLATURA

a	[m]	Anchura del canal.
c_p	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]	Calor específico.
Δp	[Pa]	Caída de presión.
ΔT	[°C]	Variación de temperaturas.
G	[W m ⁻²]	Radiación global.
h_c	[W m ⁻² K ⁻¹]	Coefficiente de transferencia de calor por convección.
h_m	[m s ⁻¹]	Coefficiente de transferencia de masa.
L	[m]	Longitud del canal.
Le	[-]	Número de Lewis.
\dot{m}	[kg s ⁻¹]	Flujo másico.
Q	[m ³ s ⁻¹]	Caudal volumétrico.
\dot{Q}	[W]	Ratio de transferencia de calor.
\dot{Q}_L	[W]	Ratio de transferencia de calor latente.
\dot{Q}_S	[W]	Ratio de transferencia de calor sensible.
r	[-]	Ratio de flujo másico de entrada de aire de trabajo.
T	[°C]	Temperatura.
\dot{W}	[W]	Consumo de energía.
x	[m]	distancia de un elemento diferencial.

Abreviaciones

EER Ratio de eficiencia energética.

Símbolos en latín

ε	[-]	efectividad.
η	[-]	eficiencia
ρ	[kg m ⁻³]	densidad
ϕ	[-]	humedad relativa
ω	[-]	humedad absoluta
ω_s	[-]	humedad absoluta de saturación.

Subíndices y Superíndices

w	Corriente de aire del canal secundario (húmedo).
cond	condensador.
comp	compresor.
d	Corriente de aire del canal primario (seco).
dp	Punto de condensación.
evap	Evaporador.
f	Ventilador.
h	Aire húmedo.
in	Entrada.
out	Salida.
v	vapor de agua.
w	agua.
wbs	bulbo húmedo.



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS	16
1.1 INTRODUCCIÓN.....	16
1.1.1 OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS)	16
1.1.2 SECTOR DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ACTUAL Y FUTURO	17
1.1.3 CONSUMO DE ENERGÍA EN EL SECTOR DE LA CONSTRUCCIÓN	20
1.1.4 RECURSOS HÍDRICOS	22
1.1.5 REFRIGERACIÓN DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR	23
1.1.6 MÉTODOS DE REFRIGERACIÓN DEL CONDENSADOR	24
1.1.7 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	26
1.1.8 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO	27
1.1.9 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO	29
1.1.10 CICLO MAISOTSENKO (CICLO M).....	30
1.2 ANTECEDENTES	33
1.2.1 EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN BASADOS EN EL CICLO DE MAISOTSENKO	34
1.2.2 EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDOS: CONVENCIONAL+MAISOTSENKO	38
1.2.3 CONCLUSIONES.....	39
1.3 OBJETO DEL ESTUDIO.....	40
2. METODOLOGÍA.....	42
2.1 INTRODUCCIÓN.....	42
2.2 DESCRIPCIÓN DEL CICLO M	43
2.2.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS Y OPERATIVOS	44
2.3 SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	45
2.4 MODELIZACIÓN DEL CICLO M	46
2.4.1 PROCEDIMIENTO EN EES	49
2.4.2 PROCEDIMIENTO EN JULIA	51
2.5 MODELIZACIÓN DEL EDIFICIO	55

2.6 MODELIZACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR	57
2.7 INTERACCIÓN ENTRE MODELOS	59
3. RESULTADOS	60
3.1 INTRODUCCIÓN.....	60
3.2. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL.....	61
3.2.1 VALIDACIÓN DEL MODELO DEL EDIFICIO.....	61
3.2.2 VALIDACIÓN DEL MODELO DE LA BOMBA DE CALOR.....	62
3.2.3 VALIDACIÓN DEL CICLO M	63
3.3 DESEMPEÑO DEL SISTEMA SIN PRE-ENFRIAMIENTO	65
3.4 EFECTO DEL PRE-ENFRIAMIENTO DEL AIRE DE ENTRADA AL CONDENSADOR	66
3.4.1 DÍA MÁS CALUROSO, 21 DE JULIO	66
3.4.2 COMPARATIVA MENSUAL APLICANDO PRE-ENFRIAMIENTO.....	69
3.4.3 COMPARATIVA DURANTE TODO EL VERANO.....	70
3.5 ESTRATEGIAS DE CONTROL	73
3.5.1 SIN MODIFICAR.....	75
3.5.2 FUNCIONAMIENTO CONTINUO DEL CICLO M	75
3.5.3 FUNCIONAMIENTO SI EL AHORRO DE POTENCIA SUPERA LA DEL VENTILADOR	75
3.5.4 LIMITACIÓN DE LA VARIACIÓN DE TEMPERATURAS ENTRE T_{wb} Y T_{amb}	75
3.5.4.1 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 5°C.....	76
3.5.4.2 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 8°C.....	76
3.5.4.3 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 10°C.....	76
3.5.4.4 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 13°C.....	76
3.5.5 TEMPERATURA EXTERIOR SUPERIOR A CIERTA TEMPERATURA.....	77
3.5.5.1 TEMPERATURA EXTERIOR SUPERIOR A 25°C	77
3.5.5.2 TEMPERATURA EXTERIOR SUPERIOR A 30°C	77
3.5.6 Δ DE TEMPERATURA ENTRE T_{amb} Y T_{out} DEL CICLO MAYOR DE 10 GRADOS.....	77
3.5.7 BALANCE ECONÓMICO	78

3.6 CONSUMO DE AGUA.....	80
3.7 CONCLUSIONES.....	81
4. CONCLUSIONES	82
4.1 VINCULACIÓN Y VALIDACIÓN DE MODELOS	82
4.2 MEJORA DEL RENDIMIENTO DEL SISTEMA	82
4.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA Y REDUCCIÓN DE CONSUMO	83
4.4 AHORRO DE AGUA Y SOSTENIBILIDAD.....	83
4.5 COMPROMISO ENTRE AHORRO DE AGUA Y ENERGÍA.....	83
4.6 IMPACTO ECONÓMICO Y OPERATIVO	84
4.7 RECAPITULACIÓN	84
4.8 FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO	84
5. BIBLIOGRAFÍA.....	86
6. ANEXOS.....	88
6.1 ANEXO I: CÓDIGO DE EES.....	88
6.2 ANEXO II: TABLAS DEL MODELO DE EDIFICIO, BOMBA Y CICLO M EN EXCEL	93



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Objetivos 2030 para el consumo de energía primaria, EU-27. Fuente: Eurostat.....	17
Figura 2: Evolución de la generación de energía de fuentes renovables y no renovables en España. REE.18	
Figura 3: Generación de electricidad por fuentes renovables en España. Fuente: REE.	19
Figura 4: Generación de electricidad por fuentes renovables en España en 2023. Fuente: REE.....	19
Figura 5: Emisiones de efecto invernadero en España.	20
Figura 6: Mapa con regiones áridas y semi-áridas.....	22
Figura 7: Esquema de sistema de refrigeración basado en ciclo de compresión de vapor.....	23
Figura 8: Gráfico comparativo entre refrigeración por aire, por agua e híbrida.....	25
Figura 9: Variación de las propiedades psicométricas del aire durante un enfriamiento evaporativo.....	26
Figura 10: (a) Técnicas de enfriamiento evaporativo: panel refrigerativo (arriba), (b) spray (abajo).	27
Figura 11: Deluge cooling.	28
Figura 12: Descripción esquemática del modelo de refrigeración indirecto y análisis psicrométrico.....	29
Figura 13: Valeriy Maisotsenko con un prototipo de enfriadora basada en el ciclo que lleva su nombre. 30	
Figura 14: Descripción esquemática del modelo de Ciclo M.....	31
Figura 15: Refrigeración por ciclo de Maisotsenko. Adaptación de Riangvilaikul y Kumar (2010).	32
Figura 16: Hibridación de refrigerador M y ciclo convencional. Adaptación de Cui et al. (2014).....	39
Figura 17: Esquema de la bomba de calor con pre-enfriamiento mediante Ciclo M.	43
Figura 18: Descripción esquemática del modelo de Ciclo Maisotsenko.....	44
Figura 19: Descripción esquemática del modelo de Ciclo Maisotsenko con parámetros geométricos.....	44
Figura 20: Constantes de fricción laminar f_{Re} para ductos rectangulares y triangulares.....	49
Figura 21: Resultados de la modelización del Ciclo M en EES	50
Figura 22: Psicrométrico de los resultados de la modelización del Ciclo M en EES.....	50
Figura 23: Error por humedad del aire negativa.....	51
Figura 24: Esquema del Ciclo Maisotsenko dividido en 10 nodos.....	53
Figura 25: Esquema que representa el bucle iterativo para obtener el Ciclo Maisotsenko.....	54
Figura 26: Esquema del Ciclo M dividido en 10 nodos en funcionamiento.....	55
Figura 27: (a) Modelo generado con la herramienta informática HULC. (b) Edificio real (oficina).....	56

Figura 28: EER frente a ΔT y RC para puntos experimentales y correlación de los mismos.	58
Figura 29: Representación esquemática de la interacción sistema-edificio.	59
Figura 30: Comparación entre los resultados experimentales y predichos por el modelo.....	62
Figura 31: (a) Curvas eléctricas experimentales (sólidas) y simuladas (discontinuas) registradas a lo largo del 31 de julio y el 2 de agosto. Variación diaria de W_{comp} . (b) Error relativo entre el consumo de energía general previsto y experimental	63
Figura 32: Comparación entre resultados experimentales y predichos por julia.	64
Figura 33: Comparación entre resultados experimentales y predichos en diagrama psicrométrico.	64
Figura 34: Validación del modelo para distintas.....	65
Figura 35: Variación de las condiciones ambientales durante el 21 de julio.	67
Figura 36: Variación del rendimiento de la bomba de calor y del refrigerador M durante el 21 de julio... 68	
Figura 37: Agua consumida por el Ciclo M	68
Figura 38: Evolución de la potencia y la EER durante el mes de julio día a día.....	69
Figura 39: Evolución de las temperaturas durante el mes de julio hora a hora.	69
Figura 40: Resultados previstos por el modelo de consumo de energía para los meses de verano.	70
Figura 41: Evolución de las temperaturas durante el verano hora a hora.....	71
Figura 42: Evolución de la potencia y la EER durante el verano día a día	72
Figura 43: Evolución del consumo de agua durante el verano hora a hora.....	72
Figura 44: Activación del ciclo M según las temperaturas en carta psicrométrica.	79
Figura 45: Agua consumida por el Ciclo M con cada una de las modificaciones.....	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Especificaciones de los parámetros geométricos utilizados en el modelo.....	44
Tabla 2: Especificaciones de los parámetros operativos utilizados en el modelo.....	44
Tabla 3: Características técnicas de la bomba de calor.....	57
Tabla 4: Constantes a_n en ecuación (16).....	58
Tabla 5: Parámetros de funcionamiento de la Bomba de Calor sin Ciclo Maisotsenko.	65
Tabla 6: tabla descriptiva de estrategias de control.	73
Tabla 7: tabla comparativa de modificaciones del Ciclo M.	74
Tabla 8: Potencia y eficiencia de la bomba de calor con y sin el Ciclo M	93
Tabla 9: Día más caluroso	97





1. INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

El Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (UNEP) subraya el papel fundamental de la energía en la economía y la sociedad, al mismo tiempo que destaca su impacto negativo. Según el UNEP, el sector energético es el principal contribuyente al calentamiento global, generando aproximadamente dos tercios de las emisiones de gases de efecto invernadero atribuidas a la actividad humana. Por lo tanto, reducir el consumo de energía y adoptar tecnologías de alta eficiencia y bajas o nulas emisiones de carbono son medidas esenciales para mitigar los efectos del cambio climático.

Para hacer la energía más sostenible, accesible y cuantificable en cuanto a progreso, la Unión Europea (UE) ha establecido tres indicadores de desarrollo sostenible: acceso a la electricidad, eficiencia energética y desarrollo y uso de energías renovables. Además, ha fijado metas para 2030, que incluyen un considerable aumento del 32% en la proporción de energía renovable con respecto al conjunto de fuentes energéticas y aumentar la tasa global de mejora en eficiencia energética al menos un 32,5% en la UE.

1.1.1 OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS)

El 2030 Climate & Energy Framework de la Unión Europea es el marco legislativo que rige las políticas en materia de sostenibilidad energética y cambio climático en el ámbito comunitario. Aquí se describen, entre otros, los principales objetivos políticos de la unión para el período de 2010 a 2030 en este ámbito. Las emisiones globales de CO² tendrían que disminuir en 2030 alrededor de un 55% respecto de los niveles de 1990, y seguir disminuyendo hasta alcanzar la neutralidad en 2050 para cumplir con este objetivo y evitar consecuencias catastróficas y cambios irreversibles. La temperatura media mundial en 2023 superó más de 1 grado centígrado la línea de base preindustrial, siendo los años anteriores, los más cálidos registrados. De acuerdo con el ODS 13, desde el año 1971 en España se observa cómo las temperaturas medias son cada vez más

elevadas a lo largo del año, aunque el ascenso se aprecia con más claridad en verano, habiendo además aumentado su duración casi 5 semanas más respecto a los comienzos de los años 80.

Tal y como se muestra en la *Figura 1*, Los datos muestran que en 2022 la UE se acercó al objetivo de 992,5 Mtep para 2030 y la brecha se redujo al 26,7% después de registrar una diferencia más amplia en 2021 (un 31,2% de distancia del objetivo). El consumo de energía final alcanzó los 940 Mtep en 2022, un descenso del 2,8% respecto a 2021.

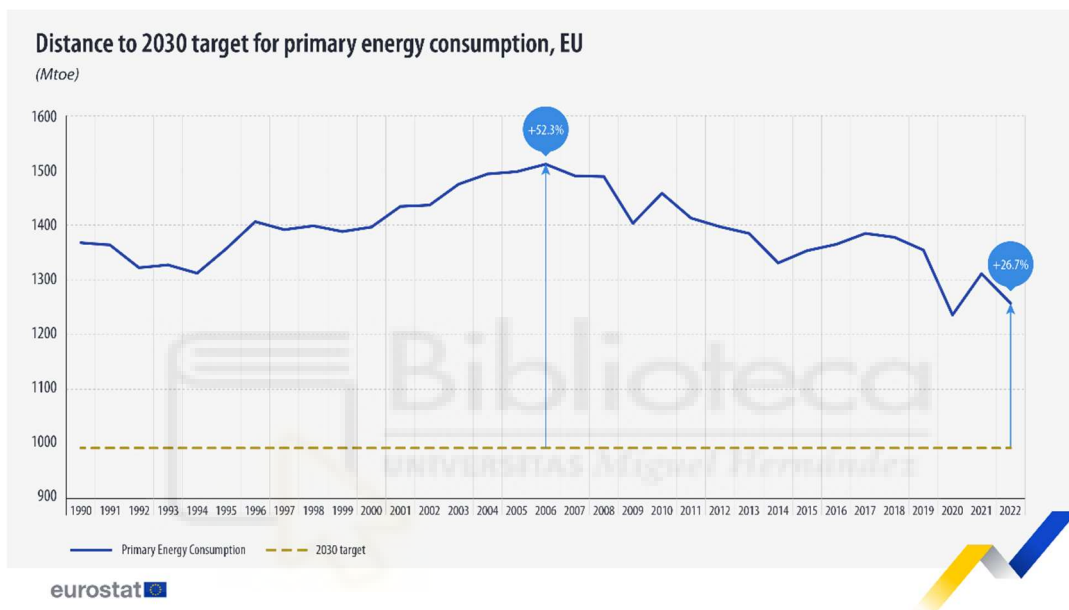


Figura 1: Objetivos 2030 para el consumo de energía primaria, EU-27. Fuente: Eurostat.

1.1.2 SECTOR DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ACTUAL Y FUTURO

Las energías renovables son, hoy en día, más importantes que nunca. Además del esfuerzo continuado por la descarbonización para combatir el calentamiento global, la UE priorizará estas energías debido al conflicto en Ucrania, buscando hacer a Europa independiente de los combustibles fósiles rusos. Debemos ser conscientes de que antes del conflicto, un 40% de todo el gas importado por Europa provenía de Rusia. Con esta idea, la UE ha desarrollado un programa para acelerar el desarrollo de tecnologías de alto rendimiento y de bajas emisiones de carbono, y su comercialización. El Plan Estratégico Europeo de Tecnología Energética (European Strategic Energy Technology Plan o SET Plan) identifica 10 acciones para la investigación e innovación (SET Plan key

actions). Más específicamente, la acción clave número 1 (N.º 1 in renewables) incluye la integración de tecnologías renovables en los sistemas energéticos y la reducción de los costes de las tecnologías (Performant renewable technologies integrated in the system & Reduce the cost of technologies).

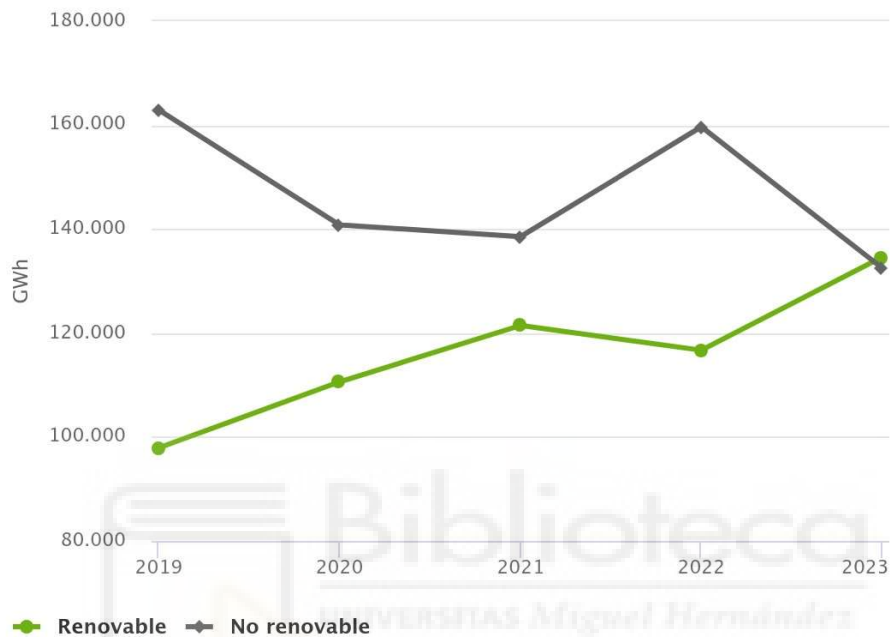


Figura 2: Evolución de la generación de energía de fuentes renovables y no renovables en España. Fuente: REE.

En el caso específico de España, en los últimos años se ha visto incrementado el porcentaje de producción de energía de fuentes renovables, como se observa en la *Figura 2*. En concreto, la generación de energía renovable respecto al total de energía producida ha pasado de un 38,9% en 2019 a un 52,6% en 2023. Más detalladamente, como muestran la *Figura 3* y la *Figura 4*, la tecnología más empleada está siendo la eólica con el 46% de la producción de energía renovable, seguida por la solar fotovoltaica (28%) y la hidráulica (19%). Todos los datos se han extraído de **REE**.

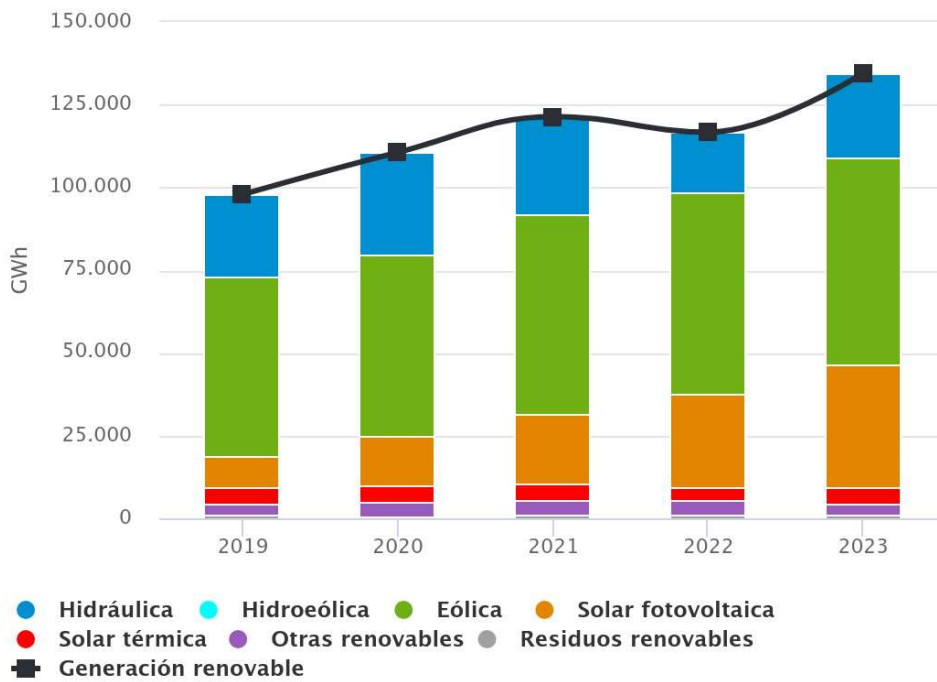


Figura 3: Generación de electricidad por fuentes renovables en España. Fuente: REE.

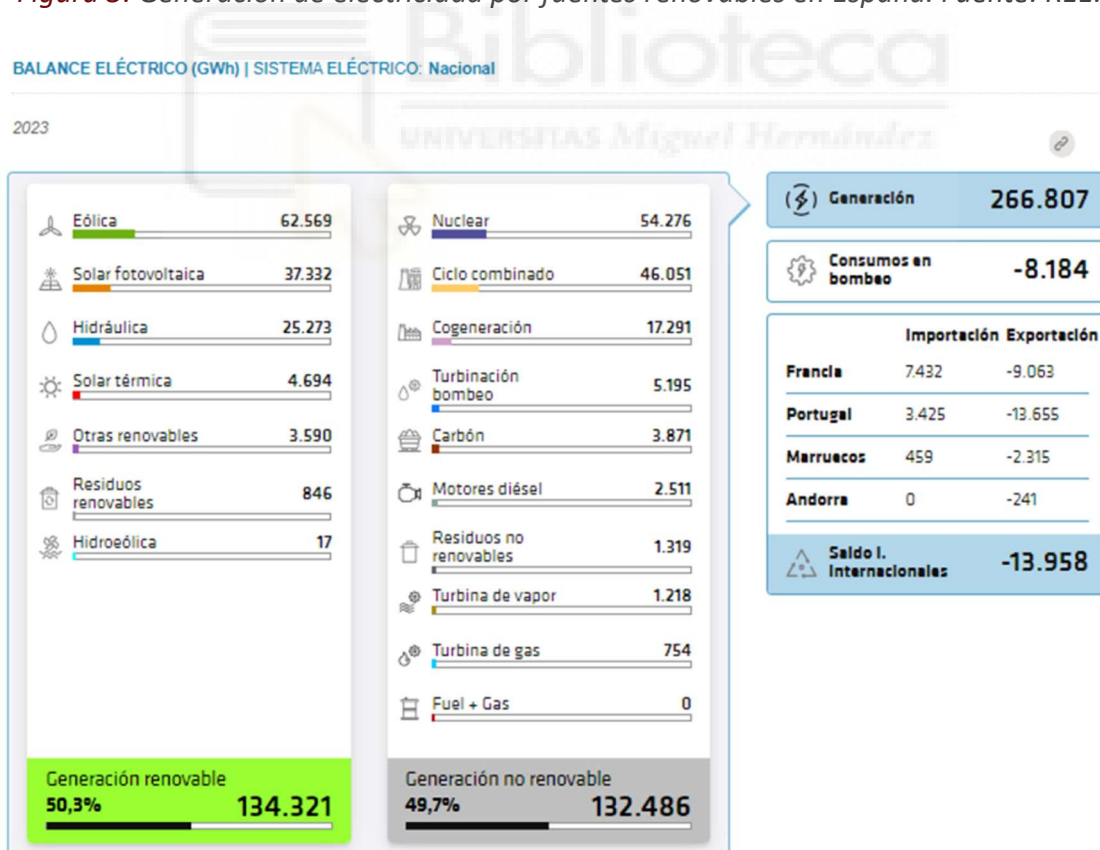


Figura 4: Generación de electricidad por fuentes renovables en España en 2023. Fuente: REE.

1.1.3 CONSUMO DE ENERGÍA EN EL SECTOR DE LA CONSTRUCCIÓN

Una de las áreas clave donde se pueden implementar medidas para combatir el cambio climático es en el sector de la construcción y la climatización de edificios. Los edificios son responsables de una parte significativa del consumo energético y las emisiones de gases de efecto invernadero a nivel mundial.

Según datos de la Agencia Internacional de Energía (AIE), las operaciones de los edificios representan el 39% del consumo global de energía final y, aproximadamente, constituye el 36% de las emisiones de CO² tal y como muestra la *Figura 5*. De hecho, las emisiones del sector de la construcción han escalado continuamente, con un aumento promedio del 1% anual desde 2015. Es alarmante que este sector por sí solo represente más de un tercio del total de las emisiones globales. Alrededor de dos tercios de estas emisiones son indirectas, procedentes de la producción de electricidad y calor utilizados en los edificios.

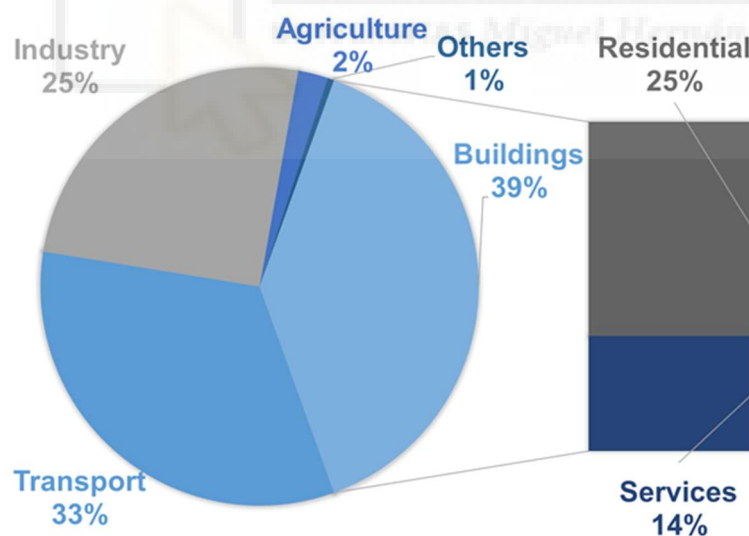


Figura 5: Emisiones de efecto invernadero en España.

En los países del sur de Europa, como España, Italia y Portugal la refrigeración puede suponer hasta el 50% del consumo de energía final de los edificios. Es por ello que el sector de la edificación es un objetivo central de la política de eficiencia energética comunitaria.

Esta alta proporción de gasto energético en calefacción destaca la importancia de implementar estrategias para mejorar la eficiencia energética en este ámbito.

En la directiva 2018/844 relativa a la eficiencia energética de los edificios, la UE fija como objetivo que todos los edificios de nueva construcción sean de consumo de energía casi nulo, NZEB (Nearly Zero Energy Buildings), para este año 2024. Este tipo de edificios se caracteriza por tener un consumo muy reducido de energía. Para alcanzar los estándares impuestos por las administraciones (la unión europea delega en los estados miembros los límites en sus territorios), se puede actuar en dos líneas de actuación: reducción de la demanda de energía y/aumento de la eficiencia de los equipos.

- La primera línea de actuación busca el uso de soluciones constructivas acordes a la funcionalidad y emplazamiento del edificio que permitan reducir la demanda de energía, por ejemplo, con la mejora del aislamiento del edificio.
- La segunda línea de actuación pasa por aumentar la eficiencia de conversión de energía primaria a energía final de los equipos de climatización que operan en los edificios, por ejemplo, con el uso de energías renovables.

Debido a la limitación existente en la reducción de demanda en edificios (por ejemplo, demandas como el agua caliente sanitaria sólo dependen del número de ocupantes y por tanto existe un valor de partida que no puede reducirse), el aumento de la eficiencia de los equipos adquiere una mayor relevancia.

1.1.4 RECURSOS HÍDRICOS

Según **M. Abdelhak**, los ecosistemas áridos se caracterizan por una escasez de agua debido a la baja precipitación. Como se muestra en la *Figura 6*, estas regiones ocupan cerca de un 30 % de la superficie terrestre. Por lo tanto, el agua se convierte en un recurso invaluable que no debe desperdiciarse, ya que es vital para la supervivencia.

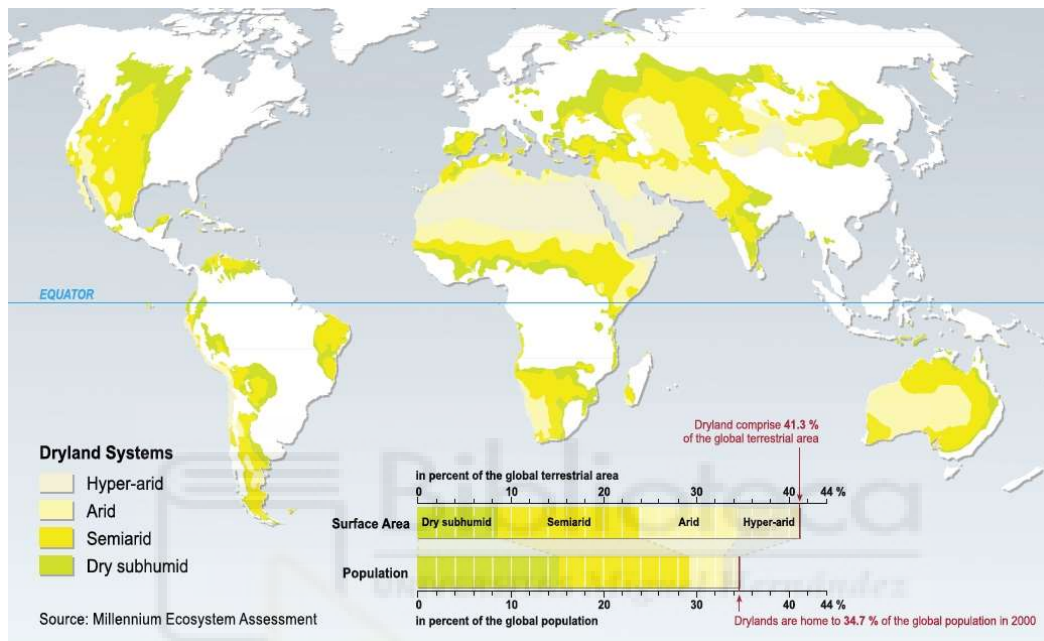


Figura 6: Mapa con regiones áridas y semi-áridas.

Para asegurar la disponibilidad y gestión sostenible del agua, así como el acceso universal al saneamiento, la Unión Europea ha establecido el año 2030 como plazo para mejorar significativamente la eficiencia en el uso de los recursos hídricos en todos los sectores. Además, se ha comprometido a garantizar la sostenibilidad en la extracción y suministro de agua dulce para hacer frente a la escasez y reducir de manera considerable el número de personas afectadas por la falta de acceso al agua. Estas son algunas de las metas clave establecidas por la UE en este ámbito.

Más del 40 % de la población mundial se ve afectada por la escasez de agua, cifra que se espera que aumente debido al cambio climático. Uno de los posibles efectos previstos del calentamiento global es el crecimiento gradual de las zonas áridas. Según **J. Spinoni, et al.** incluso con un aumento de tan solo 1,5°C en la temperatura global, aproximadamente el 1,4% de la superficie terrestre podría convertirse en zonas áridas.

Si la temperatura aumentara hasta 4°C, esta cifra se elevaría al 4,5%. Este proceso de desertificación sería particularmente grave en el sur de Europa y Sudamérica. Por lo tanto, el agua se está convirtiendo en un recurso cada vez más valioso. En este contexto, el consumo de agua se vuelve una variable crítica a considerar al analizar los sistemas de disipación de calor.

1.1.5 REFRIGERACIÓN DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR

A medida que las temperaturas continúan aumentando debido a los efectos del cambio climático, junto con el rápido desarrollo económico y la urbanización en las regiones más cálidas del mundo, se espera que aumente la demanda de soluciones de refrigeración.

Los sistemas de aire acondicionado mecánicos convencionales por compresión de vapor consumen una cantidad significativa de energía eléctrica que proviene en gran medida, de combustibles fósiles, lo que contribuye al aumento de las emisiones de CO². En este contexto, resulta crucial explorar enfoques innovadores para mitigar el impacto ambiental del enfriamiento de espacios interiores.

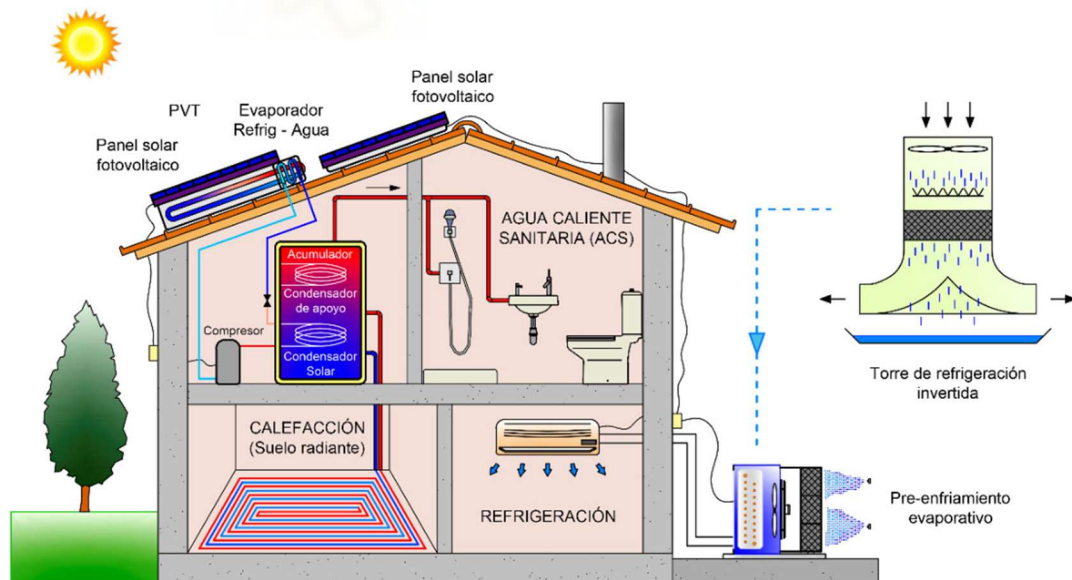


Figura 7: Esquema de sistema de refrigeración basado en ciclo de compresión de vapor.

La máquina térmica de la *Figura 7* consiste en una enfriadora convencional basada en un ciclo de compresión de vapor. El funcionamiento de estos sistemas depende de las temperaturas de evaporación y condensación. En un sistema de refrigeración, la temperatura de evaporación viene fijada por la temperatura del medio a refrigerar, mientras que la temperatura de condensación depende del agente o medio de refrigeración. El consumo eléctrico del compresor está ligado al salto térmico entre dichos focos térmicos. Por lo tanto, para mejorar la eficiencia del sistema es necesario disminuir la temperatura de condensación y para ello existen distintos métodos de refrigeración para el condensador. Las soluciones comerciales tradicionales para la refrigeración incluyen sistemas de condensación por aire y por agua.

1.1.6 MÉTODOS DE REFRIGERACIÓN DEL CONDENSADOR

La refrigeración por aire es un proceso donde el calor se extrae a través de una corriente de aire. Se caracteriza por ser menos eficiente en términos de consumo energético, pero tienen como ventaja que son más sencillos de instalar y mantener, y no requieren el uso de agua, lo que los hace adecuados para zonas áridas y semiáridas. Además, no presentan los mismos riesgos medioambientales y sanitarios asociados con las torres de refrigeración de agua, como la proliferación de bacterias y la contaminación del agua. Sin embargo, la principal desventaja de la refrigeración por aire es su menor eficiencia, que resulta en un mayor consumo de energía y mayores emisiones de CO² en comparación con los sistemas de condensación por agua.

Los sistemas de climatización por condensación de agua suelen emplear torres de refrigeración o condensadores evaporativos, basados en la refrigeración por evaporación. El uso de métodos de pre-enfriamiento evaporativo en el condensador de un sistema de refrigeración basado en bomba de calor presenta un enfoque notablemente eficiente y fácilmente implementable para aumentar el rendimiento de los sistemas de aire acondicionado en todo el mundo, especialmente en regiones caracterizadas por climas cálidos y secos (**Martínez et al. otros, 2016**). Estas metodologías permiten una disminución sustancial en el uso de energía y la mitigación de los picos de demanda de energía al introducir una cantidad mínima de agua durante

un período limitado para enfriar el aire entrante. Un ejemplo de enfriamiento evaporativo como método de pre-enfriamiento queda representado en la *Figura 7*.

La principal diferencia entre la condensación por aire o por agua radica en que condensar con agua lleva a menores temperaturas en la condensación, implicando una mayor eficiencia y menor consumo en el equipo. El efecto que tiene disminuir la temperatura de condensación en la reducción de la potencia consumida por el compresor de un equipo de climatización puede estar entre el 1.8 y el 4 %/°C, **Yik et al. (2001)**. La mejora de la eficiencia de los sistemas condensados por agua se relaciona con el decremento de emisiones de CO² a la atmósfera.

Sin embargo, debido a preocupaciones medioambientales y sanitarias asociadas con las torres de refrigeración, los sistemas híbridos se presentan como una solución de compromiso que busca el equilibrio entre el consumo de agua y la mejora de eficiencia. En estos sistemas, se utiliza aire pre-enfriado de forma evaporativa, donde la energía necesaria para la evaporación se extrae del aire, enfriándolo y aumentando su humedad. La *figura 8* muestra la comparativa de las propiedades de la refrigeración por aire, por agua e híbrida.

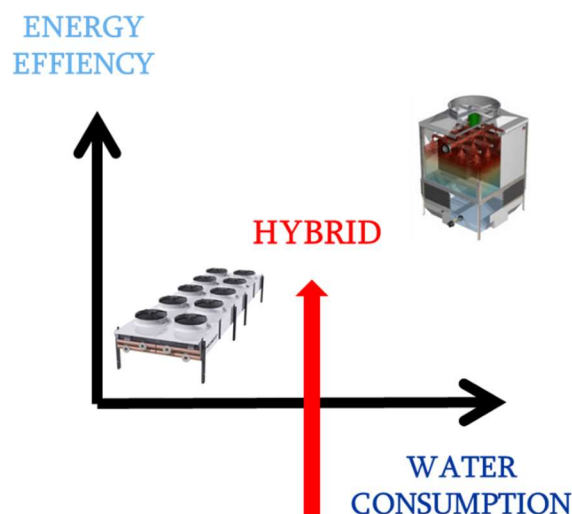


Figura 8: Gráfico comparativo entre refrigeración por aire, por agua e híbrida.

1.1.7 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

El enfriamiento evaporativo consiste en el enfriamiento de una corriente de aire por evaporación de agua líquida. Debido al escaso contenido en humedad de la corriente de aire, parte del agua se evapora, obteniendo la energía necesaria de la corriente de aire. De esta forma, el aire ve reducida su temperatura a costa de un aumento en su humedad específica.

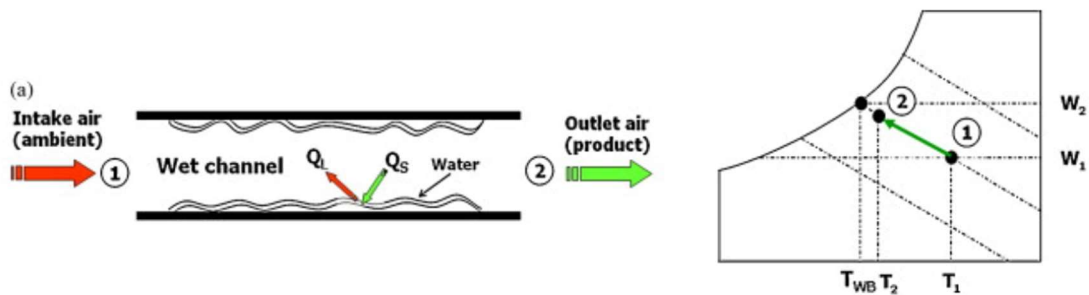


Figura 9: Variación de las propiedades psicrométricas del aire durante un enfriamiento evaporativo.

La *Figura 9* muestra la variación de las propiedades psicrométricas del aire durante el enfriamiento evaporativo. Éste consiste en un proceso idealmente isoentálpico que tiene como límite de enfriamiento la temperatura de bulbo húmedo del aire. Esto se debe a que el aire tiene una capacidad límite de absorción de agua, a partir de la saturación ya no podrá evaporar más agua. Hay que resaltar que la eficiencia evaporativa depende de la técnica empleada pero nunca se alcanza la temperatura límite (bulbo húmedo). Cabe mencionar que, la eficacia de este proceso está muy influenciada por las propiedades del aire: cuanto más seco y caluroso sea el ambiente, mejor funcionará porque se podrá evaporar más cantidad de agua.

Existen diferentes métodos de enfriamiento evaporativo por lo tanto es preciso clasificarlos. Tradicionalmente se pueden dividir en enfriamientos evaporativos directos e indirectos.

1.1.8 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO

El enfriamiento evaporativo directo consiste precisamente en evaporar agua en una corriente de aire con el objetivo de disminuir su temperatura y con la consecuencia de aumentar su humedad. Para conseguirlo existen dos técnicas principales de pre-enfriamiento evaporativo directo: pre-cooling y deluge cooling.

El pre-cooling consiste en el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador de la bomba de calor, permitiendo que este intercambie calor con aire que se encuentra a menor temperatura que la ambiente. Para conseguir este resultado existen dos métodos, el panel refrigerativo y el rociado de agua líquida (spray).

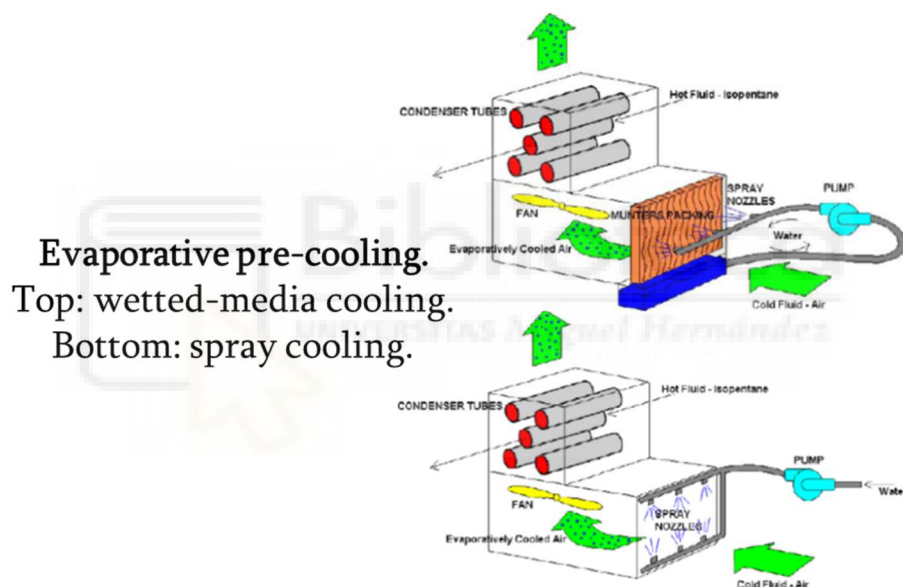


Figura 10: (a) Técnicas de enfriamiento evaporativo: panel refrigerativo (arriba), (b) spray (abajo).

El panel refrigerativo o cooling pad, *Figura 10 (a)*, que sería el método de superficie mojada, se fabrica de distintos materiales como fibras entretrejidas, celulosa o plástico. El panel consiste en láminas corrugadas con distintos ángulos. Así que el agua se distribuye sobre la parte superior del relleno y fluye hacia abajo por gravedad para humedecer todas las capas uniformemente. El aire ambiente circula a través del pad, hace que el agua se evapore y que el aire se enfríe. Su principal inconveniente reside en la pérdida de presión que sufre el aire al pasar por el panel, de manera que para

mantener el mismo punto de funcionamiento se requerirá de un consumo extra de potencia.

Por otro lado, se puede rociar las gotas de agua directamente en el aire *Figura 10 (b)*, mediante boquillas atomizadoras (spray). El contacto directo entre las gotas de agua y el aire no saturado induce la evaporación del agua a costa del enfriamiento del aire. La ventaja de este sistema respecto el otro es que no hay pérdida de presión adicional en el aire. Sin embargo, es necesario instalar una bomba externa que aumente la presión del agua y permita el rociado del spray. Además, a menor diámetro de la boquilla del spray, mayor tendrá que ser el salto de presión que ofrezca la bomba y por tanto mayor consumo.

Por último, el deluge cooling se basa en el rociado directo sobre las superficies de intercambio de calor, obteniendo una alta eficiencia a cambio de necesitar un sistema de control contra la corrosión de la superficie del intercambiador, como se muestra en la *Figura 11*.

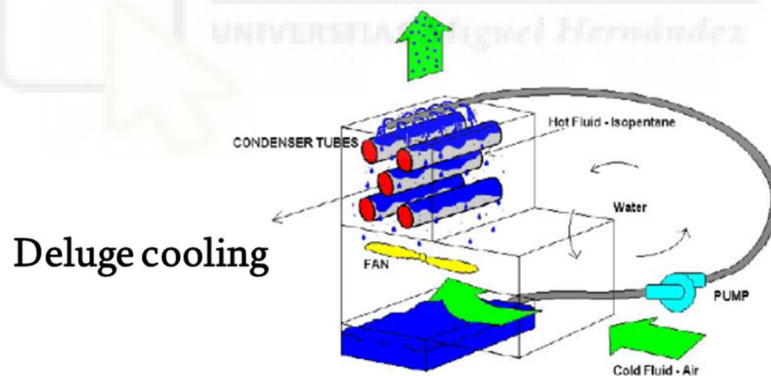


Figura 11: Deluge cooling.

Cada técnica tiene sus ventajas y limitaciones. Por ejemplo, la atomización es simple y de bajo costo, pero puede no evaporar completamente las gotas de agua, lo que puede causar problemas de obstrucción y corrosión. La superficie mojada puede saturar el aire, pero introduce pérdidas de presión adicionales y puede reducir la eficiencia a caudales de aire altos. El sistema deluge es altamente eficiente, pero conlleva riesgos de obstrucción y corrosión.

1.1.9 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO

El enfriamiento evaporativo indirecto, se distingue del enfriamiento evaporativo directo porque permite evitar la humidificación de la corriente de aire producto.

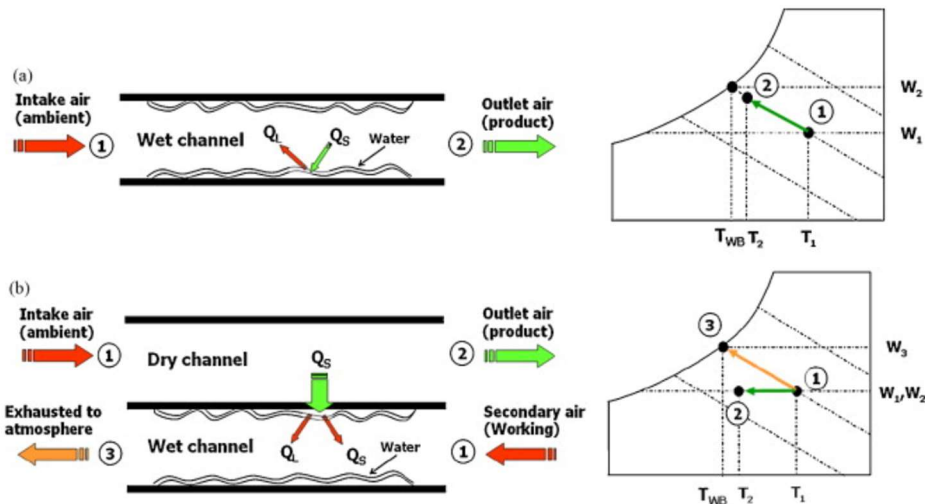


Figura 12: Descripción esquemática del modelo de refrigeración indirecta y análisis psicrométrico.

Tal y como se muestra en la Figura 12, la refrigeración evaporativa directa puede conseguir enfriamientos limitados a la temperatura termodinámica de bulbo húmedo de las condiciones ambiente (aire de entrada) a costa de aumentar la humedad del propio aire, sin embargo, la refrigeración evaporativa indirecta puede conseguir enfriamientos limitados a la misma temperatura, con la ventaja de mantener constante la humedad. El enfriamiento evaporativo indirecto se realiza a través de la transferencia sensible de calor entre dos corrientes de aire: una secundaria que se enfría y humecta a partir del contacto con agua líquida y otra primaria que intercambia calor sensible con la anterior, pero manteniendo su humedad constante.

Este método mantiene las ventajas del enfriamiento evaporativo directo, evitando el inconveniente de la posible emisión de productos químicos y microorganismos a la atmósfera como la bacteria Legionella debido al arrastre de partículas de agua en la corriente de aire húmedo.

1.1.10 CICLO MAISOTSENKO (CICLO M)

En este contexto, el Ciclo Maisotsenko surge como una solución innovadora y eficiente para la climatización de edificios y la generación de energía térmica. Esta tecnología de enfriamiento evaporativo, desarrollada por el profesor Valeriy Maisotsenko y sus compañeros en la Unión Soviética a través de las patentes SU979796 y SU620745, *Figura 13*. El esquema de Maisotsenko se caracteriza por su capacidad para proporcionar un enfriamiento significativo con un consumo de agua notablemente reducido en comparación con los sistemas de refrigeración convencionales.



Figura 13: Valeriy Maisotsenko con un prototipo de enfriadora basada en el ciclo que lleva su nombre.

El Ciclo Maisotsenko, de ahora en adelante “Ciclo M” mejora este proceso utilizando múltiples etapas de reutilización del aire enfriado, logrando temperaturas cercanas a la de rocío, y ofreciendo una eficiencia superior.

El Ciclo M se basa en el principio de enfriamiento adiabático, *Figura 14*, donde el aire se enfría al entrar en contacto con un medio húmedo, lo que resulta en una reducción de la temperatura ambiente. Sin embargo, a diferencia de los sistemas convencionales de enfriamiento evaporativo, el Ciclo M incorpora una serie de mejoras que aumentan su eficiencia y rendimiento. Al combinar los principios de enfriamiento evaporativo con

mejoras técnicas y tecnológicas, el Ciclo M ofrece un enfoque sostenible y rentable para combatir el cambio climático y promover la eficiencia energética en diversos sectores.

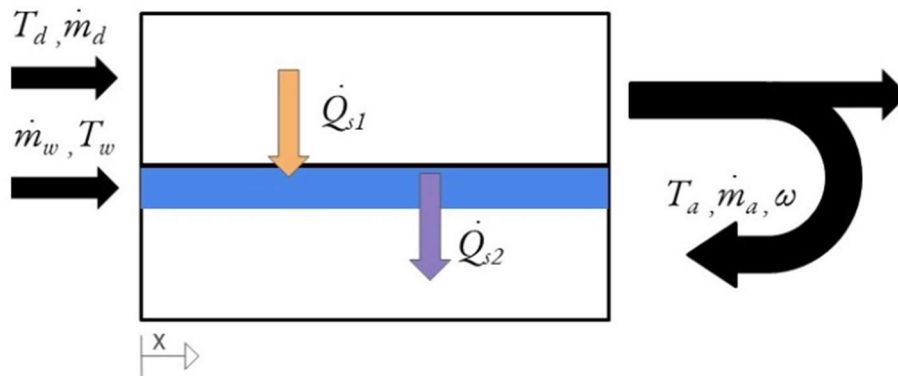


Figura 14: Descripción esquemática del modelo de Ciclo M.

Este ciclo se caracteriza por ser un tipo de sistema de enfriamiento evaporativo indirecto de múltiples etapas, *Figura 15*, donde se combinan procesos termodinámicos de transferencia de calor y enfriamiento evaporativo para conseguir que la temperatura del aire de trabajo alcance la temperatura de rocío de las condiciones ambiente. En otras palabras, se trata de un enfriamiento evaporativo indirecto multi-etapa por el cual el aire puede enfriarse teóricamente a la temperatura de rocío, en vez de a la temperatura del bulbo húmedo de las condiciones ambiente, gracias a que aprovecha la energía renovable psicrométrica disponible a partir del calor latente del agua que se evapora en el aire.

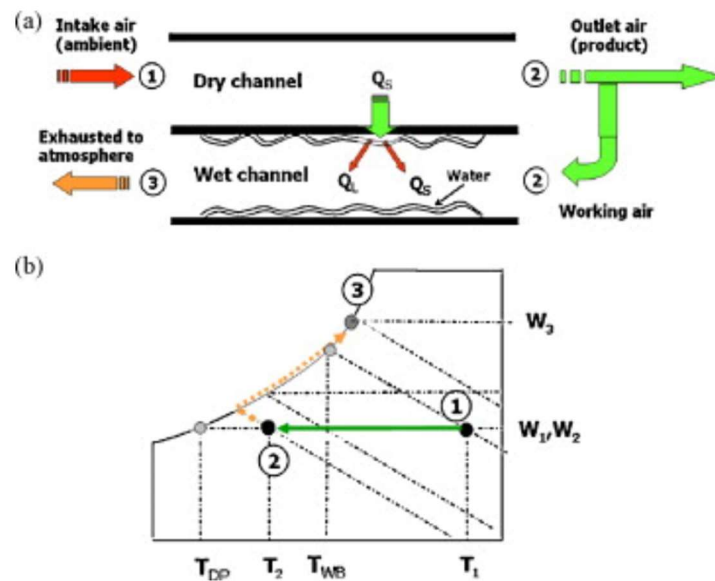


Figura 15: Refrigeración por ciclo de Maisotsenko. Adaptación de Riangvilaikul y Kumar (2010).

En el Ciclo M, el aire ambiente ingresa a un canal seco, que transfiere calor sensible hacia un canal húmedo. Como resultado, el aire de salida que sale del sistema es más frío que la temperatura ambiente. Resulta ventajoso redirigir una parte de este aire para que sirva como aire de trabajo en el canal húmedo. A continuación, este aire de trabajo se humidifica y absorbe calor del canal seco antes de ser expulsado a la atmósfera. En consecuencia, la temperatura del aire de salida desciende por debajo de la temperatura ambiente de bulbo húmedo sin alterar los niveles de humedad.

Una de las principales ventajas que presenta el Ciclo M ya se ha comentado con anterioridad y es la capacidad de generar aire en condiciones de temperatura inferior a la temperatura de bulbo húmedo de las condiciones del aire de entrada. La segunda ventaja radica en que la energía necesaria para hacer funcionar el ciclo se limita a la energía de accionamiento del ventilador. En condiciones normales de operación, el consumo de un ventilador es sustancialmente inferior al consumo de un compresor. Es por ello que, este tipo de sistemas posee un enorme potencial de ahorro de energía, ya que consumen 10 veces menos energía primaria en comparación con los sistemas basados en bomba de calor. Esto implica EERs del ciclo en el rango 200-600, **Cui et al. (2015)**.

1.2 ANTECEDENTES

Numerosos estudios han investigado el potencial de los enfriadores evaporativos indirectos de múltiples etapas para la refrigeración de espacios. Por ejemplo, **Pandelidis et al. (2015)** desarrollaron un modelo bidimensional de intercambiador de calor de flujo cruzado M-Cycle, que arroja luz sobre su rendimiento en diversas condiciones operativas. Sus hallazgos resaltan la influencia de factores como los parámetros del aire de entrada, las características de diseño y las configuraciones del sistema en la eficiencia y efectividad energética, destacando así el importante potencial de estos dispositivos en los sistemas de aire acondicionado. De manera similar, **Boukhanouf et al. (2017)** presentaron un modelo computacional y experimental de un sistema de refrigeración por evaporación indirecta con temperatura inferior a la de bulbo húmedo para la refrigeración de espacios en edificios, logrando una capacidad de refrigeración de 225 W/m². **Caliskan et al. (2011)** realizaron un análisis energético, exegético y de sostenibilidad del Ciclo M comparándolo con tres tipos convencionales de sistemas de refrigeración por aire para aplicaciones de edificación, obteniendo mejores resultados para el Ciclo M. Investigando sobre el diseño del enfriador evaporativo, **Oh et al. (2019)** desarrollaron un modelo matemático del enfriador evaporativo indirecto para comparar el rendimiento entre una configuración de purga única y de cuatro purgas. **Kabeel et al. (2017)** modificaron el intercambiador de calor comparando la adición de un deflector interno y encontraron mejoras significativas en la reducción de la temperatura del aire de suministro (21%) y el coeficiente de rendimiento (71%) con respecto a diseños anteriores. **Zhao et al. (2009)** investigaron la viabilidad del enfriamiento por evaporación para el aire acondicionado en regiones de China y el Reino Unido. Concluyen que el sistema es adecuado para la mayoría de las zonas, especialmente aquellas con climas cálidos y secos, mientras que se necesitan medidas de adaptación para las regiones húmedas. También consideran que la temperatura del agua del grifo es adecuada para alimentar el sistema. Del mismo modo, **Jaber y Ajib (2011)** estudiaron su viabilidad en regiones mediterráneas con dos configuraciones diferentes, concluyendo de su alto potencial y alto ahorro energético y económico. En la misma línea, **Pandelidis et al. (2018)** utilizaron datos climáticos polacos para comparar el rendimiento de los sistemas

de aire acondicionado típicos y sin el Ciclo M, concluyendo que el enfriamiento evaporativo mediante el Ciclo Maisotsenko tiene un alto potencial de aplicación y permite generar importantes ahorros de energía.

1.2.1 EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN BASADOS EN EL CICLO DE MAISOTSENKO

Las publicaciones científicas que abordan el estudio de sistemas de refrigeración basados en este ciclo termodinámico son muy numerosas. En **Mahmood et al. (2016)** se recoge la revisión bibliográfica más detallada hasta la fecha relativa al Ciclo M y sus aplicaciones, HVAC, sistemas de enfriamiento y ciclos de potencia de turbinas de gas. Por eso esta sección se centra en las publicaciones que abordan directamente el uso de sistemas de refrigeración basados en el Ciclo M aplicada a la reducción del consumo de energía en los edificios.

Riangvilaikul y Kumar (2010) llevaron a cabo un estudio experimental de un refrigerador M para vencer la carga sensible de ventilación de una aplicación de climatización. Los autores estudiaron las condiciones del aire de salida y la eficiencia del sistema en diferentes condiciones de aire de entrada (temperatura, humedad y velocidad) características de climas secos, templados y húmedos. Los resultados mostraron que la eficiencia de bulbo húmedo varió entre 92 y 114% y la eficiencia de rocío entre el 58 y 84. El mismo grupo de científicos llevó a cabo un análisis CFD para evaluar la influencia de los principales parámetros de operación, tales como velocidad del aire, dimensiones del equipo y ratio de flujos de aire (**Riangvilaikul y Kumar 2010**). El modelo se utilizó para optimizar los parámetros de operación y para investigar la eficiencia del sistema funcionando bajo diversas condiciones de entrada de aire.

Zhan et al. (2011) llevaron a cabo un modelo analítico para evaluar el rendimiento térmico de un enfriador de Ciclo M. Los resultados obtenidos permitieron obtener la relación entre la eficiencia de enfriamiento (bulbo húmedo), el COP del sistema con parámetros operativos. El mismo grupo de científicos estudiaron intercambiadores de calor basados en Ciclo M con flujo cruzado y a contracorriente en **Zhan et al. (2012)**. Los resultados mostraron que el intercambiador a contracorriente ofrecía una mayor

capacidad de enfriamiento (aproximadamente un 20% más alta), así como una mayor eficiencia (15-23% más alta) en igualdad de tamaño físico y bajo las mismas condiciones de operación. Sin embargo, el sistema de flujo cruzado tenía una eficiencia energética (COP) mayor (10% más alta).

Caliskan et al. (2011) presentaron el análisis energético y exergético de un sistema novedoso (basado en Ciclo M) y tres convencionales de para el enfriamiento de aire en aplicaciones de edificación. Los resultados obtenidos mostraron que la eficiencia exergética del sistema novedoso era mayor que las de los sistemas convencionales. A una temperatura de estado muerto de 50°C, la eficiencia de eficiencia del sistema de enfriamiento novedoso puede alcanzar el 60,33% como máximo, por el 35,87% que se puede alcanzar en un sistema convencional.

En **Weerts (2011), Weerts et al. (2012), Weerts (2012)** se describe la comparativa energética experimental entre un sistema convencional y un sistema de refrigeración basado en Ciclo M en el National Snow and Ice Data Center (NSIDC) de la Universidad de Colorado. Se llevaron a cabo mediciones experimentales del consumo del equipo convencional, antes de ser reemplazado por el sistema basado en el Ciclo M, y después de la instalación de este último. Los resultados mostraron una disminución de un 90% de la energía necesaria para la refrigeración.

En el estudio de **Miyazaki et al. (2011)**, se analiza una chimenea solar acompañada por un enfriador evaporativo M para la climatización pasiva de edificios. Los resultados mostraron que el sistema podía afrontar las ganancias internas de calor de un edificio de oficinas. Además, se indicó la geometría óptima del canal de enfriamiento por evaporación.

En el trabajo de **Caliskan et al. (2012)** se estudiaron tres refrigeradores M para aplicaciones HVAC desde un punto de vista energético y exergético. Uno de los sistemas (Sistema II) analizados se acciona con energía fotovoltaica, siendo el primer refrigerador de estas características localizado en la bibliografía. Las eficiencias máximas calculadas (exergía) son del 35,13% para el Sistema III y 34,94% para el Sistema II, respectivamente.

Las emisiones de gases de efecto invernadero de los sistemas se calculan en 2119,68, 153,6 y 3840 gCO²/día para los Sistemas I, II y III, respectivamente.

En **Chua et al. (2013)** se presenta una revisión de las tecnologías de enfriamiento y estrategias innovadoras, entre las que se incluye el Ciclo M, que podrían reducir potencialmente la ratio consumo equipos de refrigeración/capacidad de refrigeración, desde la media actual de 0,9 kW/Rton a 0,6 kW/Rton o menos.

En **Anisimov et al. (2014)** se describe el modelado numérico de la transferencia de calor y masa en cinco intercambiadores diferentes que utilizan el ciclo de Maisotsenko para el enfriamiento por evaporación indirecta. Las simulaciones realizadas revelan muchas características únicas de dispositivos considerados, lo que permite una predicción precisa de su rendimiento. Los resultados mostraron mejoras sustanciales en la eficiencia, pero sensibles a las condiciones de entrada.

Pandelidis y Anisimov (2015) llevaron a cabo un estudio comparativo analítico para diferentes configuraciones de intercambiadores de calor evaporativos basados en el Ciclo M. Los autores concluyeron que el rendimiento de las unidades depende esencialmente de las condiciones del aire de entrada y que la eficiencia depende de parámetros operativos como la relación de gastos de aire y el gasto de aire primario. En **Pandelidis et al. (2015)** se investiga la transferencia de calor y masa en dos intercambiadores de calor y masa basados en el Ciclo Maisotsenko utilizados para el enfriamiento por evaporación indirecta en diferentes sistemas de aire acondicionado. Los resultados del modelo permiten comparar los dos tipos de intercambiadores de calor en diferentes aplicaciones para sistemas de aire acondicionado para obtener una eficiencia óptima.

Rogdakis et al. (2014) estudiaron, desde un punto de vista experimental y numérico, la operación de un refrigerador M operando en un clima Mediterráneo (Grecia). Los autores analizaron el efecto de las condiciones ambientales sobre el consumo de agua. Se reportan resultados de eficiencia entre el 97% y 115%, mientras que el consumo de agua está en el rango 2,5-3,0 kgw/kWhc.

En los últimos años, son numerosos los estudios que analizan el ciclo de refrigeración M desde diferentes enfoques con objeto de caracterizar y optimizar la eficiencia:

Jia et al. (2019) analizaron la eficiencia térmica de un refrigerador M. Los resultados mostraron que el enfriador recubierto con fibras de nylon demostró un mejor rendimiento de enfriamiento. La eficiencia de rocío del refrigerador con un recubrimiento de fibra de poliestireno + nylon (PS+NL) varió de 46,7% a 78,6%. Los autores señalan esta combinación de materiales para el intercambiador de calor para reducir su tamaño y peso, manteniendo las prestaciones. Zhu et al. (2019) realizaron un análisis teórico detallado de la transferencia de calor y masa en un Ciclo M, e identificaron los parámetros adimensionales influyentes sobre la eficiencia de rocío.

Wan et al. (2020) desarrollaron un modelo numérico, validado experimentalmente, para investigar los procesos de transferencia de calor y masa en un Ciclo M, que incorporan el fenómeno de condensación. **Min et al. (2020)** analizó el condensado retenido en las superficies de los canales de aire primario y su impacto en el rendimiento de transferencia de calor del sistema.

Tal y como se reporta en **Riangvilaikul y Kumar (2010)**, **Anisimov et al. (2014)** y **Mahmood et al. (2016)**, entre otros, el principal factor que afecta el rendimiento de enfriamiento es la humedad del aire de entrada. Un aumento en la humedad del aire al entrar en el sistema, bajo los mismos parámetros operativos de referencia, provoca un aumento de la temperatura del aire de salida, disminuyendo el rendimiento de enfriamiento. Este comportamiento es bastante predecible, ya que una humedad más baja en el aire de entrada implica una mayor capacidad del aire para absorber calor latente en el canal húmedo y, en consecuencia, se generan unas condiciones más favorables para la transferencia de calor sensible del canal seco al húmedo. El umbral de humedad específica señalado en la literatura se encuentra en torno a los 11 gv/kg. Este hecho puede suponer una limitación importante especialmente en zonas climáticas cálidas y húmedas, como es el sureste español. Unas condiciones de 30oC y un 40% de humedad relativa son condiciones habituales de verano en la ciudad de Elche, por lo que en estos casos los sistemas de refrigeración basados en Ciclo M no son tan atractivos.

Además, a diferencia de los sistemas convencionales, la capacidad de refrigeración está directamente relacionada con las condiciones ambientales, estando muy limitada la capacidad de maniobra.

El consumo de agua es otro aspecto a tener en cuenta. Aunque el consumo es inferior al de equipos como torres de refrigeración, y el mantenimiento del equipo por el uso de agua, debe considerarse.

1.2.2 EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDOS: CONVENCIONAL+MAISOTSENKO

Los sistemas híbridos que combinan equipos de refrigeración basados en el Ciclo M con sistemas tradicionales de compresión de vapor son una alternativa en las que, por causas mencionadas, un equipo de refrigeración basado en el Ciclo M no es lo eficiente que podría ser. A continuación, se citan los principales trabajos que abordan la hibridación de un sistema de climatización a partir de un refrigerador M y un sistema convencional (bomba de calor).

Dirkes (2011) analizó, mediante el software de simulación EnergyPlus, la hibridación de un sistema de refrigeración M con un sistema convencional de compresión de vapor para su aplicación en el sector de la edificación. La configuración estudiada de este sistema híbrido consistió en disponer el refrigerador M en serie con el sistema convencional para reducir la carga del mismo. El autor concluye que, aunque los climas estudiados parecen ser favorables para la aplicación del refrigerador híbrido, hay una variación significativa en el rendimiento energético y sugiere que se estudie cada aplicación individualmente. No obstante, los sistemas el ahorro de energía en refrigeración calculado ronda el 30%, se reduce la potencia máxima del equipo convencional, ventilación mejorada, así como idoneidad aparente para diseños de ventilación por desplazamiento y aquellos que requieren grandes cantidades de aire exterior.

En **Cui et al. (2014)** y **Cui et al. (2015)** se estudió la operación de un sistema híbrido en los mismos términos que en trabajo citado anteriormente, como se observa en la *Figura 16*. Los resultados se limitan exclusivamente a la operación del Ciclo M. Más

recientemente, en **Cui et al. (2019)** se presta atención al sistema integrado y se evalúan las condiciones de entrada del aire a la vivienda en función de las condiciones climáticas. Otro trabajo del mismo grupo de investigadores (Cui et al. 2019) analizó experimentalmente las prestaciones del sistema híbrido. Los resultados indicaron que el sistema es capaz de pre-enfriar y deshumidificar previamente el aire ambiente. El sistema híbrido de aire acondicionado pre-enfriado evaporativo se evalúa en términos de consumo de energía en función de las condiciones climáticas del día de diseño.

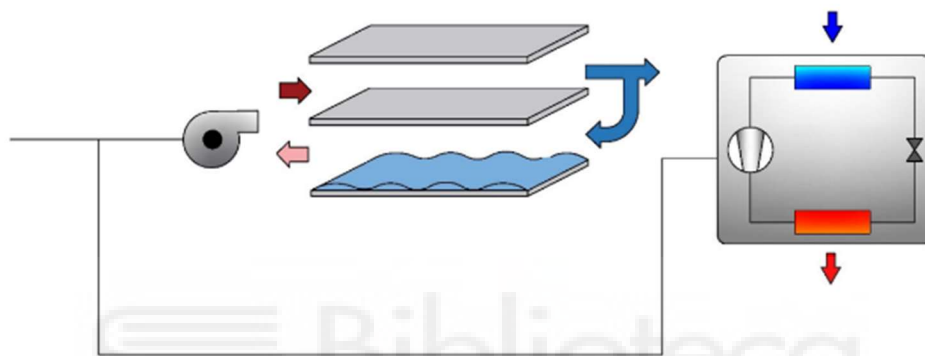


Figura 16: Hibridación de refrigerador M y ciclo convencional. Adaptación de Cui et al. (2014).

1.2.3 CONCLUSIONES

De la revisión bibliográfica llevada a cabo en los bloques temáticos anteriores (ciclos de refrigeración M y refrigeradores híbridos), se puede concluir lo siguiente:

- Los sistemas híbridos estudiados, no contemplan el uso de la corriente fría para pre-enfriar el aire a la entrada del condensador del equipo convencional. Se centran únicamente en el enseriado de los dos refrigeradores (refrigerador M y evaporador del refrigerador convencional, *Figura 16*).
- No se analiza el control de un dispositivo de estas características y un análisis energético anual en condiciones.
- No se tiene en consideración el consumo de agua para una comparativa justa con otros sistemas de refrigeración.

1.3 OBJETO DEL ESTUDIO

El presente Trabajo de Fin de Grado se centra en la aplicación de un modelo experimental del Ciclo Maisotsenko (M-Cycle) conectado al aire de entrada de un modelo de bomba de calor estándar a modo de pre-enfriamiento y con el objetivo de mejorar su eficiencia y características. El Ciclo Maisotsenko es una innovación en el campo de la termodinámica que permite aprovechar de manera más efectiva el calor latente del aire, ofreciendo una solución potencialmente revolucionaria para incrementar la eficiencia de los sistemas de climatización.

El objeto de estudio se basa en diseñar, implementar y probar un sistema que integra el Ciclo Maisotsenko con una bomba de calor estándar. Para ello, se realizarán varias fases experimentales, comenzando con la construcción de un modelo matemático del Ciclo Maisotsenko. Este proceso incluye la modelización del Ciclo Maisotsenko y su posterior validación por comparación con los resultados de estudios previos.

La siguiente etapa del estudio consistirá en la recopilación de datos experimentales para analizar el rendimiento del sistema híbrido. Se llevarán a cabo pruebas en diferentes condiciones operativas para determinar cómo el Ciclo Maisotsenko afecta la capacidad de la bomba de calor para transferir energía y mejorar su eficiencia. Además, se compararán los resultados obtenidos con los de una bomba de calor operando sin el Ciclo Maisotsenko, con el fin de cuantificar los beneficios específicos de esta integración. Incluso se ofrecerán distintas soluciones de funcionamiento conjunto que permitan optimizar parámetros relevantes como el consumo de agua, la potencia consumida, el rendimiento de la bomba o la eficiencia de bulbo húmedo.

Finalmente, se realizará una evaluación exhaustiva de los resultados considerando la eficiencia energética, el consumo de agua y los posibles impactos ambientales de la aplicación del Ciclo Maisotsenko.

Con este estudio se espera contribuir al avance de las tecnologías de climatización sostenibles, proporcionando una alternativa más eficiente y respetuosa con el medio ambiente que las soluciones convencionales. La integración del Ciclo Maisotsenko con bombas de calor estándar podría representar un paso significativo hacia la consecución

de los ODS relacionados con la energía limpia y la acción climática, promoviendo un futuro más sostenible.

- En el capítulo 2 se describe la metodología utilizada para modelar el sistema conjunto de edificio, bomba de calor y Ciclo M.
- En el capítulo 3 se presentan los resultados obtenidos de cada modelo, la interacción entre ellos y se proponen modificaciones que mejoren la eficiencia del conjunto.
- El capítulo 4 resume las conclusiones más significativas obtenidas en el presente Trabajo Fin de Grado y sugiere posibles líneas de investigación futuras.
- El capítulo 5 hace referencia a la Bibliografía consultada para la redacción de este proyecto.
- En el anexo I se incluyen las ecuaciones y el código introducido en EES para modelar el Ciclo M.
- En el anexo II se encuentran las tablas con los resultados de la interacción de los modelos del edificio, la bomba de calor y el Ciclo M.

2. METODOLOGÍA

2.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo contempla la metodología llevada a cabo que incluye la modelización de los diferentes componentes del sistema, edificio, bomba de calor y Ciclo M y el procedimiento de análisis de los mismos.

Más específicamente, se detalla la modelización matemática del ciclo de Maisotsenko como método de pre-enfriamiento para una bomba de calor convencional en modo refrigeración situada en una oficina de 35 m² en Torrellano (Alicante, España). Se describen los pasos seguidos para el diseño de cada sistema por separado, así como la simulación y validación de los modelos. Esto permitirá verificar la validez de los modelos utilizados al compararlos con otros estudios.

El proceso de modelización comienza con la definición de los parámetros operativos y geométricos del Ciclo M. Esto incluye la identificación de las condiciones de entrada y salida del aire, la temperatura y la humedad. A continuación, se emplean ecuaciones de balance de energía y masa para describir el comportamiento del sistema. Estas ecuaciones son resueltas mediante métodos numéricos que permiten predecir las temperaturas, humedades y flujos de calor en diferentes puntos del sistema. Los parámetros clave de rendimiento, como la Ratio de eficiencia energética (EER) de la bomba de calor y la eficiencia global del sistema, son evaluados para diferentes condiciones operativas.

En primer lugar, se resuelven las ecuaciones del Ciclo M a partir de las condiciones de entrada conocidas, que son temperatura y humedad ambiente. Estas ecuaciones se pueden resolver en paralelo con el edificio, que permite conocer las cargas de refrigeración.

A continuación, se resuelven las ecuaciones que modelan la bomba de calor, obteniendo así el EER y la potencia consumida.

Por último, se validan los modelos de cada sistema por separado.

2.2 DESCRIPCIÓN DEL CICLO M

La *Figura 17* resume el diseño de la bomba y el acoplamiento del Ciclo M en un esquema.

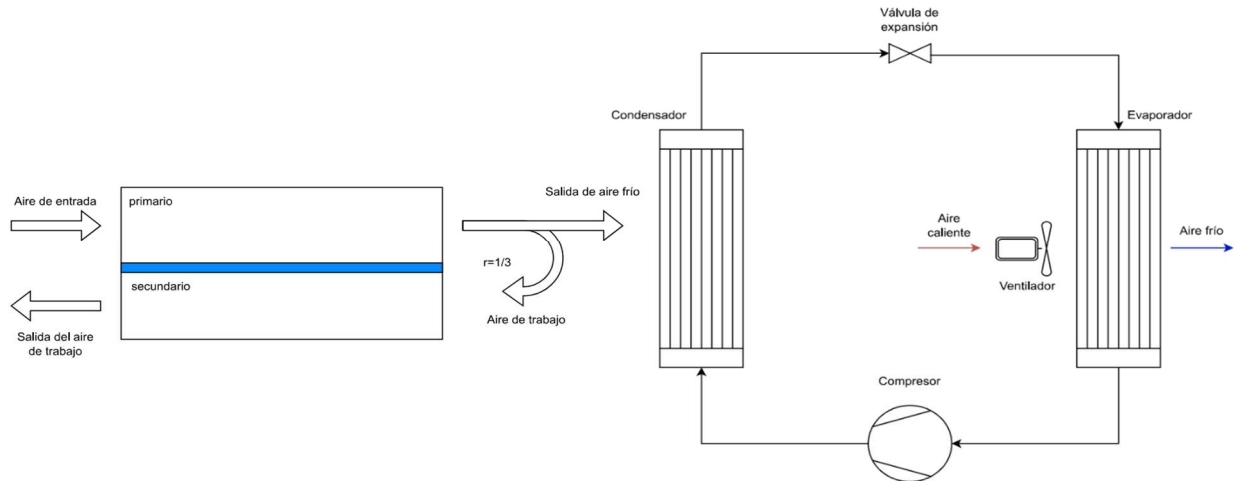


Figura 17: Esquema de la bomba de calor con pre-enfriamiento mediante Ciclo M.

El sistema de bomba de calor con pre-enfriamiento del aire mediante el ciclo de Maisotsenko se ha diseñado para mejorar la eficiencia energética y el rendimiento de la unidad en modo refrigeración del ciclo frigorífico. A continuación, se describe la configuración y los componentes principales del sistema.

El Ciclo M está compuesto por dos canales que intercambian calor entre ellos, siguiendo una configuración a contraflujo.

- Canal Seco (Primario): Por este canal pasa el aire principal que se pre-enfriará antes de entrar al condensador.
- Canal Húmedo (Secundario): $1/3$ del aire del canal seco se desvía hacia el canal húmedo, donde se evapora agua, enfriando así el aire de trabajo. Éste recibe calor del primario a través de las paredes del intercambiador.

El aire frío de salida del canal primario será el que intercambie calor con el condensador en lugar del aire ambiente, permitiendo así un menor consumo del compresor para satisfacer la demanda. Como resultado, se obtendrá una mayor eficiencia en comparación con la configuración sin pre-enfriamiento.

La *Figura 18* y la *Figura 19* muestran una descripción esquemática del modelo de Ciclo M.

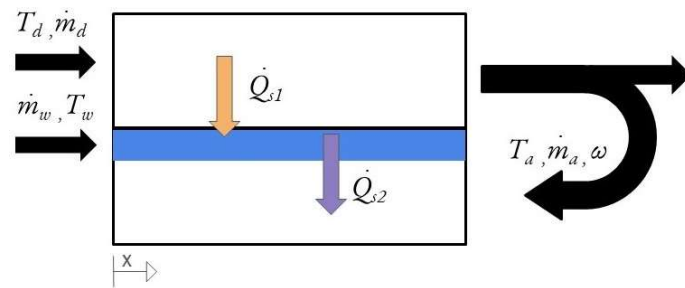


Figura 18: Descripción esquemática del modelo de Ciclo Maisotsenko.

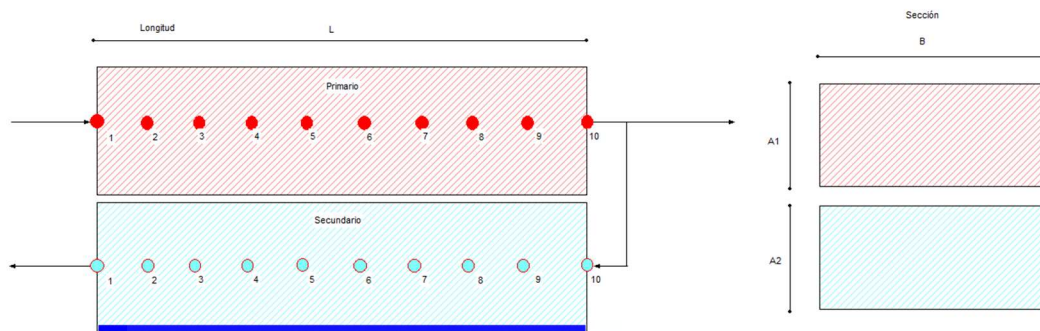


Figura 19: Descripción esquemática del modelo de Ciclo Maisotsenko con parámetros geométricos.

2.2.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS Y OPERATIVOS

La descripción de las características geométricas y de funcionamiento del refrigerador M son equivalentes a las utilizadas en **Riangvilaikul y Kumar (2010)**. Los parámetros utilizados se resumen en la **Tabla 1**.

Tabla 1: Especificaciones de los parámetros geométricos utilizados en el modelo.

Parámetros	Especificaciones / Valor
Material del muro	Sábana de algodón recubierta con poliuretano
Grosor del muro	0,5 mm
longitud del canal	1200 mm
ancho del canal	80 mm
alto del canal	5 mm

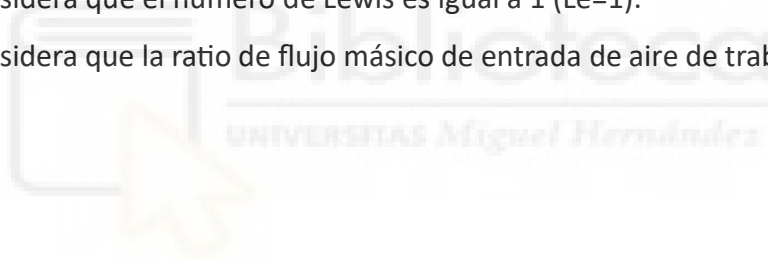
Tabla 2: Especificaciones de los parámetros operativos utilizados en el modelo.

Parámetros	Especificaciones / Valor
Ratio de flujo másico de aire de trabajo	0,33
Rendimiento del ventilador	0,7

2.3 SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

Para realizar la investigación, se ha desarrollado un modelo matemático detallado del Ciclo M. Con el objetivo de simplificar el análisis, se han aplicado las siguientes suposiciones:

- No se consideran pérdidas de calor hacia el entorno.
- La resistencia térmica de la pared y la diferencia de temperatura de las superficies de la pared entre el lado seco y el húmedo se omiten debido a que la lámina que separa ambos canales es muy delgada.
- El aire se trata como un fluido incompresible, por lo que todas sus propiedades son uniformes dentro del volumen de control incremental.
- Se asume que la corriente de aire secundaria está completamente saturada con la película de agua.
- Se considera que el número de Lewis es igual a 1 ($Le=1$).
- Se considera que la ratio de flujo másico de entrada de aire de trabajo es de $1/3$.



2.4 MODELIZACIÓN DEL CICLO M

Las ecuaciones que describen los procesos termofísicos que ocurren en el enfriador evaporativo indirecto se definen para un volumen de control diferencial mediante las siguientes ecuaciones.

Por un lado, a lo largo del canal seco sólo se produce transferencia de calor sensible desde la corriente de aire primario a la película de agua en el canal húmedo:

$$dQ_{s1} = h_{cd}a(T_d - T_w)dx \quad (1)$$

Por otra parte, a lo largo del canal húmedo se producen transferencias de calor tanto sensible como latente entre la película de agua y la corriente de aire, junto con la transferencia de masa debida a la evaporación del agua en la corriente de aire:

$$dQ_{s2} = h_{cd}a(T_w - T_a)dx \quad (2)$$

$$dQ_L = h_{Lv}dm_w = -h_{Lv}dm_w \quad (3)$$

$$dm_w = -h_m\rho_w a(\omega_s - \omega)dx \quad (4)$$

Donde el coeficiente de transferencia de masa entre la corriente de aire secundario y la película de agua está representado por la ecuación del número de Lewis y del coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h_m\rho_m = \frac{h_c}{C_{ph}Le} \quad (5)$$

En general, aplicando los balances de energía y masa a los diferentes volúmenes de control (canal seco, película de agua y corriente de aire secundaria), derivamos un sistema diferencial no lineal que comprende cinco ecuaciones. La primera ecuación es el balance de energía en el canal seco, donde la diferencia en la entalpía de la corriente de aire se debe a la pérdida de calor sensible.

$$dQ_{s1} = m_d C_{ph} dT_d \quad (6)$$

La segunda ecuación es el balance de energía en la película de agua. La diferencia de entalpía del agua para un volumen diferencial se debe al intercambio de calor sensible entre la corriente de aire en el canal primario (ganancia de calor) y el intercambio de calor sensible y latente con la corriente de aire del canal secundario.

$$-dQ_{s1} + dQ_{s2} - dQ_L = m_w C_{pw} \partial T_w \quad (7)$$

La tercera ecuación es el balance de energías en un volumen diferencial de la corriente de aire del canal secundario. La diferencia de entalpía de la corriente de aire es resultado del intercambio de calor sensible con la película de agua.

$$-dQ_{s2} = m_a C_{ph} \frac{\partial T_d}{\partial x} \quad (8)$$

La cuarta ecuación es el balance de masas en un volumen diferencial de la corriente de aire en el canal secundario. La ecuación describe como la humedad relativa cambia a lo largo de este conducto como resultado de la evaporación del agua en relación con el caudal másico de aire seco.

$$d\omega = \frac{\partial m_v}{\partial m_a} = \frac{h_m \rho_v a}{m_a} (\omega_s - \omega) dx \quad (9)$$

La quinta ecuación es el balance de masas aplicado a un volumen diferencial de la película de agua. Esta nos dice que el agua que se pierde en la película es la misma que gana la corriente de aire en forma de vapor de agua.

$$dm_w = -m_a d\omega \quad (10)$$

Después de sustituir los términos y reorganizar las ecuaciones, el sistema se resuelve mediante métodos numéricos. En consecuencia, el modelo desarrollado proporciona predicciones para la evolución de la temperatura de las corrientes de aire primarias y secundarias, así como del agua, junto con la variación de la humedad de la corriente de aire secundaria y el flujo másico de agua a lo largo del canal secundario. Además, para accionar el sistema, es necesario utilizar un ventilador para superar la caída de presión total del intercambiador de calor. La caída de presión del flujo de aire se debe a las

pérdidas por fricción, que se pueden estimar con la ecuación de Darcy-Weisbach. El consumo total de energía del ventilador se calcula de la siguiente manera:

$$W_f = \frac{\Delta P * Q}{\eta_f} \quad (11)$$

Para calcular la pérdida de carga a lo largo del Ciclo M, se emplea la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual permite determinar la pérdida de carga en el Ciclo M.

$$\Delta P = \frac{\lambda \rho v^2 l}{2D_h} \quad (12)$$

Se calcula el número de Reynolds para saber si el flujo es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (13)$$

Dado que el número de Reynolds es inferior a 2300, el flujo se clasifica como laminar en todo el ciclo. Por lo tanto, se emplea la ecuación (14) para calcular el factor de Darcy, el cual es constante y depende de la relación de aspecto.

$$\lambda = \frac{f Re * RA}{Re} \quad (14)$$

La relación de aspecto no es más que la relación entre el alto y el ancho del canal.

$$RA = \frac{A1}{B} \quad (15)$$

Por último, para calcular fRe , que es la constante de fricción laminar, se realiza una interpolación en la *Figura 20* utilizando como referencia la relación de aspecto.

<i>b/a</i>	fRe_{D_h}	θ , deg	fRe_{D_h}
0.0	96.00	0	48.0
0.05	89.91	10	51.6
0.1	84.68	20	52.9
0.125	82.34	30	53.3
0.167	78.81	40	52.9
0.25	72.93	50	52.0
0.4	65.47	60	51.1
0.5	62.19	70	49.5
0.75	57.89	80	48.3
1.0	56.91	90	48.0

Figura 20: Constantes de fricción laminar fRe para ductos rectangulares y triangulares

2.4.1 PROCEDIMIENTO EN EES

Se realizó una búsqueda exhaustiva de artículos en la base de datos de ScienceDirect con el propósito de identificar las ecuaciones que conforman el ciclo de Maisotsenko. Durante esta búsqueda, se encontraron diversos artículos relevantes que proporcionaban las ecuaciones y una breve explicación de cada una. Una vez recopilada esta información, se procedió a simplificar el modelo, añadiendo ecuaciones y variables de manera gradual y estructurando el intercambiador en varios nodos para su resolución mediante métodos numéricos.

Para definir el modelo, se dividió el intercambiador en 10 nodos que podían intercambiar propiedades entre sí. Inicialmente, se programaron las ecuaciones del canal primario, el canal seco, ya que este es más sencillo debido a la menor cantidad de fórmulas en comparación con el canal húmedo. Al introducir las ecuaciones y calcular el sistema, los resultados mostraron coherencia, ya que, al no haber un segundo canal para el intercambio de energía, el flujo de aire salía del intercambiador con la misma temperatura con la que entraba. Posteriormente, se incorporó el canal húmedo a la modelización, también con 10 nodos, permitiendo que cada nodo intercambiara energía tanto con el primario como con los nodos adyacentes del secundario. Se modelaron el balance de energías, el balance de masas, el número de Lewis con un calor específico constante, la película de agua en la parte inferior y un coeficiente de convección constante para todo el intercambiador a una temperatura constante de 20 grados. En

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

estos últimos resultados, el aire húmedo no llegaba a saturarse dentro del canal, lo cual no coincidía con las modelizaciones reportadas en los artículos.

Tras calcular el sistema de ecuaciones con las fórmulas de los dos canales, utilizando un coeficiente de transferencia de masas y de convección constante, se dio un paso adicional aplicando las ecuaciones de Lewis para cada nodo, obteniendo los resultados presentados en las *Figuras 21 y 22*.

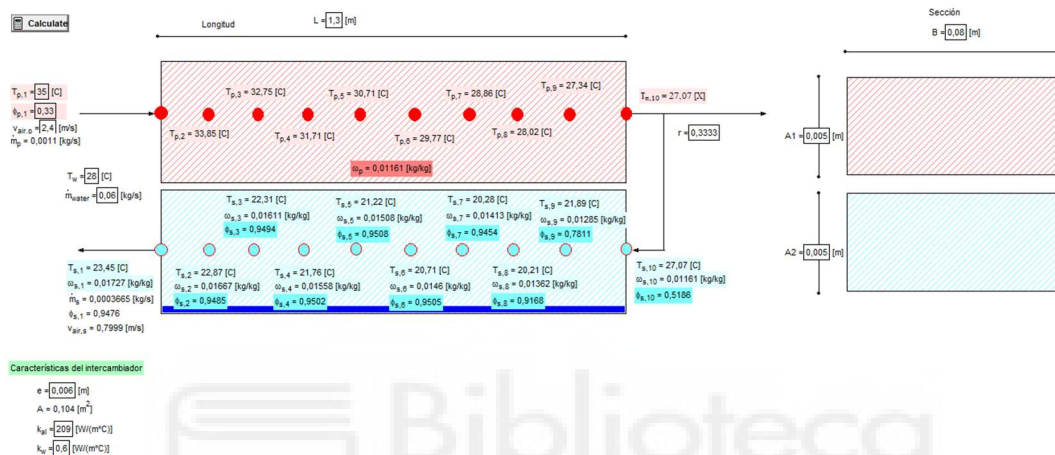


Figura 21: Resultados de la modelización del Ciclo M en EES

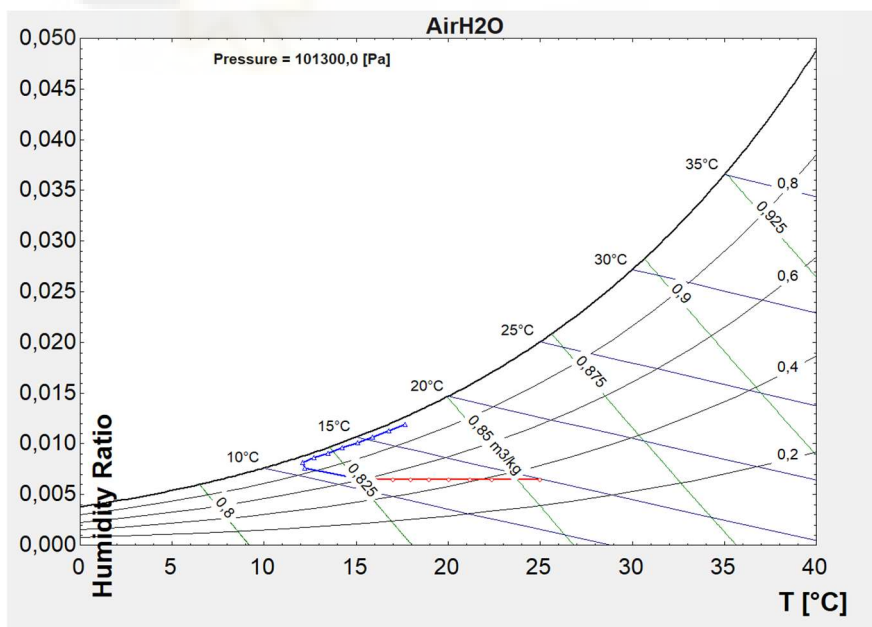


Figura 22: Psicrométrico de los resultados de la modelización del Ciclo M en EES

El siguiente objetivo consistió en emplear un coeficiente de convección variable, que dependiera de las propiedades y condiciones de cada nodo, para obtener resultados más realistas. Sin embargo, a partir de este punto, se encontró que la modelización no podía continuar, ya que los resultados tendían al infinito, produciendo valores ilógicos en propiedades como la temperatura y la humedad. Esto causó un error significativo, representado en la *Figura 23*.



Figura 23: Error por humedad del aire negativa.

Este error ocurre porque en la modelización que se pretendía realizar en EES, solo, hay 10 nodos, con lo que el área de contacto de estos es muy elevada y con una evaporación muy elevada, la humedad relativa del aire húmedo supera el 100%. No teniendo ninguna lógica en términos físicos. Por ello, finalmente, se decidió utilizar el lenguaje de programación Julia para completar esta modelización.

2.4.2 PROCEDIMIENTO EN JULIA

Julia es un lenguaje de programación de alto nivel y alto rendimiento, diseñado para el análisis numérico y la computación científica que combina la facilidad de uso y la simplicidad de lenguajes como Python con la velocidad de lenguajes como C y Fortran. Por este mismo motivo se elige Julia como lenguaje de programación para modelar el Ciclo Maisotsenko.

Para modelar el Ciclo Maisotsenko en Julia, se siguió un enfoque similar al utilizado previamente en EES, con el objetivo de obtener un sistema de ecuaciones que describa con precisión el funcionamiento del ciclo.

En un primer intento, se trató de resolver el sistema de ecuaciones diferenciales mediante un solver ODE (Ecuaciones Diferenciales Ordinarias). Sin embargo, se encontraron ciertos problemas que dificultaron este enfoque:

- Condiciones de Contorno: La condición de contorno que establece que el aire de entrada del canal secundario presenta la misma temperatura y humedad que el aire de salida del canal primario no pudo ser incluida directamente en el solver ODE. Esto resultó en un sistema de ecuaciones irresoluble, ya que el número de ecuaciones superaba al número de variables disponibles. La condición de contorno requería un valor exacto de temperatura en lugar de ser representada por una ecuación.
- Dirección de Integración: Otro problema encontrado fue la dirección de integración en el solver ODE. Mientras que el ODE integraba en un sentido a lo largo del eje x para el canal primario y para el agua, integraba en sentido contrario para el canal secundario. Esto se debe a que el intercambiador de calor opera en contraflujo, con el flujo de aire en el canal secundario moviéndose en dirección opuesta al flujo en el canal primario. Debido a este contraflujo, no fue posible resolver el sistema mediante integración directa.

Al aplicar estos ajustes, el sistema de ecuaciones pudo ser resuelto. Aunque los resultados cualitativos fueron coherentes, aún se requerían ajustes adicionales para lograr una precisión cuantitativa.

Dado que los problemas identificados no pudieron ser resueltos con el método inicial, se decidió cambiar el enfoque de resolución. Se comenzó con las mismas condiciones de entrada y contorno conocidas, y se dividió el intercambiador en diferentes volúmenes de control denominados nodos. Estos nodos, en igual cantidad para el primario y el secundario, pueden intercambiar energía entre sí.

La *Figura 24* ilustra las características del ciclo, simplificado a 10 nodos en lugar de los 2500 utilizados en el modelo de Julia.

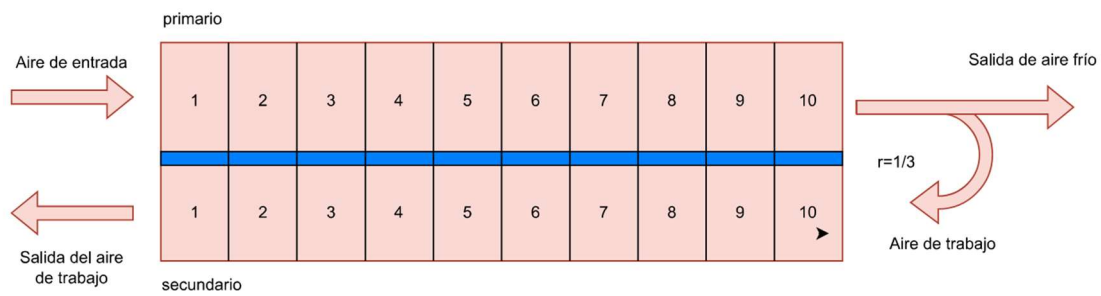


Figura 24: Esquema del Ciclo Maisotsenko dividido en 10 nodos.

Las condiciones de entrada son las siguientes: temperatura y humedad de entrada al primario conocidas, y la temperatura de entrada del agua fijada en 20°C. Las condiciones de contorno establecen que la temperatura y humedad de salida del primario son iguales a las de entrada del secundario, y se asume que el ciclo es adiabático, sin intercambio de calor con el exterior.

Una vez modelado el ciclo considerando las simplificaciones mencionadas en la sección 2.3 y aplicadas las condiciones de contorno, se asigna a cada nodo una temperatura inicial igual a la temperatura ambiente. Esto se realiza tanto en los nodos del primario como en los del secundario, asumiendo una temperatura del agua constante de 20°C, la cual es la temperatura del agua de red en verano en Alicante.

A continuación, se resuelve el sistema de ecuaciones utilizando métodos numéricos. Se resuelve el sistema para el primer nodo, utilizando las condiciones de entrada de temperatura obtenidas de la modelización del edificio. Se calculan las variaciones entre el primario y el secundario de las variables (ΔT_d , ΔT_a , ΔT_w , Δm_w , Δw) nodo a nodo. Estas variaciones se comparan con las calculadas en la iteración anterior; en la primera iteración, al no haber referencia, simplemente se recalculan las variaciones. Posteriormente, se evalúa si la diferencia entre los resultados de la iteración actual y la anterior es menor de 10^{-3} en el caso de las variaciones de temperatura, o de 10^{-8} en el caso de las variaciones de humedad.

Si se cumple esta condición, los resultados obtenidos se consideran finales. De lo contrario, se repite el proceso, asignando una temperatura nueva a cada nodo, teniendo en cuenta que cuando en un nodo el primario cede calor al secundario, la temperatura del siguiente nodo en el primario será menor, siguiendo el principio de la conservación

de la energía. Las temperaturas y humedades se modifican en cada nodo y cada iteración tanto en el primario como en el secundario.

Este procedimiento se modeló inicialmente con una estructura if, pero debido a la alta carga computacional que implica repetir el proceso muchas veces, se ejecutó con un if para determinar el número necesario de iteraciones para obtener resultados precisos, estimando que 15000 iteraciones son suficientes. Por lo tanto, se simplificó el modelo sustituyendo el if por 15000 iteraciones. La *Figura 25* muestra un resumen de la programación del ciclo.

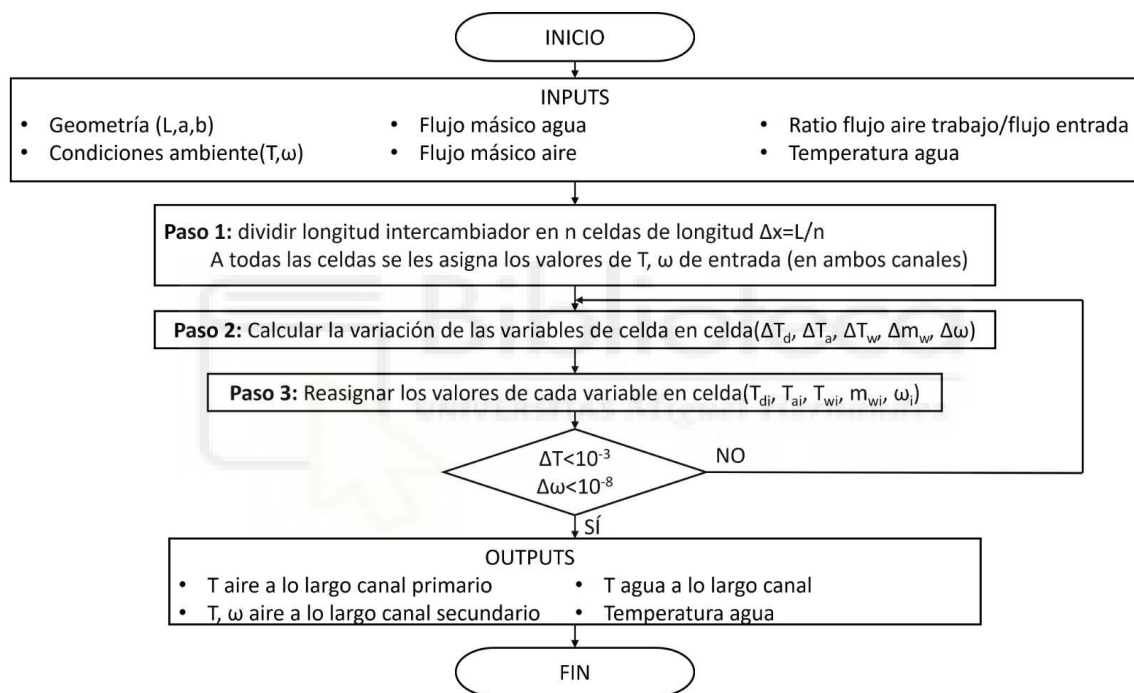


Figura 25: Esquema que representa el bucle iterativo para obtener el Ciclo Maisotsenko.

Este modelo del Ciclo Maisotsenko parte de unas condiciones de entrada prefijadas de temperatura y humedad que no corresponden exactamente con la realidad. Con cada iteración, el modelo se aproxima a las condiciones reales de temperatura y humedad del ciclo en funcionamiento hasta ajustarse de manera precisa. El ciclo tendría una distribución de temperaturas similar a la mostrada en la *Figura 26*.

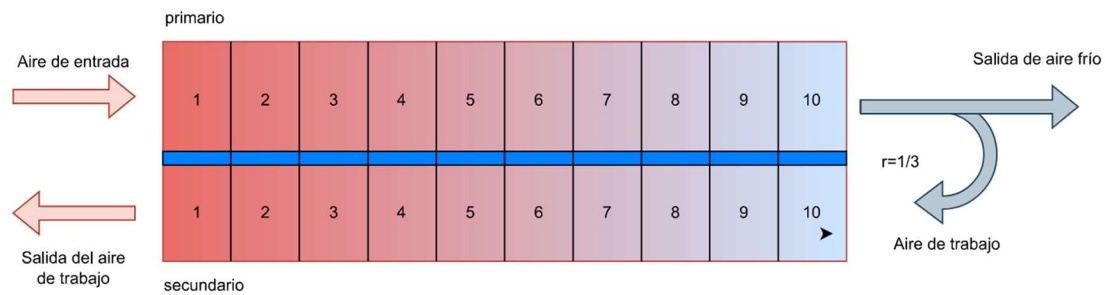


Figura 26: Esquema del Ciclo M dividido en 10 nodos en funcionamiento.

2.5 MODELIZACIÓN DEL EDIFICIO

Una descripción detallada del modelo del edificio puede encontrarse en **F. J. Aguilar et al. (2021)**. El modelado geométrico del edificio se ha realizado con la herramienta informática unificada **LIDER/CALENER (HULC)**. El modelo geométrico del edificio incluye la representación 3D del mismo en el software de análisis energético. Asimismo, se incluye la definición de los principales parámetros arquitectónicos del edificio, como son las dimensiones (plantas y altura), la distribución de los espacios interiores y la composición de la envolvente térmica opaca y transparente. La envolvente opaca abarca paredes, tejados, suelos y aislamiento, y la transparente incluye ventanas, claraboyas y puertas acristaladas. El software **HULC** es la herramienta oficial utilizada en España tanto para la verificación del cumplimiento de la normativa de edificación como para la certificación energética de edificios, que incluye el motor de cálculo **DOE-2**, que es uno de los paquetes de software de análisis energético más prestigiosos del mundo.

Con la ayuda de los datos experimentales, los planos del edificio y las mediciones se han definido los parámetros característicos del edificio, teniendo en cuenta, entre otros: el aislamiento térmico, el perfil de uso y las cargas térmicas internas (ocupación, iluminación y equipamiento). Se determinó que la envolvente térmica incluye una fachada de doble hoja con una capa de aislamiento térmico de 4 mm. La superficie acristalada consiste en una ventana de 3 x 1,5 m² de doble acristalamiento (4/6/4) equipada con lamas de protección solar. La altura del techo es de 2,8 m. La potencia de iluminación instalada es de 14 W/m² de tecnología fluorescente.

El perfil de uso del edificio es de 12 horas, entre las 8 de la mañana y las 8 de la tarde ininterrumpidamente. El edificio tiene la fachada principal orientada al oeste y cuenta con otro edificio de oficinas adosado al lado este. Al sur hay un edificio industrial que genera sombra en determinadas épocas del año, mientras que la fachada norte está completamente expuesta. Los paneles fotovoltaicos situados en el tejado del edificio generan sombra sobre él. Toda esta información se tuvo en cuenta a la hora de generar el modelado 3D del edificio.

La *Figura 27* muestra la representación geométrica del edificio (*Figura 27a*), destacando en la esquina noreste de la planta 2, la oficina de 35 m² en la que se instala el equipo de climatización con apoyo fotovoltaico, y el edificio real de oficinas (*Figura 27b*). Como puede observarse, se trata de un edificio de 3 plantas sobre rasante y un sótano no habitable. La planta baja está destinada al uso de taller y almacén, mientras que las plantas 1 y 2 tienen el uso de oficinas y son habitables.

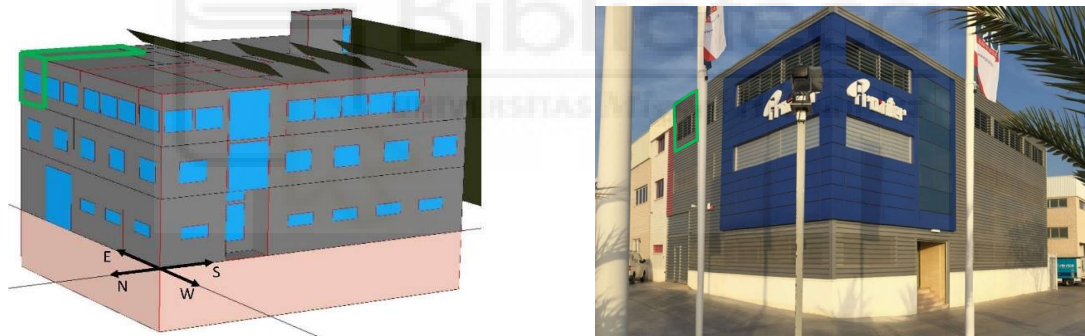


Figura 27: (a) Modelo generado con la herramienta informática HULC. (b) Edificio real (oficina).

2.6 MODELIZACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR

El rendimiento de una bomba de calor suele describirse mediante el coeficiente de eficiencia energética (EER), ecuación (15), que mide la relación entre la potencia de refrigeración y la potencia eléctrica.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (12)$$

Como se menciona en **F. Aguilar et al. (2017)** y **Underwood et al. (2017)**, entre otros, la EER depende principalmente de las temperaturas de condensación y evaporación, T_{cond} y T_{evap} así como del factor de carga, RC (es decir, la relación entre la capacidad real y la máxima). A partir de los datos experimentales reportados por **F. Aguilar et al. (2017)** y resumidos en la **Tabla 3**, se encontró que la EER depende de la diferencia de temperatura condensador- evaporador, $\Delta T_{cond-evap}$, y del factor de carga.

Tabla 3: Características técnicas de la bomba de calor.

Bomba de Calor	Unidad	Min.	Nom.	Max.
Capacidad de Refrigeración	kW	0.95	3.52	4.15
Consumo del Compresor	kW	0.19	0.86	1.18
EER	-		4.09	
Refrigerante			R410A	

La diferencia de temperatura interior-exterior ΔT_{in-out} sustituyó a $\Delta T_{cond-evap}$ en esta investigación por comodidad. Esto se justifica porque los pares de temperaturas $T_{out} - T_{cond}$ y $T_{in} - T_{evap}$ están vinculadas a través del enfoque térmico de intercambio de calor. Es decir, el EER depende de las temperaturas a las que se produce el intercambio (T_{cond}, T_{evap}), que tienen entre ellas un salto de temperatura que se puede correlacionar con el salto de temperaturas entre (T_{out}, T_{in}). En consecuencia, y de acuerdo con **EnergyPlus (2021)**, la EER se correlacionó mediante una ecuación estándar de dos variables, como en la ecuación (16):

$$EER = a_1 + a_2 \Delta T_{in-out} + a_3 RC + a_4 \Delta T_{in-out} RC + a_5 RC^2 \quad (16)$$

Las constantes a_{1-5} se obtuvieron ajustando la Ecuación (16) a los datos experimentales de **F. Aguilar et al. (2017)**, y se pueden encontrar en la *Tabla 4*. Los coeficientes de ajuste se determinaron con límites de confianza del 95%.

Tabla 4: Constantes a_n en ecuación (16)

n	1	2	3	4	5
	5,7055	-0,0474	4,3236	-0,0009	-7,1835

En la *Figura 28* se pueden observar los puntos experimentales **F. Aguilar et al. (2017)**, comparándolos con la correlación de la ecuación (16).

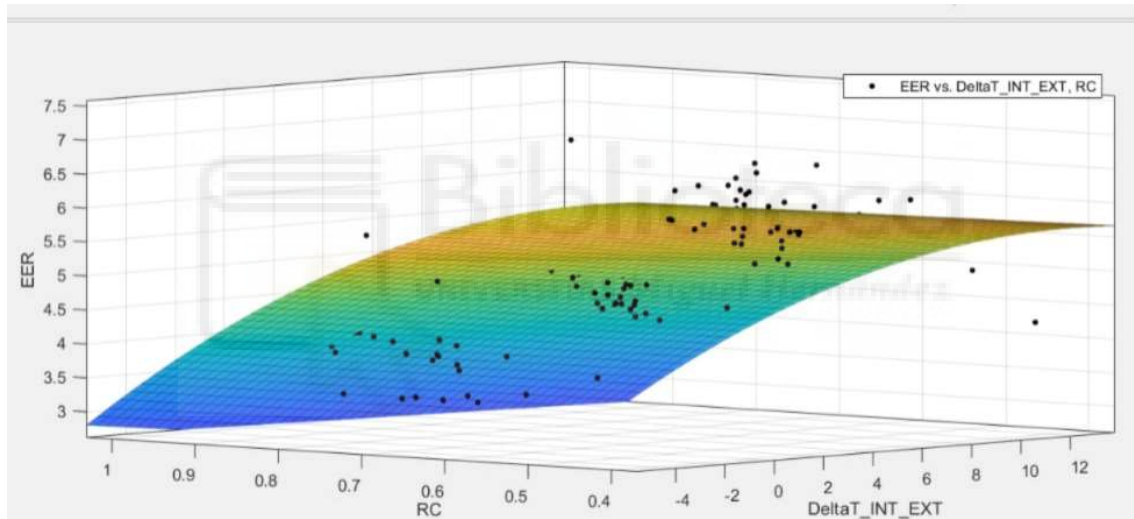


Figura 28: EER frente a ΔT y RC para puntos experimentales y correlación de los mismos.

Con todos los datos recopilados de los modelos, es posible obtener resultados. Así, se puede calcular la potencia ahorrada al conectar el Ciclo M a la bomba de calor, como se muestra en la ecuación (17):

$$W_{ahorrada} = W_{comp} - (W_{comp+cicloM} + W_f) \quad (17)$$

2.7 INTERACCIÓN ENTRE MODELOS

El modelo global requiere como entradas 3 variables ambientales: temperatura ambiente (T_{∞}), humedad relativa ambiente (ϕ_{∞}) e irradiancia global (G). El modelo global predice los parámetros de funcionamiento de cada subsistema (es decir, demanda de refrigeración, temperatura del aire de salida en el Ciclo M, EER de la bomba de calor) y los indicadores clave de rendimiento global (consumo de energía del compresor y del ventilador). La interacción entre los modelos se representa en la *Figura 29*.

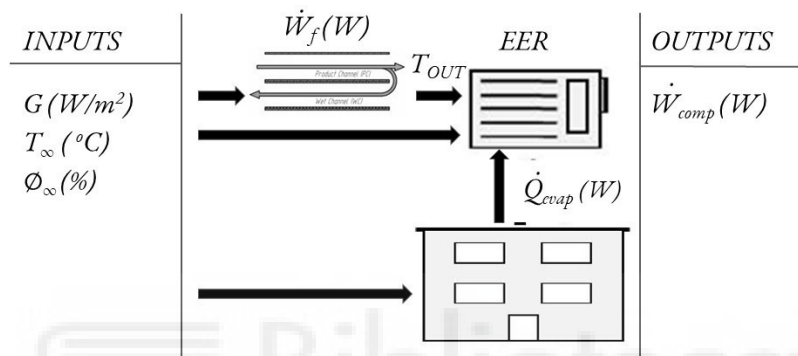


Figura 29: Representación esquemática de la interacción sistema-edificio.

En el primer paso, las ecuaciones del modelo de Ciclo M se resuelven de forma iterativa. El principal resultado que proporciona el modelo es la temperatura del aire de salida (T_{out}) tomando como datos (T_{∞}) y (ω_{∞}), pero también se puede obtener el consumo del ventilador del Ciclo M (\dot{W}_f).

A continuación, se predicen las cargas de refrigeración utilizando el modelo del edificio, obteniendo así (\dot{Q}_{evap}) y (RC). El RC de la bomba se define como el porcentaje de potencia de la bomba respecto al máximo de su capacidad, dado que esta se regula según la demanda de refrigeración. La simulación del edificio permite conocer la carga térmica horaria durante todo el año, sin embargo, solo es relevante durante los meses de junio, julio, agosto y septiembre pues son los meses con carga de refrigeración.

Por último, el modelo de bomba de calor se alimenta de la carga de refrigeración y la temperatura del aire proporcionada por el refrigerador M para calcular (EER) y (\dot{W}_{comp}). Como resultado, se puede determinar la potencia utilizada por el ventilador del refrigerador M y el compresor de la bomba de calor.

3. RESULTADOS

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos al comparar el rendimiento de una bomba de calor convencional con el mismo sistema que incluye un ciclo de Maisotsenko para preenfriar el aire de entrada al condensador. Los datos recopilados permiten evaluar la eficiencia y la capacidad de ahorro energético del sistema integrado, proporcionando una base sólida para discutir las mejoras potenciales en su rendimiento.

Inicialmente, se comparan los parámetros de funcionamiento clave, como la capacidad de enfriamiento (EER), el consumo energético y la capacidad de refrigeración, bajo distintas condiciones de operación. Esta comparación destaca los beneficios y posibles limitaciones del uso del ciclo de Maisotsenko como método de pre-enfriamiento.

Sin embargo, antes de presentar los resultados, se validan las ecuaciones utilizadas para modelar el ciclo de Maisotsenko, la bomba de calor y el edificio. Esta validación asegura la precisión y fiabilidad de los datos obtenidos. Los modelos matemáticos fueron comparados con datos experimentales y simulaciones previas para confirmar su exactitud y coherencia en distintas condiciones operativas.

Posteriormente, se presentan una serie de modificaciones propuestas para optimizar el ciclo de Maisotsenko. Estas modificaciones se basan en los resultados obtenidos y en un análisis detallado de los factores que influyen en su eficiencia. Se evalúa cómo estos ajustes impactan en el rendimiento general del sistema, proporcionando posibles soluciones que optimicen el sistema.

3.2. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

Los modelos presentados en el capítulo 2 se validaron utilizando dos conjuntos diferentes de resultados experimentales. Los resultados experimentales presentados en **F. Aguilar et al. (2017)** se utilizaron para validar los modelos del edificio y de la bomba de calor. En este estudio, los autores analizaron experimentalmente el rendimiento de una bomba de calor aire-aire fotovoltaica utilizada para satisfacer la demanda de refrigeración de una oficina situada en Alicante. La bomba de calor utilizada tenía una potencia frigorífica nominal de 3,52 kW. Se midieron 17 magnitudes diferentes cada 5 minutos durante 6 meses. En consecuencia, se disponía de las variables necesarias para validar los modelos del edificio y de la bomba de calor.

Por otro lado, se emplearon los resultados experimentales reportados por **Riangvilaikul y Kumar (2010)** para evaluar los beneficios del modelo M-cooler. En este trabajo, se caracterizó experimentalmente el rendimiento de un refrigerador M. Los autores reportaron los valores de rendimiento del refrigerador funcionando en diferentes condiciones de entrada de aire (temperatura, humedad y velocidad).

3.2.1 VALIDACIÓN DEL MODELO DEL EDIFICIO

La **Figura 30** muestra la comparación mensual (junio, julio, agosto y septiembre), en términos de demanda térmica de refrigeración, entre los resultados predichos por el modelo de edificación y las mediciones experimentales. Como se puede observar, los resultados previstos para julio y agosto concuerdan excelentemente con los resultados experimentales, obteniendo diferencias inferiores al 5%. Sin embargo, los resultados informados para junio y septiembre están subestimados en comparación con los valores observados. Esto puede deberse a que las condiciones climáticas experimentales reales durante estos meses fueron más severas que las tomadas en cuenta en la herramienta de simulación. Esta validación fue llevada a cabo por **F. J. Aguilar et al. (2021)**.

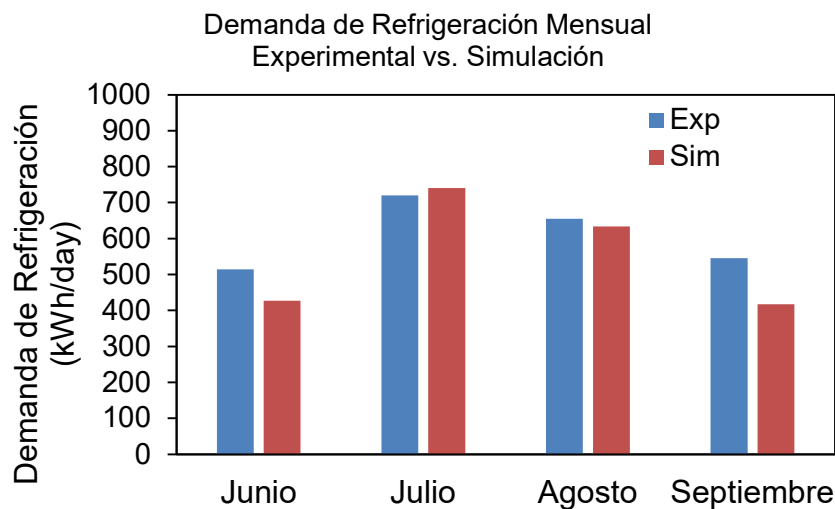


Figura 30: Comparación entre los resultados experimentales y predichos por el modelo.

3.2.2 VALIDACIÓN DEL MODELO DE LA BOMBA DE CALOR

La *Figura 31* muestra la validación experimental del modelo desarrollado para la bomba de calor. Esta validación también la realizaron **F. J. Aguilar et al. (2027)**.

La *Figura 31 (a)* presenta la comparación entre los valores de consumo experimental (sólido) y predicho (discontinuo) para dos días de verano diferentes: el 31 de julio y el 2 de agosto. Se eligieron esos días porque ofrecían información completamente diferente en cuanto a los perfiles de demanda de calor, por lo que se podía comprobar la precisión del modelo desarrollado. El 31 de julio tuvo la principal demanda térmica durante las horas de la mañana, y el consumo de energía disminuyó al mediodía. Durante el 2 de agosto, la demanda térmica fue mayor y se concentró principalmente por la tarde. Como se puede observar, los resultados predichos por el modelo de bomba de calor están en buena concordancia con los resultados experimentales. La energía total consumida por la unidad de aire acondicionado fue de 5,7 kWh para el 31 de julio y de 8,4 kWh para el 2 de agosto. Teniendo en cuenta la demanda total diaria de refrigeración y el consumo de energía, el EER de la bomba de calor el 31 de julio fue de 9,9, mientras que el 2 de agosto fue de 7,0.

En la *Figura 31 (b)* se representa la comparación entre el consumo eléctrico experimental y el previsto de la bomba de calor para el día analizado de julio. Una coincidencia

perfecta entre los resultados experimentales y calculados implica que los puntos se situarían en una línea recta que pasa por el origen con gradiente igual a 1. Las líneas discontinuas representan el umbral del 10% de diferencia entre el valor calculado y el predicho. Las diferencias medias entre los resultados simulados y experimentales son del 4,54% para el consumo total del sistema.

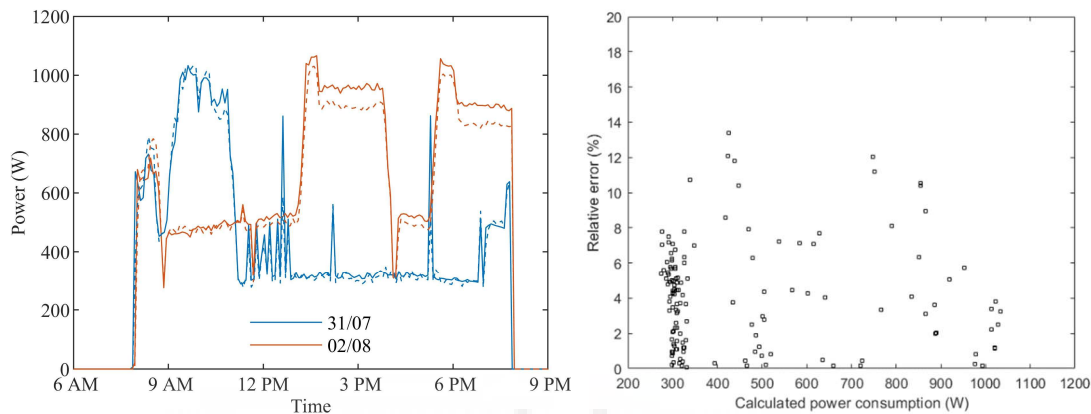


Figura 31: (a) Curvas eléctricas experimentales (sólidas) y simuladas (discontinuas) registradas a lo largo del 31 de julio y el 2 de agosto. Variación diaria de \dot{W}_{comp} . (b) Error relativo entre el consumo de energía general previsto y experimental

3.2.3 VALIDACIÓN DEL CICLO M

La *Figura 32* muestra la validación del modelo del Ciclo M. Contiene los datos experimentales reportados por **Riangvilaikul y Kumar (2010)**. Los autores realizaron 16 experimentos, en los que la temperatura del aire de entrada (T_{in}) varía en 5 niveles (de 25 a 45 en intervalos de 5°C) y la humedad absoluta del aire de entrada (ω_{in}) se divide en 4 niveles (0,0069, 0,0112, 0,02 y 0,0264 kgv/kg_a). Los resultados proporcionados por el modelo programado en Julia muestran diferencias inferiores al 1,5% respecto a los publicados en la literatura en cuanto a la temperatura del aire de salida para los 16 casos comparados.

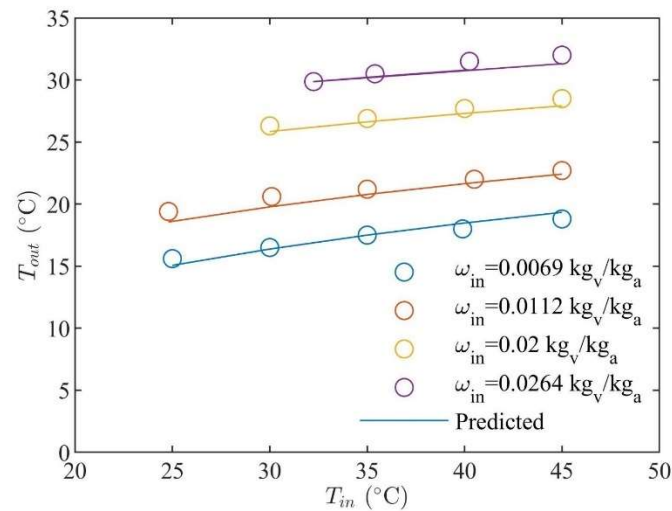


Figura 32: Comparación entre resultados experimentales y predichos por Julia.

La Figura 33 muestra la distribución de la temperatura en los canales seco y húmedo en el diagrama psicrométrico, respectivamente, para dos condiciones diferentes de aire de entrada, predichas por el modelo de **Riangvilaikul y Kumar (2010)**.

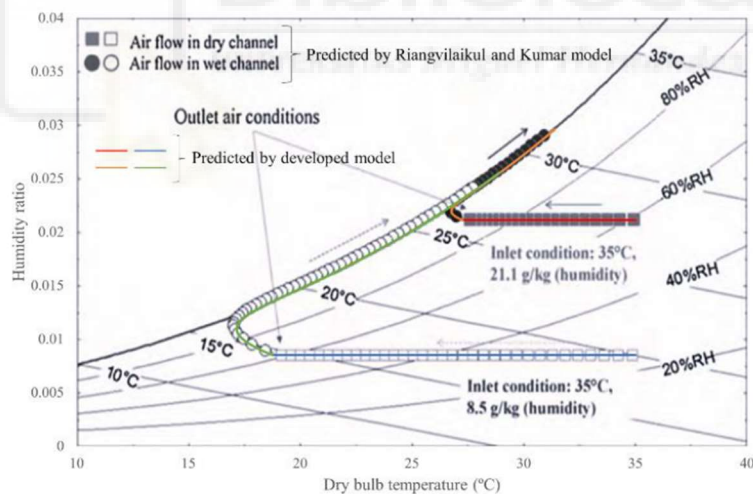


Figura 33: Comparación entre resultados experimentales y predichos en diagrama psicrométrico.

La Figura 34 compara la distribución de temperatura en los canales seco y húmedo y el gráfico psicrométrico respectivamente para unas condiciones específicas del aire de entrada, variando el ancho del canal con respecto al largo, entre el modelo de Riangvilaikul y Kumar y las predichas por Julia.

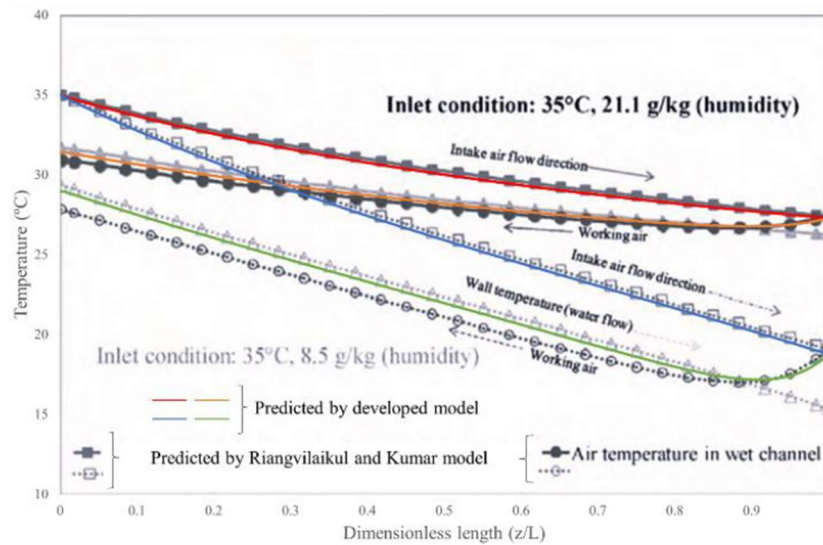


Figura 34: Validación del modelo para distintas

3.3 DESEMPEÑO DEL SISTEMA SIN PRE-ENFRIAMIENTO

El estudio de la bomba de calor sin el pre-enfriamiento del condensador por medio del Ciclo Maisotsenko se utiliza como referencia de partida para comparar las distintas variaciones del Ciclo M con un valor inicial. Por ello es necesario evaluar los parámetros clave que definen al sistema.

El análisis del desempeño del sistema sin pre-enfriamiento durante los meses de verano (junio a septiembre) se basa en los datos de consumo, refrigeración y eficiencia energética (EER). En la *Tabla 5* se presenta un resumen de los resultados obtenidos.

Tabla 5: Parámetros de funcionamiento de la Bomba de Calor sin Ciclo Maisotsenko.

Periodo	Q_{Ref} (kW)	$W_{tot eq}$ (kW)	EER
Junio	426,90	97,81	4,36
Julio	740,60	227,24	3,26
Agosto	633,65	172,44	3,67
Septiembre	417,53	94,78	4,41
Verano (total)	2218,68	592,28	3,75

3.4 EFECTO DEL PRE-ENFRIAMIENTO DEL AIRE DE ENTRADA AL CONDENSADOR

En este apartado se presentan los resultados del funcionamiento del sistema de bomba de calor con pre-enfriamiento mediante Ciclo M en el edificio durante los meses de verano. Para ello se analiza el funcionamiento diario, mensual y durante todo el verano de la interacción de los sistemas del edificio, bomba de calor y Ciclo M.

3.4.1 DÍA MÁS CALUROSO, 21 DE JULIO

La *Figura 35* y La *Figura 36* muestran la evolución diaria de las condiciones ambientales y las condiciones de funcionamiento del sistema (bomba de calor y Ciclo M) durante el día más caluroso del año en Alicante (21 Julio).

La *Figura 35* presenta la evolución de las condiciones ambientales. La diferencia entre la temperatura ambiente y la temperatura de salida del Ciclo M varía con la humedad ambiente. Cuanto menor es la humedad mayor es el potencial de refrigeración. A las 15.00 horas, cuando la temperatura ambiente es de 41,1^o C y la humedad relativa del 18,2%, la temperatura de salida del refrigerador M es de aproximadamente 19^oC, lo que implica que el sistema reduce la temperatura 22^oC. Esta Figura también incluye la variación de las temperaturas de bulbo húmedo y punto de rocío. Como puede observarse, la temperatura de salida es inferior a la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente, sobre todo cuanto menor sea la humedad ambiente. Las eficacias medias diarias calculadas para el bulbo húmedo y el punto de rocío son 1,167 y 0,762.

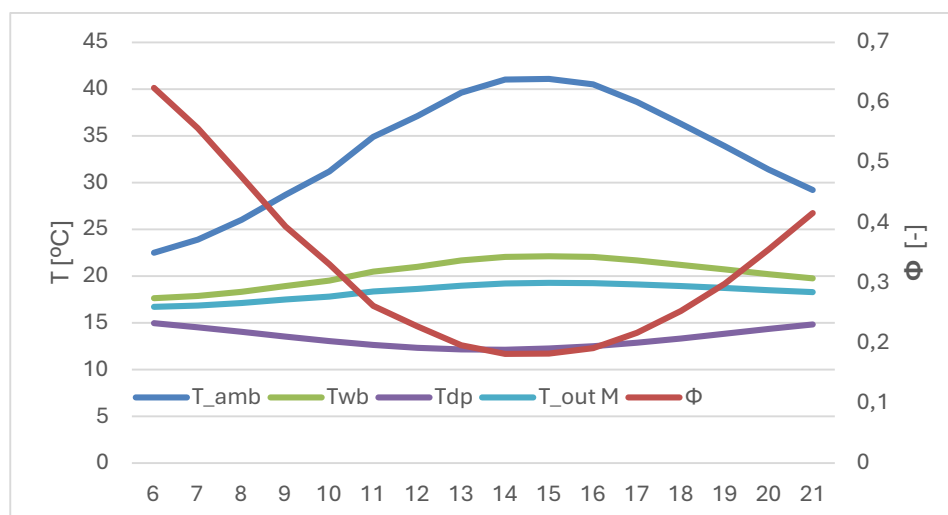


Figura 35: Variación de las condiciones ambientales durante el 21 de julio.

La Figura 36 muestra la variación de la potencia necesaria para accionar el compresor de la bomba de calor y el ventilador del refrigerador M y su EER. En la Figura se incluyen dos series: la configuración original del sistema HVAC (bomba de calor sin pre-enfriamiento) y cuando el aire de entrada al condensador se preenfía con el refrigerador M. Esta Figura se ha representado desde las 6 de la mañana hasta las 3 de la tarde porque es el periodo en el que el edificio tiene demanda de refrigeración. La potencia necesaria para accionar el compresor se reduce cuando se utiliza el pre-enfriamiento. El valor máximo disminuye de 1,8 a 1,2 kW, lo que se traduce en una reducción del 33,7%. El descenso de temperatura en el refrigerador M para conseguir este beneficio es de 20 °C, lo que lleva a un coeficiente de mejora del $1,5\%^{\circ\text{C}^{-1}}$. Este valor concuerda con los resultados comunicados por otros autores que han utilizado técnicas de pre-enfriamiento evaporativo en el condensador de una bomba de calor (Martínez et al., 2016).



Figura 36: Variación del rendimiento de la bomba de calor y del refrigerador M durante el 21 de julio.

El consumo energético disminuye de 7,62 a 5,82 kWh. Como la demanda de refrigeración es de 22,92 kWh, la EER diaria aumenta de 3 a 3,93 (31 %). La energía necesaria para accionar el ventilador fue de aproximadamente 30 W (suponiendo un rendimiento del ventilador del 75%), que es insignificante en comparación con el consumo del compresor. En la *Figura 37* se puede observar el consumo de agua durante el periodo de funcionamiento de la bomba, en el caso de utilizar el pre-enfriamiento .

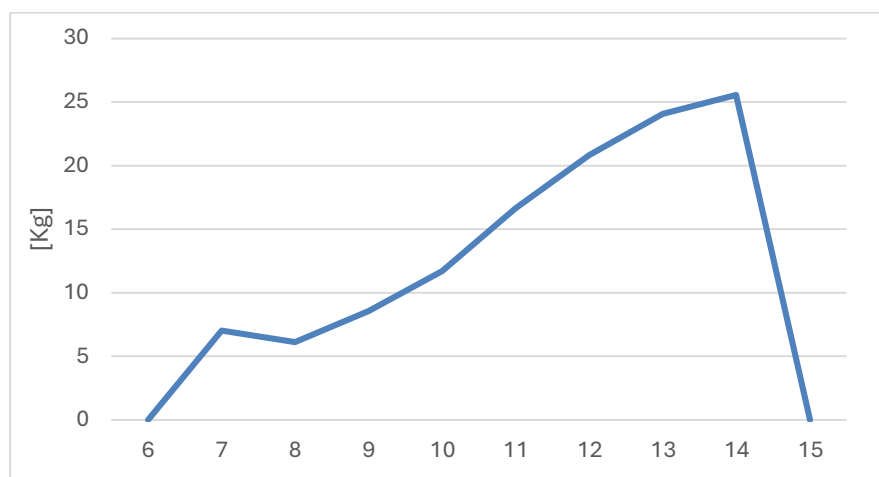


Figura 37: Agua consumida por el Ciclo M

3.4.2 COMPARATIVA MENSUAL APLICANDO PRE-ENFRIAMIENTO

En la *Figura 38* se analiza el efecto del Ciclo Maisotsenko sobre la bomba de calor en el interior de un edificio y se puede observar una mejora sustancial de EER y potencia ahorrada con respecto al mismo modelo sin el Ciclo M. El acople del ciclo M supone un ahorro de potencia promedio de 20% durante todo el mes de julio, y una mejora de eficiencia de un 15 % con respecto a la ausencia del Ciclo M.

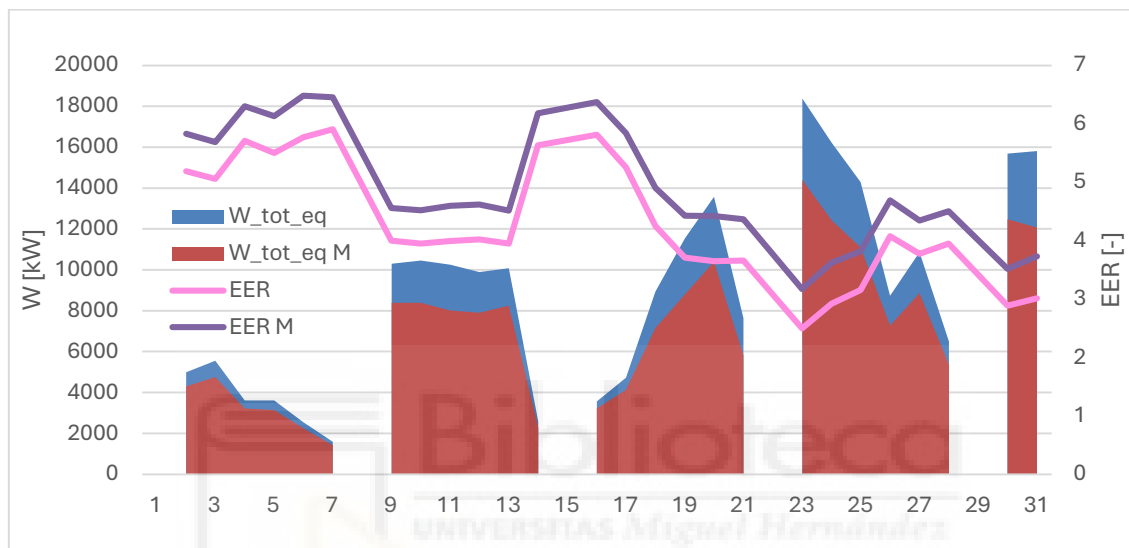


Figura 38: Evolución de la potencia y la EER durante el mes de julio día a día

En la *Figura 39* se puede observar la evolución de la temperatura de salida del Ciclo durante todo el mes. Siendo esta inferior en todo momento a la temperatura de bulbo húmedo.

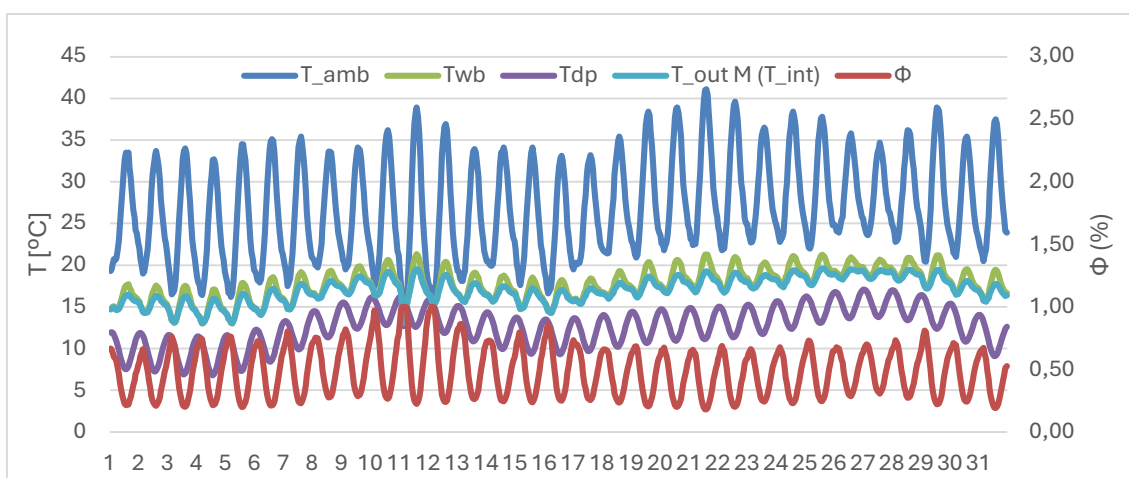


Figura 39: Evolución de las temperaturas durante el mes de julio hora a hora.

3.4.3 COMPARATIVA DURANTE TODO EL VERANO

La *Figura 40* muestra los resultados del análisis comparativo anterior ampliados a los meses de verano. El efecto del pre-enfriamiento del aire implica una reducción energética de 100 kWh, de 592,27 a 481,92 kWh (16,95%). Esta diferencia es más evidente en julio y agosto, cuando las necesidades de refrigeración son mayores. Esta Figura también incluye la variación del EER mensual para el sistema propuesto en esta investigación y el sistema sin pre-enfriamiento. De media, el EER mejora un 18,64%, pasando de 3,92 a 4,65.

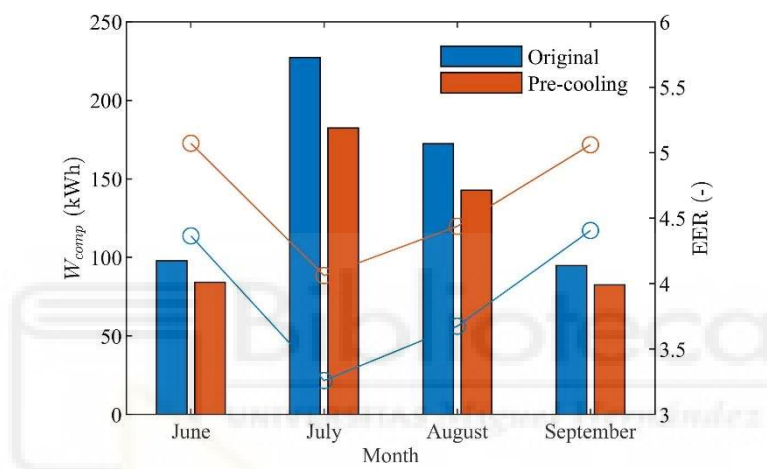


Figura 40: Resultados previstos por el modelo de consumo de energía para los meses de verano.

El resultado que se busca a la hora de incluir el Ciclo Maisotsenko es disminuir la temperatura del aire exterior para mejorar la eficiencia de la bomba de calor. Sin embargo, para poder ver el efecto del pre-enfriamiento del Ciclo M, antes se deben analizar las condiciones del aire de entrada a la bomba a lo largo de todo el verano. Posteriormente, estos datos pasan por el modelo de Ciclo M obteniendo la temperatura de salida del ciclo como se presenta en la *Figura 41*. Así es posible observar como la temperatura de salida del ciclo es inferior a la temperatura de bulbo húmedo.

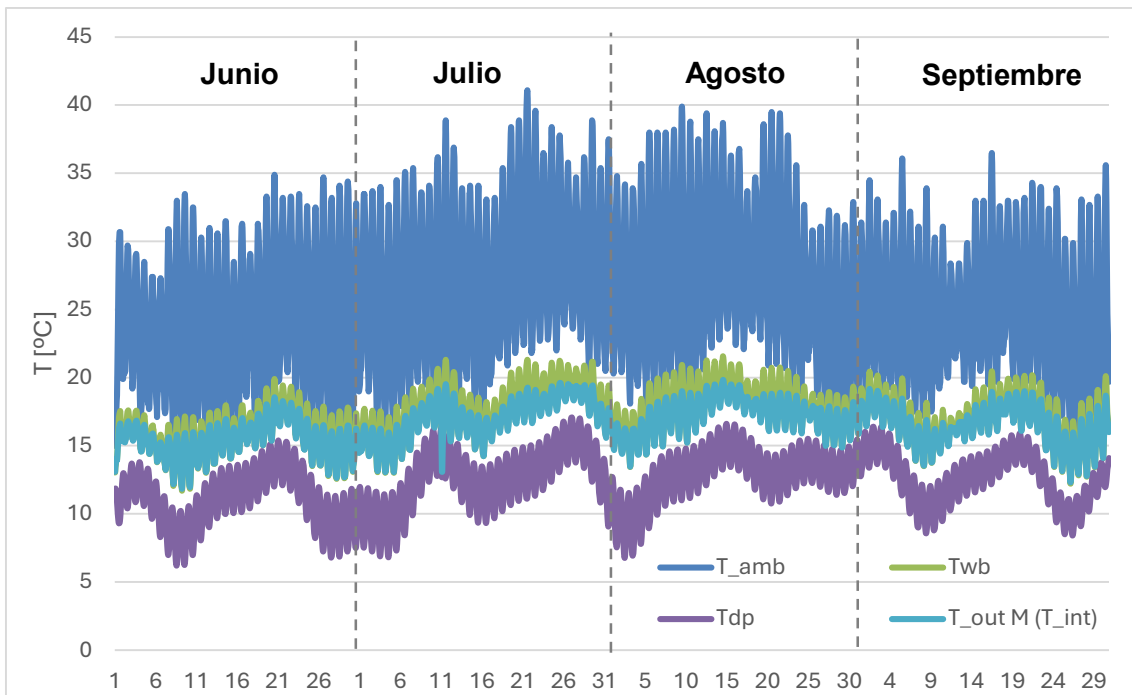


Figura 41: Evolución de las temperaturas durante el verano hora a hora.

Se puede observar en la *Figura 42* la evolución del EER y la potencia consumida diaria por la bomba con y sin el pre-enfriamiento del Ciclo Maisotsenko. Esto permite obtener la potencia ahorrada en el compresor de la bomba de calor al incluir el Ciclo M como la diferencia entre las áreas sombreadas de las variables de potencia del compresor con y sin el Ciclo M en la gráfica. Además, se observa una mejora sustancial del EER al incluir el Ciclo M como pre-enfriamiento de la bomba de calor.

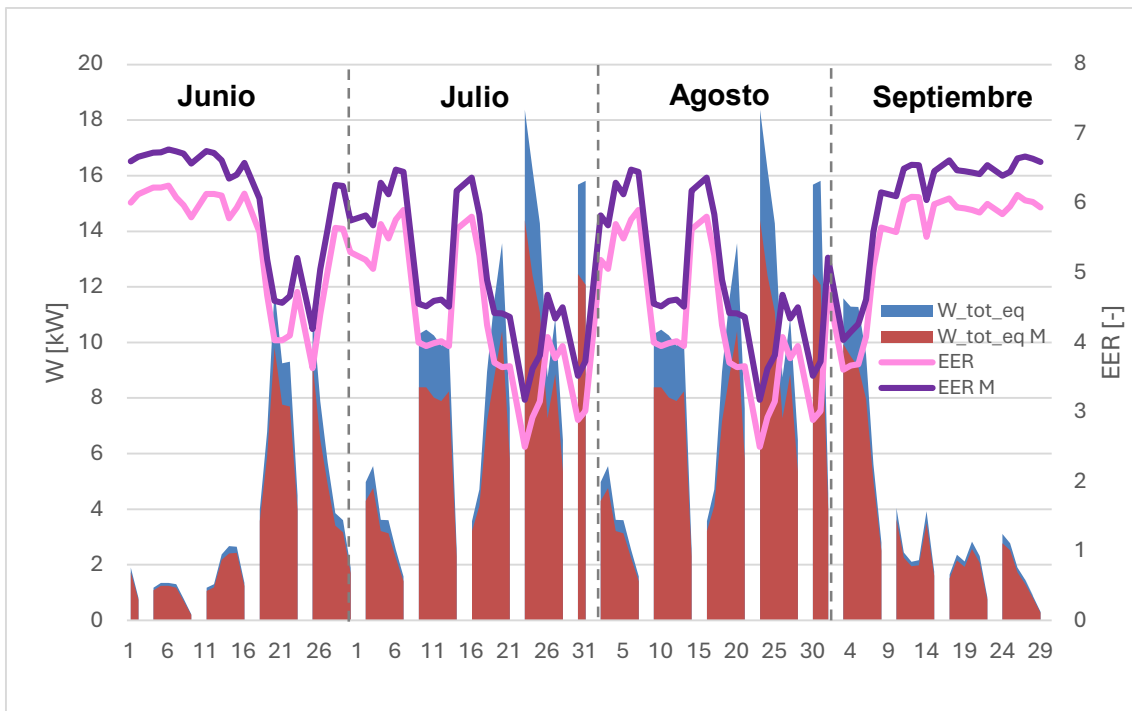


Figura 42: Evolución de la potencia y la EER durante el verano día a día

Así como también se puede extraer el consumo de agua en intervalos de 1 hora durante todo el verano del Ciclo Maisotsenko.

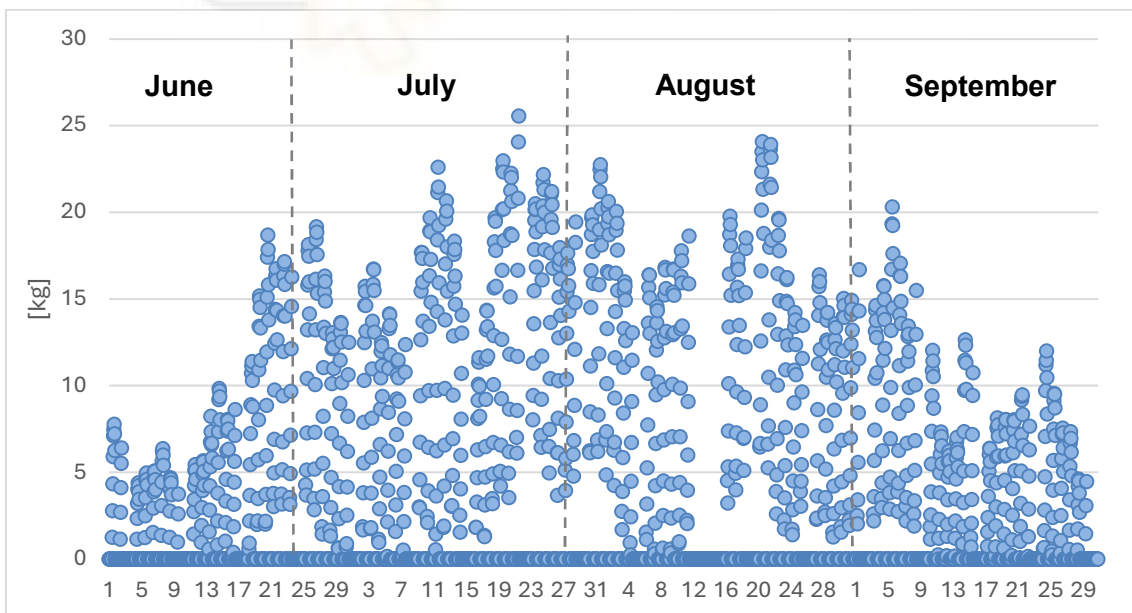


Figura 43: Evolución del consumo de agua durante el verano hora a hora

3.5 ESTRATEGIAS DE CONTROL

En esta sección se van a presentar distintas soluciones y posibles modificaciones del Ciclo Maisotsenko con el objetivo de maximizar el ahorro de energía y el consumo de agua, tanto por el beneficio económico que eso conlleva, como por el beneficio climático que supone el ahorro de agua. La *Tabla 6* describe las modificaciones realizadas y las ecuaciones que las modelan, mientras que la *Tabla 7* muestra una tabla comparativa que resume sus resultados.

Tabla 6: tabla descriptiva de estrategias de control.

LIMITACIÓN	DESCRIPCIÓN
No modificar	La bomba de calor funcionará sin tener en cuenta el pre-enfriamiento del Ciclo M.
Funcionamiento continuo del Ciclo M	El Ciclo M se activará y desactivará junto con la bomba de calor.
$W_{comp} - W_{comp M} > W_{vent}$	El Ciclo M se activará cuando la potencia que consuma el sistema global sea menor que al no activar el Ciclo M. Es decir, cuando se ahorre energía al acoplar el Ciclo M a la bomba de calor.
ΔT entre T_{wb} y $T_{amb} > 5^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando haya una diferencia de temperatura entre la ambiente y la de bulbo húmedo de al menos $5^{\circ}C$.
ΔT entre T_{wb} y $T_{amb} > 8^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando haya una diferencia de temperatura entre la ambiente y la de bulbo húmedo de al menos $8^{\circ}C$.
ΔT entre T_{wb} y $T_{amb} > 10^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando haya una diferencia de temperatura entre la ambiente y la de bulbo húmedo de al menos $10^{\circ}C$.
ΔT entre T_{wb} y $T_{amb} > 13^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando haya una diferencia de temperatura entre la ambiente y la de bulbo húmedo de al menos $13^{\circ}C$.
$T_{amb} > 25^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando la temperatura ambiente sea mayor de $25^{\circ}C$.
$T_{amb} > 30^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando la temperatura ambiente sea mayor de $30^{\circ}C$.
ΔT entre $T_{out M}$ y $T_{amb} > 10^{\circ}C$	El Ciclo M se activará cuando haya una diferencia de temperatura entre la ambiente y la de salida del Ciclo M de al menos $10^{\circ}C$.
Balance económico	El Ciclo M se activará cuando sea económicamente más viable que no activarlo.

Tabla 7: tabla comparativa de modificaciones del Ciclo M.

MODIFICACIONES	AHORRO ENERGÉTICO (kWh)	CONSUMO DE AGUA (kg)	RELACIÓN COSTE-BENEFICIO (Wh/kg)
No modificar	0,00	0,00	0,00
Funcionamiento continuo del Ciclo M	77,47	9855,22	7,86
Funcionamiento solo si la potencia ahorrada supera el gasto del ventilador	77,76	9855,22	7,89
Funcionamiento solo si hay una variación entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura ambiente es de al menos 5°C	76,85	9736,29	7,89
Funcionamiento solo si hay una variación entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura ambiente es de al menos 8°C	73,94	9229,59	8,01
Funcionamiento solo si hay una variación entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura ambiente es de al menos 10°C	70,50	8574,88	8,22
Funcionamiento solo si hay una variación entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura ambiente es de al menos 13°C	47,62	5803,42	8,21
Funcionamiento solo si la temperatura exterior es mayor de 25°C	73,75	9162,96	8,05
Funcionamiento solo si la temperatura exterior es mayor de 30°C	61,36	6999,37	8,77
DT mayor de 10 grados entre T_amb y T_out del Ciclo M	74,88	8796,78	8,51
Funcionamiento solo si el ahorro de potencia en la bomba es mayor económicamente que el gasto del ventilador+ el consumo de agua	35,71	3061,62	11,66

3.5.1 SIN MODIFICAR

Esta configuración base no incluye cambios en el Ciclo Maisotsenko, resultando en nulo ahorro energético y sin consumo de agua, proporcionando una referencia inicial.

3.5.2 FUNCIONAMIENTO CONTINUO DEL CICLO M

Implementando un Ciclo Maisotsenko en operación continua, se logra un ahorro energético significativo de 77,47 kWh a lo largo de todo el verano, con un consumo de agua de 9855,22 kg, lo que da una relación coste-beneficio de 7,86 Wh/kg.

3.5.3 FUNCIONAMIENTO SI EL AHORRO DE POTENCIA SUPERA LA DEL VENTILADOR

Se ha considerado que el Ciclo M opere únicamente cuando el ahorro de potencia supera el consumo del ventilador. Con esta modificación, se logra un ahorro energético de 77,76 kWh, manteniendo prácticamente el mismo consumo de agua que el funcionamiento continuo, y mejorando ligeramente la relación coste-beneficio a 7,89 Wh/kg.

La principal diferencia con el funcionamiento continuo consiste en que, durante 27 de las 1070 horas que funciona la bomba, el ciclo dejaría de operar al no cumplirse la condición establecida en la ecuación (23). Esta interrupción es mínima, haciendo que la variación en la potencia ahorrada y el consumo de agua sea despreciable.

$$W_{comp} - W_{comp M} > W_{vent} \quad (23)$$

3.5.4 LIMITACIÓN DE LA VARIACIÓN DE TEMPERATURAS ENTRE T_{wb} Y T_{amb}

Se ha limitado el acople del Ciclo M a la bomba de calor en función de la diferencia de temperaturas entre la temperatura ambiente y la temperatura de bulbo húmedo, estableciendo valores de 5, 8, 10 y 13 °C. Dichos valores se han seleccionado por estar próximos a la media de las diferencias de temperatura entre la temperatura ambiente y la de bulbo húmedo para cada hora del verano, que es de 8,355 °C.

Este enfoque permite alcanzar un equilibrio entre la potencia ahorrada y el consumo de agua. La ecuación (24) representa la limitación de la ΔT entre la temperatura ambiente y la de bulbo húmedo:

$$T_{amb} - T_{wb} \geq 5, 8, 10, 13 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (23)$$

3.5.4.1 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 5°C

Se activa el ciclo únicamente cuando la diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura ambiente es de al menos 5 °C. Esta configuración permite un ahorro energético de 76,85 kWh y un consumo de agua de 9736,29 kg, logrando una relación coste-beneficio de 7,89 Wh/kg.

3.5.4.2 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 8°C

La operación del ciclo se condiciona a una diferencia mínima de 8 °C entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura ambiente. Con esta configuración, se alcanza un ahorro energético de 73,94 kWh y un consumo de agua de 9229,59 kg, mejorando la relación coste - beneficio a 8,01 Wh/kg.

3.5.4.3 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 10°C

Al activar el ciclo solo cuando la diferencia de temperatura es de al menos 10 °C, se consigue un ahorro energético de 70,50 kWh y un consumo de agua de 8574,88 kg, obteniendo una relación coste - beneficio de 8,22 Wh/kg.

Se observa que la relación coste - beneficio alcanza un máximo para una diferencia de temperaturas entre la ambiente y la de bulbo húmedo, por lo tanto, esta sería la configuración óptima para dicha limitación.

3.5.4.4 DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE T_{wb} Y T_{amb} MAYOR A 13°C

Esta modificación requiere una diferencia de temperatura mínima de 13 °C para activar el ciclo, lo que resulta en un ahorro energético de 47,62 kWh y un consumo de agua de 5803,42 kg, manteniendo una relación coste - beneficio de 8,21 Wh/kg.

3.5.5 TEMPERATURA EXTERIOR SUPERIOR A CIERTA TEMPERATURA

Una posible modificación del Ciclo M es limitar su funcionamiento a cierta temperatura siguiendo la condición de la ecuación (24). Esto sólo tiene sentido si la bomba de calor está en funcionamiento siempre que se supere dicha temperatura y por tanto se han optado por unas temperaturas de 25 y 30°C como temperatura ambiente.

$$T_{amb} \geq 25, 30 \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad (24)$$

3.5.5.1 TEMPERATURA EXTERIOR SUPERIOR A 25°C

En este caso, el Ciclo M opera solo si la temperatura exterior supera los 25°C, obteniendo un ahorro energético de 73,75 kWh y un consumo de agua de 9162,96 kg, con una relación coste - beneficio de 8,05 Wh/kg.

3.5.5.2 TEMPERATURA EXTERIOR SUPERIOR A 30°C

Esta modificación activa el ciclo solo si la temperatura exterior es mayor a 30°C, logrando un ahorro de 61,36 kWh y un consumo de agua de 6999,37 kg, con la mejor relación coste - beneficio de 8,77 Wh/kg.

3.5.6 Δ DE TEMPERATURA ENTRE T_{amb} Y T_{out} DEL CICLO MAYOR DE 10 GRADOS

El ciclo se activa cuando la diferencia de temperatura entre T_{amb} y T_{out} supera los 10 grados, logrando un ahorro de 74,88 kWh y un consumo de agua de 8796,78 kg, con una relación coste - beneficio de 8,51 Wh/kg. La ecuación (25) establece la condición que limita el ciclo. Los 10 grados se han elegido porque están cerca de la media de las diferencias de temperatura entre la temperatura ambiente y la de salida del Ciclo M para cada hora del verano, que es de 8,86 °C.

$$T_{amb} - T_{out} \geq 10 \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad (25)$$

3.5.7 BALANCE ECONÓMICO

Para realizar un balance económico aproximado, se ha considerado el precio medio de la electricidad del día 5 de junio de 2024, representativo de un día típico de verano, que es de 0,164 €/kWh. El precio del agua se ha calculado en función del promedio para una vivienda que consume 15 m³ al mes, resultando en 1,699 €/m³. La condición que limita el Ciclo M se describe en la ecuación (26):

$$\begin{aligned} W_{bomb\ ahorrada}(kWh) * Precio\ electricidad\left(\frac{\text{€}}{kWh}\right) \\ \geq\ agua\ consumida\ (Kg) * precio\ agua\left(\frac{\text{€}}{kg}\right) \end{aligned} \quad (26)$$

La potencia ahorrada es la diferencia entre la potencia de la bomba sin acoplar el Ciclo M y la potencia con el ciclo acoplado, incluyendo la potencia del ventilador:

$$W_{comp\ ahorrada} = W_{comp} - (W_{comp\ M} + W_{vent}) \quad (27)$$

Como resultado, el Ciclo M opera solo durante 178 horas de las 1070 horas de funcionamiento de la bomba, lo que lleva a un ahorro energético de 35,71 kWh y un consumo de agua de 3061,62 kg, logrando la relación coste - beneficio más alta de 11,66 Wh/kg. La *Figura 44* muestra en color naranja las horas de funcionamiento en que se activaría el Ciclo M teniendo en cuenta la condición de la ecuación (26), comparado con el modo de funcionamiento continuo del Ciclo M. Se puede observar cómo tiene una relación directa con el aumento de temperatura ambiente, lo que es lógico, ya que el aire es capaz de contener mayor humedad a mayor temperatura.

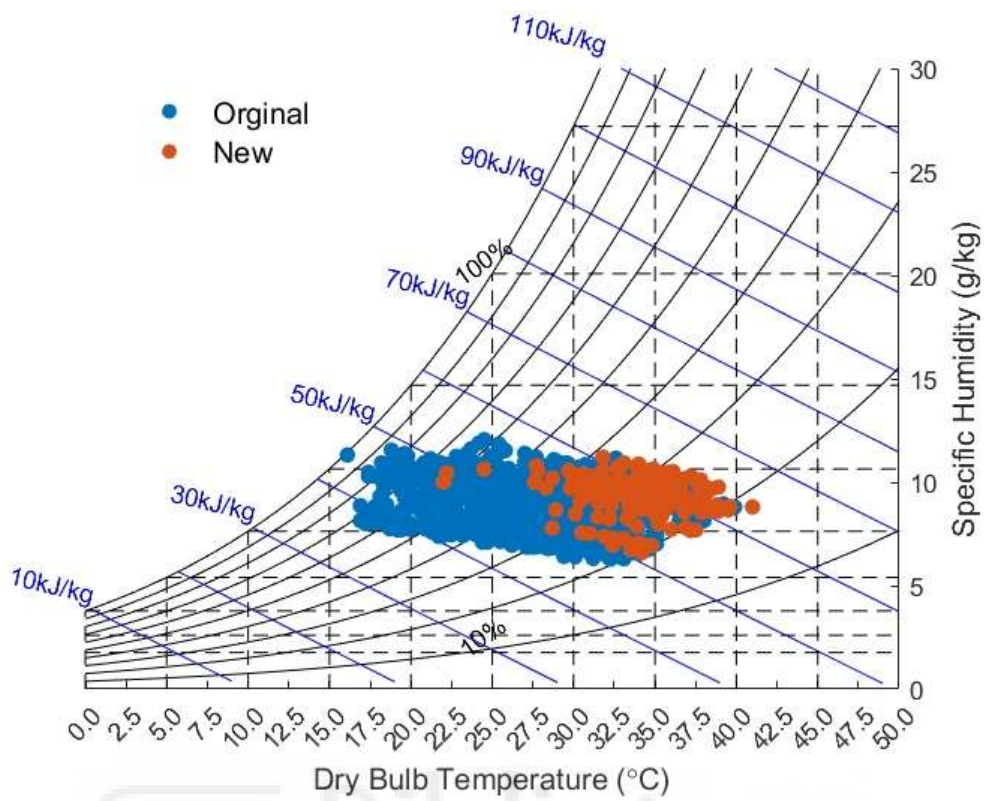


Figura 44: Activación del ciclo M según las temperaturas en carta psicrométrica.

3.6 CONSUMO DE AGUA

El agua es un recurso valioso, y su importancia se incrementa aún más en el contexto del cambio climático, que provoca períodos de sequía prolongada, especialmente en regiones áridas donde el acceso al agua es limitado. En determinadas circunstancias, un menor consumo de agua es prioritario sobre un mayor rendimiento energético. El ahorro de agua se considera esencial por diversas razones:

- **Sostenibilidad Ambiental:** La eficiencia en el uso del agua contribuye significativamente a la conservación de los recursos hídricos.
- **Coste Operativo:** La reducción del consumo de agua también conlleva una disminución en los costes globales de la bomba de calor.

Se ha observado que el Ciclo Maisotsenko permite aumentar la eficiencia energética a cambio de un mayor consumo de agua debido a la evaporación.

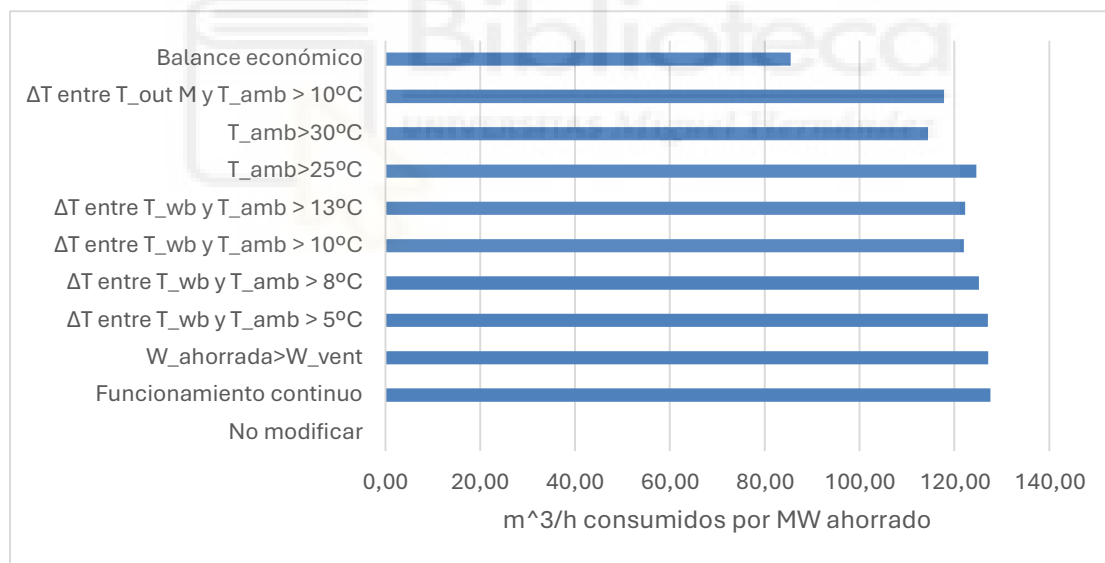


Figura 45: Agua consumida por el Ciclo M con cada una de las modificaciones.

En la *Figura 45*, se presenta una comparativa de las diferentes modificaciones del Ciclo Maisotsenko. Se compara el agua consumida por el Ciclo M por cada MW ahorrado con cada una de las modificaciones. Estas modificaciones permiten encontrar un equilibrio entre el consumo de electricidad y el consumo de agua, con el objetivo de minimizar el impacto ambiental y optimizar tanto la eficiencia como el funcionamiento del sistema de climatización en modo refrigeración.

3.7 CONCLUSIONES

Para finalizar con este capítulo se hará un breve resumen de este:

- Los modelos analíticos de los distintos componentes del sistema (bomba de calor aire-aire y Ciclo M) y el modelo del edificio se han vinculado y los resultados predichos se han validado con datos experimentales, mostrando una buena concordancia.
- El uso del Ciclo M para preenfriar el aire del condensador de entrada mejora el rendimiento del sistema. La mejora media es de aproximadamente $1,5\% \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, lo que concuerda con los valores recogidos en la bibliografía para otros métodos de pre-enfriamiento. Como el Ciclo M consigue mayores reducciones de temperatura que los sistemas evaporativos convencionales, los requisitos energéticos son mucho menores. La reducción del consumo anual de energía puede llegar al 17%, considerando que los resultados obtenidos consideran que el sistema de pre-enfriamiento funciona sin paradas y a pleno rendimiento.
- El EER medio de la bomba de calor pre-enfriada alcanza 4,65, un aumento del 18,64% respecto al sistema original.
- Para llegar a un compromiso entre el ahorro eléctrico y el consumo de agua, se aplica un balance económico de ambos que permite conocer en cada momento si merece la pena o no conectar el Ciclo Maisotsenko a la bomba de calor, dando como resultado que de un total de 1070 horas de funcionamiento de la bomba solo 178 horas debería funcionar el Ciclo M. Esto nos indica que es necesaria una limitación del funcionamiento del Ciclo para evitar un consumo inapropiado del agua. Ofreciendo una disminución de temperaturas entre la exterior y la de salida del Ciclo M de alrededor de 9°C al conectar el ciclo. Además de la reducción del consumo anual de energía puede llegar al 6,27% utilizando la mejora del balance económico. Es decir, casi la mitad que con el ciclo actuando en cualquier momento y con el beneficio de un ahorro de agua de hasta un 68% con respecto al funcionamiento continuo.

4. CONCLUSIONES

El presente Trabajo de Fin de Grado ha abordado de manera integral el análisis, desarrollo y optimización de un sistema de climatización basado en una bomba de calor aire-aire integrada con el Ciclo Maisotsenko (Ciclo M). A lo largo del trabajo, se han llevado a cabo una serie de procedimientos metodológicos y experimentales que han permitido obtener conclusiones robustas y significativas sobre la viabilidad y eficiencia del sistema propuesto.

Entre las principales conclusiones que se pueden destacar se encuentran las siguientes:

4.1 VINCULACIÓN Y VALIDACIÓN DE MODELOS

Los modelos analíticos desarrollados para los distintos componentes del sistema, incluyendo la bomba de calor y el Ciclo M, así como el modelo del edificio, han sido correctamente vinculados y validados. La validación con datos experimentales ha mostrado una buena concordancia, lo que indica que los modelos son precisos y confiables. Este proceso de validación es crucial para asegurar que las predicciones teóricas sean representativas del comportamiento real del sistema bajo diversas condiciones operativas.

4.2 MEJORA DEL RENDIMIENTO DEL SISTEMA

La implementación del Ciclo Maisotsenko para preenfriar el aire del condensador de entrada ha resultado en una mejora significativa del rendimiento del sistema de climatización. En términos cuantitativos, se ha observado una mejora media del rendimiento de aproximadamente 1,5% por cada grado Celsius de reducción de temperatura, lo que es consistente con los valores reportados en la literatura para otros métodos de pre-enfriamiento. Esta mejora es particularmente relevante en climas cálidos y secos donde la eficiencia del sistema puede verse comprometida por altas temperaturas ambientales.

4.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA Y REDUCCIÓN DE CONSUMO

El uso del Ciclo Maisotsenko permite mayores reducciones de temperatura en comparación con los sistemas evaporativos convencionales, lo que se traduce en menores requisitos energéticos. Se ha estimado una reducción del consumo anual de energía de hasta el 17%, considerando que el sistema de pre-enfriamiento funciona sin interrupciones y a pleno rendimiento. Esta reducción del consumo energético no solo contribuye a una disminución significativa de los costos operativos, sino que también implica una menor emisión de gases de efecto invernadero, alineándose con los objetivos de sostenibilidad ambiental.

4.4 AHORRO DE AGUA Y SOSTENIBILIDAD

El ahorro de agua es un aspecto crítico en la operación de sistemas de climatización, especialmente en el contexto actual de cambio climático y escasez de recursos hídricos. La eficiencia en el uso del agua no solo contribuye a la conservación de los recursos hídricos, sino que también reduce los costos asociados al suministro y tratamiento del agua. Sin embargo, el Ciclo Maisotsenko implica cierto consumo de agua debido a la evaporación, lo que plantea la necesidad de evaluar cuidadosamente las condiciones específicas de cada entorno para determinar la viabilidad del sistema.

4.5 COMPROMISO ENTRE AHORRO DE AGUA Y ENERGÍA

La integración del Ciclo Maisotsenko en sistemas de climatización requiere un balance cuidadoso entre el ahorro de agua y la mejora de la eficiencia energética. En ciertos contextos, un menor consumo de agua puede ser más beneficioso que un mayor rendimiento energético, especialmente en regiones con escasez de agua. Es esencial desarrollar estrategias que permitan optimizar ambos aspectos, asegurando una solución sostenible y económicamente viable. Este compromiso es fundamental para minimizar el impacto ambiental y garantizar la sostenibilidad a largo plazo del sistema.

4.6 IMPACTO ECONÓMICO Y OPERATIVO

La implementación de tecnologías avanzadas como el Ciclo Maisotsenko puede implicar una inversión inicial significativa. Sin embargo, los beneficios a largo plazo en términos de reducción de consumo energético y ahorro de costos operativos pueden justificar dicha inversión. Además, el ahorro en el consumo de agua y la mejora en la eficiencia del sistema pueden traducirse en un retorno de la inversión más rápido y en una operación más sostenible y económica a lo largo del tiempo.

4.7 RECAPITULACIÓN

En resumen, la investigación ha demostrado que la integración de tecnologías innovadoras como el Ciclo Maisotsenko en sistemas de climatización puede ofrecer mejoras sustanciales en términos de eficiencia energética y reducción de costos operativos. Sin embargo, es crucial abordar el balance entre el consumo de agua y la eficiencia energética para lograr un impacto positivo en el medio ambiente y garantizar la sostenibilidad a largo plazo. Este estudio proporciona una base sólida para futuras investigaciones y desarrollos en el campo de la climatización eficiente y sostenible, destacando la importancia de un enfoque holístico que considere tanto los aspectos técnicos como los ambientales y económicos.

4.8 FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

Optimización del consumo de agua: Dado que el Ciclo M aumenta el consumo de agua, se deben investigar estrategias para reducir este consumo sin sacrificar la eficiencia energética. Esto podría incluir el desarrollo de sistemas de reutilización de agua o la implementación de tecnologías avanzadas de enfriamiento evaporativo que optimicen el uso del recurso hídrico.

Integración con energías renovables: Explorar la integración del sistema con fuentes de energía renovable, como la solar o la eólica, para reducir aún más la dependencia de combustibles fósiles y mejorar la sostenibilidad general del sistema. La combinación de energías renovables con el Ciclo M podría ofrecer soluciones energéticas más limpias y eficientes.

Mejora de los modelos analíticos: Ampliar y perfeccionar los modelos analíticos utilizados para representar los componentes del sistema y el edificio, incorporando factores adicionales como variaciones climáticas, distintos perfiles de uso del edificio y posibles nuevas tecnologías de enfriamiento.

Evaluación económica y de impacto ambiental: Realizar estudios detallados que evalúen los costos operativos y de implementación del Ciclo M en diferentes contextos, así como su impacto ambiental. Esto ayudaría a definir mejor el retorno de inversión y las ventajas ambientales a largo plazo.

Aplicaciones en otros climas y edificaciones: Probar y adaptar el Ciclo Maisotsenko y sus variantes en diferentes climas y tipos de edificaciones para evaluar su desempeño y posibles ajustes necesarios. Esta expansión permitiría validar la versatilidad y eficacia del sistema en una variedad más amplia de escenarios.

Desarrollo de tecnologías complementarias: Investigar y desarrollar tecnologías complementarias que puedan trabajar en conjunto con el Ciclo M para mejorar aún más la eficiencia energética y la sostenibilidad. Esto podría incluir el uso de materiales avanzados para la construcción de componentes del sistema o el desarrollo de nuevas técnicas de control y monitoreo.

Sensibilización y formación: Desarrollar programas de sensibilización y formación para usuarios y profesionales del sector sobre los beneficios y el uso eficiente del Ciclo Maisotsenko, promoviendo su adopción en proyectos futuros y fomentando prácticas sostenibles en el ámbito de la climatización.

Estas futuras líneas de trabajo no solo buscarán mejorar y optimizar el uso del Ciclo Maisotsenko, sino también contribuir a la creación de sistemas de climatización más sostenibles y eficientes, alineados con las necesidades ambientales y energéticas del futuro.

5. BIBLIOGRAFÍA

- REE. Red Eléctrica Española, [En línea]. Available:<https://www.ree.es/en/datos/balance/electrical-energy-balance>
- ODS 13, Pacto mundial [En línea]. <https://www.pactomundial.org/ods/13-accion-por-el-clima/>
https://climate.ec.europa.eu/eu-action/climate-strategies-targets_en
- SET plan. <https://strive.stxgroup.com/>
- M. Abdelhak, «Soil improvement in arid and semiarid regions for sustainable development, » de *Natural Resources Conservation and Advances for Sustainability*, 2022, pp. 73-90, Chapter 4.
- J. Spinoni, P. Barbosa, M. Cherlet, G. Forzieri, N. McCormick, G. Naumann, J.V. Vogt, A. Dosio, «How will the progressive global increase of arid areas affect population and land-use in the 21st century? » de *Global and Planetary Change*, 2021, pp. 103597, Volumen 205
- Aguilar, F., S. Aledo, and P. Quiles (2017). “Experimental analysis of an air conditioner powered by photovoltaic energy and supported by the grid”. In: *Applied Thermal Engineering* 123, pp. 486–497. issn: 1359-4311. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.123>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116338194>.
- Aguilar, F. J. et al. (2021). “Performance Analysis and Optimisation of a Solar On-Grid Air Conditioner”. In: *Energies* 14.23. doi: 10.3390/en14238054. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/23/8054>.
- Boukhanouf, R. et al. (2017). “Computer modelling and experimental investigation of building integrated sub-wetbulb temperature evaporative cooling system”. In: *Applied Thermal Engineering* 115, pp. 201–211. issn: 1359-4311. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.119>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116343964>.
- Caliskan, H., I. Dincer, and A. Hepbasli (2011). “Energetic and sustainability performance comparison of novel and conventional air cooling systems for building applications”. In: *Energy and Buildings* 43.6, pp. 1461–1472. issn: 0378-7788. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.02.006>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778811000508>.
- Jaber, S. and S. Ajib (2011). “Evaporative cooling as an efficient system in Mediterranean region”. In: *Applied Thermal Engineering* 31.14, pp. 2590–2596. issn: 1359-4311. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.026>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111002249>.
- Kabeel, A. et al. (2017). “Performance improvement of a hybrid air conditioning system using the indirect evaporative cooler with internal baffles as a pre-cooling unit”. In: *Alexandria Engineering Journal* 56.4, pp. 395–403. issn: 1110-0168. doi: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2017.04.005>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1110016817301473>.
- Liu, Y. et al. (2018). “Energy savings of hybrid dew-point evaporative cooler and micro-channel separated heat pipe cooling systems for computer data centers”. In: *Energy* 163, pp. 629–640. issn: 0360-5442. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.172>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218314695>.
- Martínez, P. et al. (2016). “Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser”. In: *Applied Thermal*

Engineering 105, pp. 1041–1050. issn: 1359-4311. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116300175>.

Oh, S. J. et al. (2019). “Approaches to energy efficiency in air conditioning: A comparative study on purge configurations for indirect evaporative cooling”. In: *Energy* 168, pp. 505–515. issn: 0360-5442. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.077>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218322886>. Pandelidis, D., S. Anisimov, P. Drag, et al. (2018). “Analysis of application of the M-Cycle heat and mass exchanger to the typical air conditioning systems in Poland”. In: *Energy and Buildings* 158, pp. 873–883. issn: 0378-7788. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.10.052>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778817312434>.

Pandelidis, D., S. Anisimov, and W. M. Worek (2015). “Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 81, pp. 207–221. issn: 0017-9310. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.033>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931014009181>.

Anisimov, Sergey & Pandelidis, Demis & Danielewicz, Jan, 2015. "Numerical study and optimization of the combined indirect evaporative air cooler for air-conditioning systems," *Energy*, Elsevier, vol. 80(C), pages 452-464. URL: <https://ideas.repec.org/a/eee/energy/v80y2015icp452-464.html>

Riangvilaikul, B. and S. Kumar (2010). “An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system”. In: *Energy and Buildings* 42.5, pp. 637–644. issn: 0378-7788. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.034>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778809002837>.

Underwood, C., M. Royapoor, and B. Sturm (2017). “Parametric modelling of domestic air-source heat pumps”. In: *Energy and Buildings* 139, pp. 578–589. issn: 0378-7788. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.01.026>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778817300774>.

US Department of Energy (Sept. 23, 2021). *EnergyPlus Engineering Manual*. Version 9.6.0. Version 9.6.0 available online at <https://energyplus.net/documentation>.

Zanchini, E. and C. Naldi (2019). “Energy saving obtainable by applying a commercially available M-cycle evaporative cooling system to the air conditioning of an office building in North Italy”. In: *Energy* 179, pp. 975–988. issn: 0360-5442. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.065>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S036054421930934X>.

Zhao, X. et al. (2009). “Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application”. In: *Building and Environment* 44.9, pp. 1990–1999. issn: 0360-1323. doi: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.02.003>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132309000419>.

6. ANEXOS

6.1 ANEXO I: CÓDIGO DE EES

```
"Datos"
//Wall thickness 0.5 mm
//Channel gap 5 mm
//Channel length 1200 mm
//Channel width 80 mm
//Water supplied 60 g/h
//L=1
//B=0,5
//A1=0,5
//A2=0,5
A=L*B
A_nodo=A/(N-1)
N=10
//e=0,003
h=20
calor por convección (DISCUTIR)"
DELTAh_vap=enthalpy_vaporization(Water;T=T_w)
"Constantes"
P[1]=101325
P[1]=P[2]
P[2]=P[3]
P[3]=P[4]
P[4]=P[5]
P[5]=P[6]
P[6]=P[7]
P[7]=P[8]
P[8]=P[9]
//k_al=209,3
//k_w=0,58

"Condiciones de entrada del agua"
//T_w=25
"Conductividad materiales"
//k_al=0,2093 "Aluminio"
//k_w=0,56
"Ecuaciones auxiliares"
Dh_p=(2*B*A1)/(B+A1)
este caso) en el primario"
Dh_s=(2*B*A2)/(B+A2)
este caso) en el secundario"
S_p=A1*B
S_s=A2*B
//L_t/Dh_s=0,012*Re*Pr

"Parametros operativos"
//r=1/3
//m_dot_water=0,06
//T_w=28
//NO CAMBIAR NADA DE AQUI PARA ARRIBA
Nu = 7,235
```

"longitud conducto"
"ancho conducto"
"alto conducto primario"
"alto conducto secundario"
"area de lámina de agua del conducto completo"
"area de nodo"
"numero de nodos"
"espesor"
"Premisa de coeficiente local de transferencia de calor por convección (DISCUTIR)"
"DELTAh_vap=104,89entalpía de saturación del agua "

"Presión a la entrada"

"Constante de conducción Aluminio"
"Constante de conducción Agua"

"Constante de conducción Aluminio"
"Constante de conducción Agua"

"diámetro hidráulico ducto rectangular (cuadrado en

"diámetro hidráulico ducto rectangular (cuadrado en

"Área del conducto seco"

"Área del conducto Húmedo"

// Lt=longitud de la región de entrada térmica (m)
d=equivalent diameter of air passage (m)

"Factor de recirculación"

"Condiciones de entrada del agua"

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor
y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

```

Cpa=1005                                "Calor específico p cte del aire"
Cpv=1820                                "Calor específico p cte del vapor de agua"
Cfv=2500900                             "?"
"Condiciones de entrada del aire"
//Ta[1]=25                               "Temperatura Ambiente"
//phi_p[1]=0,5                           "Humedad Relativa Primario"
omega_p=humrat(AirH2O;T=T_p[1];R=phi_p[1];P=P[1]) "humedad relativa entrada" "que es igual en
todo el primario"
omega_p[1]=omega_p
omega_p[2]=omega_p
omega_p[3]=omega_p
omega_p[4]=omega_p
omega_p[5]=omega_p
omega_p[6]=omega_p
omega_p[7]=omega_p
omega_p[8]=omega_p
omega_p[9]=omega_p
omega_p[10]=omega_p
phi_p[2]=relhum(AirH2O;T=T_p[2];w=omega_p[2];P=P[2])
phi_p[3]=relhum(AirH2O;T=T_p[3];w=omega_p[3];P=P[2])
phi_p[4]=relhum(AirH2O;T=T_p[4];w=omega_p[4];P=P[2])
phi_p[5]=relhum(AirH2O;T=T_p[5];w=omega_p[5];P=P[2])
phi_p[6]=relhum(AirH2O;T=T_p[6];w=omega_p[6];P=P[2])
phi_p[7]=relhum(AirH2O;T=T_p[7];w=omega_p[7];P=P[2])
phi_p[8]=relhum(AirH2O;T=T_p[8];w=omega_p[8];P=P[2])
phi_p[9]=relhum(AirH2O;T=T_p[9];w=omega_p[9];P=P[2])
phi_p[10]=relhum(AirH2O;T=T_p[10];w=omega_p[10];P=P[2])
"Flujos máscicos"
rho_air=density(Air;T=T_p[1];P=P[1])
//v_air_p=2,4                             "velocidad del aire"
m_dot_p=rho_air*v_air_p*A1*B              "Flujo máscico en el primario"
m_dot_s=r*m_dot_p                         "Flujo máscico en el secundario"
//r=0,33                                  "Factor de recirculación"
v_air_s=m_dot_s/(rho_air*A2*B)           "velocidad en el secundario"
"coeficiente de transferencia de masa de vapor
desde la lámina de agua al aire"
" Nodo 1"
Q_dot_ps_1_2=(DELTAT_ps_1_2)/((1/(h*A_nodo))+e/(k_al*A_nodo))+1/(h*A_nodo)) "calor que se
lleva a desde b con resistencias" "creo que se debe
tener en cuenta tanto convección en agua como en
aire"
DELTAT_ps_1_2=1/2*(T_p[1]+T_p[2]-(T_s[1]+T_s[2]))
m_dot_vap[1]=h_D_s[1]*A_nodo*(omega_sat[1]-omega_s[1]) "flujo máscico de agua transferida"
m_dot_vap[1]= m_dot_s*(omega_s[2]-omega_s[1]) "ver signo"
omega_sat[12]=humrat(AirH2O;T=T_w;R=1;P=P[1])
//Q_dot_ps_1_2=(T_p[1]-Tw[1])/((1/(h*A_nodo))+e/(k_al*A_nodo))+1/(Hcw[1]*A_nodo)) "calor
que se lleva a desde w con resistencias"
"objetivo obtener T_w"
"Circuito primario"
Q_dot_ps_1_2=m_dot_p*(h_p[1]-h_p[2])      "ec convección nodo 1 primario"
h_p[1]=enthalpy(AirH2O;T=T_p[1];w=omega_p;P=P[1])
"Circuito secundario"
Q_dot_ps_1_2=m_dot_s*(h_s[1]-h_s[2])+m_dot_s*DELTAh_vap*(omega_s[1]-omega_s[2])
//ec conveccion nodo 1 secundario incluyendo calor latente falta agregar calor sensible cedido al agua
h_s[1]=enthalpy(AirH2O;T=T_s[1];w=omega_s[1];P=P[1])

```

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

$m_{dot_s}(\omega_{s[1]}-\omega_{s[2]})=h_{D_s[1]}*A_{nodo}*(wsat[1]-\omega_{s[1]})$ "flujo masico de vapor = B*
area de lámina de agua? * variación de humedad "

$wsat[1]=humrat(AirH2O;T=T_{s[1]};R=1;P=P[1])$ "no sé de dónde te has sacado esto"
 $\phi_{s[1]}=relhum(AirH2O;T=T_{s[1]};w=\omega_{s[1]};P=P[1])$ "humedad absoluta de aire saturado a $t=tb1$ "

"Relacion de lewis"

$R_{le}=1$

$R_{le}^{(2/3)}=h/(h_{D_s[1]}*c_{p_s[1]})$

$c_{p_s[1]}=cp(AirH2O;T=T_{s[1]};w=\omega_{p[1]};P=P[1])$ "calor especifico del aire humedo"

"Nodo 2"

$Q_{dot_ps_2_3}=(DELTA T_{ps_2_3})/((1/(h*A_{nodo}))+e/(k_{al}*A_{nodo}))+1/(h*A_{nodo}))$

$DELTA T_{ps_2_3}=1/2*(T_{p[2]}+T_{p[3]}-(T_{s[2]}+T_{s[3]}))$

"Circuito primario"

$Q_{dot_ps_2_3}=m_{dot_p}*(h_{p[2]}-h_{p[3]})$

$h_{p[2]}=enthalpy(AirH2O;T=T_{p[2]};w=\omega_{p[2]};P=P[1])$

"Circuito secundario"

$Q_{dot_ps_2_3}=m_{dot_s}*(h_{s[2]}-h_{s[3]})+m_{dot_s}*DELTA h_{vap}*(\omega_{s[2]}-\omega_{s[3]})$

$h_{s[2]}=enthalpy(AirH2O;T=T_{s[2]};w=\omega_{s[2]};P=P[1])$

$m_{dot_s}*(\omega_{s[2]}-\omega_{s[3]})=h_{D_s[2]}*A_{nodo}*(wsat[2]-\omega_{s[2]})$

$wsat[2]=humrat(AirH2O;T=T_{s[2]};R=1;P=P[1])$

$\phi_{s[2]}=relhum(AirH2O;T=T_{s[2]};w=\omega_{s[2]};P=P[2])$

"Relacion de lewis"

$\{R_{le}=1\}$

$R_{le}^{(2/3)}=h/(h_{D_s[2]}*c_{p_s[2]})$

$c_{p_s[2]}=cp(AirH2O;T=T_{s[2]};w=\omega_{p[2]};P=P[2])$

"Nodo 3"

$Q_{dot_ps_3_4}=(DELTA T_{ps_3_4})/((1/(h*A_{nodo}))+e/(k_{al}*A_{nodo}))+1/(h*A_{nodo}))$

$DELTA T_{ps_3_4}=1/2*(T_{p[3]}+T_{p[4]}-(T_{s[3]}+T_{s[4]}))$

"Circuito primario"

$Q_{dot_ps_3_4}=m_{dot_p}*(h_{p[3]}-h_{p[4]})$

$h_{p[3]}=enthalpy(AirH2O;T=T_{p[3]};w=\omega_{p[3]};P=P[1])$

"Circuito secundario"

$Q_{dot_ps_3_4}=m_{dot_s}*(h_{s[3]}-h_{s[4]})+m_{dot_s}*DELTA h_{vap}*(\omega_{s[3]}-\omega_{s[4]})$

$h_{s[3]}=enthalpy(AirH2O;T=T_{s[3]};w=\omega_{s[3]};P=P[1])$

$m_{dot_s}*(\omega_{s[3]}-\omega_{s[4]})=h_{D_s[3]}*A_{nodo}*(wsat[3]-\omega_{s[3]})$

$wsat[3]=humrat(AirH2O;T=T_{s[3]};R=1;P=P[1])$

$\phi_{s[3]}=relhum(AirH2O;T=T_{s[3]};w=\omega_{s[3]};P=P[1])$

"Relacion de lewis"

$\{R_{le}=1\}$

$R_{le}^{(2/3)}=h/(h_{D_s[3]}*c_{p_s[3]})$

$c_{p_s[3]}=cp(AirH2O;T=T_{s[3]};w=\omega_{p[3]};P=P[3])$

"Nodo 4"

$Q_{dot_ps_4_5}=(DELTA T_{ps_4_5})/((1/(h*A_{nodo}))+e/(k_{al}*A_{nodo}))+1/(h*A_{nodo}))$

$DELTA T_{ps_4_5}=1/2*(T_{p[4]}+T_{p[5]}-(T_{s[4]}+T_{s[5]}))$

"Circuito primario"

$Q_{dot_ps_4_5}=m_{dot_p}*(h_{p[4]}-h_{p[5]})$

$h_{p[4]}=enthalpy(AirH2O;T=T_{p[4]};w=\omega_{p[4]};P=P[1])$

"Circuito secundario"

$Q_{dot_ps_4_5}=m_{dot_s}*(h_{s[4]}-h_{s[5]})+m_{dot_s}*DELTA h_{vap}*(\omega_{s[4]}-\omega_{s[5]})$

$h_{s[4]}=enthalpy(AirH2O;T=T_{s[4]};w=\omega_{s[4]};P=P[1])$

$m_{dot_s}*(\omega_{s[4]}-\omega_{s[5]})=h_{D_s[4]}*A_{nodo}*(wsat[4]-\omega_{s[4]})$

$wsat[4]=humrat(AirH2O;T=T_{s[4]};R=1;P=P[1])$

$\phi_{s[4]}=relhum(AirH2O;T=T_{s[4]};w=\omega_{s[4]};P=P[1])$

"Relacion de lewis"

{R_le=1}

$$R_{le}^{(2/3)} = h / (h_{D_s[4]} * c_{p_s[4]})$$

$$c_{p_s[4]} = cp(\text{AirH2O}; T=T_{s[4]}; w=\omega_{p[4]}; P=P[4])$$

"Nodo 5"

$$Q_{dot_ps_5_6} = (\Delta T_{ps_5_6}) / ((1/(h * A_{nodo})) + (e/(k_{al} * A_{nodo})) + (1/(h * A_{nodo})))$$

$$\Delta T_{ps_5_6} = 1/2 * (T_{p[5]} + T_{p[6]} - (T_{s[5]} + T_{s[6]}))$$

"Circuito primario"

$$Q_{dot_ps_5_6} = m_{dot_p} * (h_{p[5]} - h_{p[6]})$$

$$h_{p[5]} = \text{enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{p[5]}; w=\omega_{p[5]}; P=P[1])$$

"Circuito secundario"

$$Q_{dot_ps_5_6} = m_{dot_s} * (h_{s[5]} - h_{s[6]}) + m_{dot_s} * \Delta T_{Ah_vap} * (\omega_{s[5]} - \omega_{s[6]})$$

$$h_{s[5]} = \text{enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{s[5]}; w=\omega_{s[5]}; P=P[1])$$

$$m_{dot_s} * (\omega_{s[5]} - \omega_{s[6]}) = h_{D_s[5]} * A_{nodo} * (wsat[5] - \omega_{s[5]})$$

$$wsat[5] = \text{humrat}(\text{AirH2O}; T=T_{s[5]}; R=1; P=P[1])$$

$$\phi_{s[5]} = \text{relhum}(\text{AirH2O}; T=T_{s[5]}; w=\omega_{s[5]}; P=P[1])$$

"Relacion de lewis"

{R_le=1}

$$R_{le}^{(2/3)} = h / (h_{D_s[5]} * c_{p_s[5]})$$

$$c_{p_s[5]} = cp(\text{AirH2O}; T=T_{s[5]}; w=\omega_{p[5]}; P=P[5])$$

"Nodo 6"

$$Q_{dot_ps_6_7} = (\Delta T_{ps_6_7}) / ((1/(h * A_{nodo})) + (e/(k_{al} * A_{nodo})) + (1/(h * A_{nodo})))$$

$$\Delta T_{ps_6_7} = 1/2 * (T_{p[6]} + T_{p[7]} - (T_{s[6]} + T_{s[7]}))$$

"Circuito primario"

$$Q_{dot_ps_6_7} = m_{dot_p} * (h_{p[6]} - h_{p[7]})$$

$$h_{p[6]} = \text{enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{p[6]}; w=\omega_{p[6]}; P=P[1])$$

"Circuito secundario"

$$Q_{dot_ps_6_7} = m_{dot_s} * (h_{s[6]} - h_{s[7]}) + m_{dot_s} * \Delta T_{Ah_vap} * (\omega_{s[6]} - \omega_{s[7]})$$

$$h_{s[6]} = \text{enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{s[6]}; w=\omega_{s[6]}; P=P[1])$$

$$m_{dot_s} * (\omega_{s[6]} - \omega_{s[7]}) = h_{D_s[6]} * A_{nodo} * (wsat[6] - \omega_{s[6]})$$

$$wsat[6] = \text{humrat}(\text{AirH2O}; T=T_{s[6]}; R=1; P=P[1])$$

$$\phi_{s[6]} = \text{relhum}(\text{AirH2O}; T=T_{s[6]}; w=\omega_{s[6]}; P=P[1])$$

"Relacion de lewis"

{R_le=1}

$$R_{le}^{(2/3)} = h / (h_{D_s[6]} * c_{p_s[6]})$$

$$c_{p_s[6]} = cp(\text{AirH2O}; T=T_{s[6]}; w=\omega_{p[6]}; P=P[6])$$

"Nodo 7"

$$Q_{dot_ps_7_8} = (\Delta T_{ps_7_8}) / ((1/(h * A_{nodo})) + (e/(k_{al} * A_{nodo})) + (1/(h * A_{nodo})))$$

$$\Delta T_{ps_7_8} = 1/2 * (T_{p[7]} + T_{p[8]} - (T_{s[7]} + T_{s[8]}))$$

"Circuito primario"

$$Q_{dot_ps_7_8} = m_{dot_p} * (h_{p[7]} - h_{p[8]})$$

$$h_{p[7]} = \text{enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{p[7]}; w=\omega_{p[7]}; P=P[1])$$

"Circuito secundario"

$$Q_{dot_ps_7_8} = m_{dot_s} * (h_{s[7]} - h_{s[8]}) + m_{dot_s} * \Delta T_{Ah_vap} * (\omega_{s[7]} - \omega_{s[8]})$$

$$h_{s[7]} = \text{enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{s[7]}; w=\omega_{s[7]}; P=P[1])$$

$$m_{dot_s} * (\omega_{s[7]} - \omega_{s[8]}) = h_{D_s[7]} * A_{nodo} * (wsat[7] - \omega_{s[7]})$$

$$wsat[7] = \text{humrat}(\text{AirH2O}; T=T_{s[7]}; R=1; P=P[1])$$

$$\phi_{s[7]} = \text{relhum}(\text{AirH2O}; T=T_{s[7]}; w=\omega_{s[7]}; P=P[1])$$

"Relacion de lewis"

{R_le=1}

$$R_{le}^{(2/3)} = h / (h_{D_s[7]} * c_{p_s[7]})$$

$$c_{p_s[7]} = cp(\text{AirH2O}; T=T_{s[7]}; w=\omega_{p[7]}; P=P[7])$$

"Nodo 8"

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

```
Q_dot_ps_8_9=(DELTAT_ps_8_9)/((1/(h*A_nodo))+e/(k_al*A_nodo))+1/(h*A_nodo))
DELTAT_ps_8_9=1/2*(T_p[8]+T_p[9]-(T_s[8]+T_s[9]))
"Circuito primario"
Q_dot_ps_8_9=m_dot_p*(h_p[8]-h_p[9])
h_p[8]=enthalpy(AirH2O;T=T_p[8];w=omega_p;P=P[1])
"Circuito secundario"
Q_dot_ps_8_9=m_dot_s*(h_s[8]-h_s[9])+m_dot_s*DELTAh_vap*(omega_s[8]-omega_s[9])
h_s[8]=enthalpy(AirH2O;T=T_s[8];w=omega_s[8];P=P[1])
m_dot_s*(omega_s[8]-omega_s[9])=h_D_s[8]*A_nodo*(wsat[8]-omega_s[8])
wsat[8]=humrat(AirH2O;T=T_s[8];R=1;P=P[1])
phi_s[8]=relhum(AirH2O;T=T_s[8];w=omega_s[8];P=P[1])
"Relacion de lewis"
{R_le=1}
R_le^(2/3)=h/(h_D_s[8]*c_p_s[8])
c_p_s[8]=cp(AirH2O;T=T_s[8];w=omega_p[8];P=P[8])

"Node 9"
Q_dot_ps_9_10=(DELTAT_ps_9_10)/((1/(h*A_nodo))+e/(k_al*A_nodo))+1/(h*A_nodo))
DELTAT_ps_9_10=1/2*(T_p[9]+T_p[10]-(T_s[9]+T_s[10]))
"Circuito primario"
Q_dot_ps_9_10=m_dot_p*(h_p[9]-h_p[10])
h_p[9]=enthalpy(AirH2O;T=T_p[9];w=omega_p;P=P[1])
"Circuito secundario"
Q_dot_ps_9_10=m_dot_s*(h_s[9]-h_s[10])+m_dot_s*DELTAh_vap*(omega_s[9]-omega_p)
h_s[9]=enthalpy(AirH2O;T=T_s[9];w=omega_s[9];P=P[1])
m_dot_s*(omega_s[9]-omega_p)=h_D_s[9]*A_nodo*(wsat[9]-omega_s[9])
wsat[9]=humrat(AirH2O;T=T_s[8];R=1;P=P[1])
phi_s[9]=relhum(AirH2O;T=T_s[9];w=omega_s[9];P=P[1])
"Relacion de lewis"
{R_le=1}
R_le^(2/3)=h/(h_D_s[9]*c_p_s[9])
c_p_s[9]=cp(AirH2O;T=T_s[9];w=omega_p[9];P=P[9])

"Node 10"
h_p[10]=enthalpy(AirH2O;T=T_p[10];w=omega_p;P=P[1])
T_p[10]=T_s[10]
h_s[10]=h_p[10]
omega_s[10]=omega_p
phi_s[10]=relhum(AirH2O;T=T_s[10];w=omega_s[10];P=P[1])
```

6.2 ANEXO II: TABLAS DEL MODELO DE EDIFICIO, BOMBA Y CICLO M EN EXCEL

Tabla 8: Potencia y eficiencia de la bomba de calor con y sin el Ciclo M

Mes	Día	$W_{tot\ eq}$	$W_{tot\ eq} (B+M)$	EER	EER (B+M)	Agua consumida
-	-	W	W	-	-	kg
Junio	1	1907,1145	1728,9709	6,0153	6,6087	7,67E-05
Junio	2	799,0303	731,1379	6,1311	6,6716	7,99E-05
Junio	3	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	7,39E-05
Junio	4	1169,7307	1081,0362	6,2305	6,7331	6,25E-05
Junio	5	1341,3907	1239,2996	6,2311	6,7359	6,59E-05
Junio	6	1347,8772	1242,3816	6,2574	6,7812	7,03E-05
Junio	7	1302,5335	1172,3520	6,0880	6,7518	8,59E-05
Junio	8	783,8418	696,8114	5,9739	6,7172	8,82E-05
Junio	9	218,6894	192,5708	5,8030	6,5751	8,91E-05
Junio	10	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	8,09E-05
Junio	11	1170,9856	1063,0672	6,1376	6,7527	7,75E-05
Junio	12	1302,1152	1183,2216	6,1355	6,7275	7,05E-05
Junio	13	2370,2644	2171,5841	6,1157	6,6216	6,60E-05
Junio	14	2671,4308	2407,1744	5,7869	6,3572	7,36E-05
Junio	15	2647,1445	2434,3448	5,9395	6,4122	6,03E-05
Junio	16	1342,2835	1230,8961	6,1399	6,5847	7,24E-05
Junio	17	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	7,18E-05
Junio	18	3956,2614	3565,6373	5,5886	6,0735	6,96E-05
Junio	19	6788,2745	5910,5067	4,6791	5,1987	7,23E-05
Junio	20	11895,1049	9813,9101	4,0336	4,5976	1,05E-04
Junio	21	9249,1453	7767,5096	4,0320	4,5724	8,07E-05
Junio	22	9309,9298	7696,7159	4,1022	4,6660	8,70E-05
Junio	23	4488,9970	3940,2105	4,7273	5,2147	8,27E-05
Junio	24	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	8,09E-05
Junio	25	11204,1781	9249,9642	3,6308	4,1929	8,06E-05
Junio	26	7873,2766	6498,3231	4,4050	5,0553	9,53E-05
Junio	27	5691,8389	4891,1323	5,0260	5,6308	8,82E-05
Junio	28	3858,4910	3413,1867	5,6493	6,2684	8,84E-05
Junio	29	3601,5370	3164,0621	5,6359	6,2545	8,76E-05
Junio	30	1890,3677	1701,3428	5,3000	5,7539	8,38E-05

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

Mes	Día	$W_{tot\ eq}$	$W_{tot\ eq} (B+M)$	EER	EER (B+M)	Agua consumida
-	-	W	W	-	-	kg
Julio	1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,02E-04
Julio	2	4979,7198	4298,1220	5,1895	5,8284	9,98E-05
Julio	3	5554,4706	4756,6423	5,0578	5,6858	9,28E-05
Julio	4	3612,4221	3212,6399	5,7065	6,3005	8,74E-05
Julio	5	3602,8808	3134,4846	5,4987	6,1334	9,21E-05
Julio	6	2546,1945	2242,4375	5,7686	6,4856	9,60E-05
Julio	7	1579,9221	1408,4574	5,9091	6,4556	9,09E-05
Julio	8	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	8,64E-05
Julio	9	10292,8367	8389,5179	3,9995	4,5590	8,30E-05
Julio	10	10465,1718	8395,0383	3,9476	4,5216	8,07E-05
Julio	11	10249,2311	8013,8244	3,9914	4,5986	7,95E-05
Julio	12	9884,8867	7894,6040	4,0187	4,6167	8,00E-05
Julio	13	10081,3610	8239,8790	3,9465	4,5149	8,20E-05
Julio	14	2578,1538	2295,8567	5,6310	6,1829	9,38E-05
Julio	15	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	8,73E-05
Julio	16	3564,4621	3215,5992	5,8108	6,3726	8,09E-05
Julio	17	4713,6925	4115,5081	5,2527	5,8416	9,06E-05
Julio	18	8936,5436	7150,5633	4,2517	4,9037	1,02E-04
Julio	19	11536,7843	8790,0325	3,7071	4,4252	1,10E-04
Julio	20	13574,7246	10402,3866	3,6455	4,4206	1,61E-04
Julio	21	7626,4283	5821,3160	3,6567	4,3679	1,24E-04
Julio	22	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,16E-04
Julio	23	18381,5421	14406,1869	2,4986	3,1746	1,08E-04
Julio	24	16240,9403	12418,9188	2,9186	3,6207	1,11E-04
Julio	25	14283,1723	11097,2007	3,1513	3,8152	1,03E-04
Julio	26	8736,6013	7271,0815	4,0771	4,6880	9,93E-05
Julio	27	10862,0573	8861,6916	3,7729	4,3455	9,34E-05
Julio	28	6481,8563	5354,1110	3,9470	4,5049	9,90E-05
Julio	29	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,05E-04
Julio	30	15680,7022	12474,2857	2,8856	3,5180	9,85E-05
Julio	31	15820,0624	12073,0869	3,0124	3,7295	1,11E-04

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

Mes	Día	$W_{tot eq}$	$W_{tot eq (B+M)}$	EER	EER (B+M)	Agua consumida
-	-	W	W	-	-	kg
Agosto	1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,02E-04
Agosto	2	4979,7198	4298,1220	5,1895	5,8284	9,98E-05
Agosto	3	5554,4706	4756,6423	5,0578	5,6858	9,28E-05
Agosto	4	3612,4221	3212,6399	5,7065	6,3005	8,74E-05
Agosto	5	3602,8808	3134,4846	5,4987	6,1334	9,21E-05
Agosto	6	2546,1945	2242,4375	5,7686	6,4856	9,60E-05
Agosto	7	1579,9221	1408,4574	5,9091	6,4556	9,09E-05
Agosto	8	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	8,64E-05
Agosto	9	10292,8367	8389,5179	3,9995	4,5590	8,30E-05
Agosto	10	10465,1718	8395,0383	3,9476	4,5216	8,07E-05
Agosto	11	10249,2311	8013,8244	3,9914	4,5986	7,95E-05
Agosto	12	9884,8867	7894,6040	4,0187	4,6167	8,00E-05
Agosto	13	10081,3610	8239,8790	3,9465	4,5149	8,20E-05
Agosto	14	2578,1538	2295,8567	5,6310	6,1829	9,38E-05
Agosto	15	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	8,73E-05
Agosto	16	3564,4621	3215,5992	5,8108	6,3726	8,09E-05
Agosto	17	4713,6925	4115,5081	5,2527	5,8416	9,06E-05
Agosto	18	8936,5436	7150,5633	4,2517	4,9037	1,02E-04
Agosto	19	11536,7843	8790,0325	3,7071	4,4252	1,10E-04
Agosto	20	13574,7246	10402,3866	3,6455	4,4206	1,61E-04
Agosto	21	7626,4283	5821,3160	3,6567	4,3679	1,24E-04
Agosto	22	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,16E-04
Agosto	23	18381,5421	14406,1869	2,4986	3,1746	1,08E-04
Agosto	24	16240,9403	12418,9188	2,9186	3,6207	1,11E-04
Agosto	25	14283,1723	11097,2007	3,1513	3,8152	1,03E-04
Agosto	26	8736,6013	7271,0815	4,0771	4,6880	9,93E-05
Agosto	27	10862,0573	8861,6916	3,7729	4,3455	9,34E-05
Agosto	28	6481,8563	5354,1110	3,9470	4,5049	9,90E-05
Agosto	29	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,05E-04
Agosto	30	15680,7022	12474,2857	2,8856	3,5180	9,85E-05
Agosto	31	15820,0624	12073,0869	3,0124	3,7295	1,11E-04

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

Mes	Día	$W_{tot eq}$	$W_{tot eq} (B+M)$	EER	EER (B+M)	Agua consumida
-	-	W	W	-	-	kg
Septiembre	1	4550,3989	3966,4065	4,7825	5,2194	7,37E-05
Septiembre	2	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	7,43E-05
Septiembre	3	11588,2614	9941,5983	3,6071	4,0344	6,17E-05
Septiembre	4	11285,5599	9505,6790	3,6670	4,1501	7,23E-05
Septiembre	5	11282,1681	9111,9390	3,6871	4,2687	8,58E-05
Septiembre	6	9569,8159	7967,5692	4,0799	4,6161	8,25E-05
Septiembre	7	5618,1440	5009,5484	5,0863	5,5932	7,77E-05
Septiembre	8	2791,8948	2499,4062	5,6556	6,1617	8,69E-05
Septiembre	9	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	7,67E-05
Septiembre	10	4049,1022	3641,0633	5,5889	6,1033	8,09E-05
Septiembre	11	2443,1636	2250,8714	6,0339	6,4993	7,40E-05
Septiembre	12	2108,1031	1945,7877	6,0945	6,5557	7,80E-05
Septiembre	13	2158,5078	1985,2916	6,0912	6,5512	7,42E-05
Septiembre	14	3925,1742	3496,1147	5,5221	6,0478	8,18E-05
Septiembre	15	1752,3277	1594,5888	5,9880	6,4626	8,49E-05
Septiembre	16	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	9,14E-05
Septiembre	17	1650,0437	1504,7622	6,0744	6,6200	7,70E-05
Septiembre	18	2364,3853	2147,6441	5,9452	6,4784	8,81E-05
Septiembre	19	2113,7975	1922,4285	5,9283	6,4647	7,69E-05
Septiembre	20	2835,8461	2577,5001	5,9080	6,4458	9,96E-05
Septiembre	21	2308,0982	2077,3789	5,8679	6,4225	8,03E-05
Septiembre	22	828,3551	748,2891	5,9958	6,5504	8,58E-05
Septiembre	23	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	7,77E-05
Septiembre	24	3112,6602	2781,2514	5,8451	6,4016	8,40E-05
Septiembre	25	2773,8901	2516,9804	5,9573	6,4558	7,78E-05
Septiembre	26	1893,4681	1727,9790	6,1243	6,6503	7,04E-05
Septiembre	27	1455,9384	1308,6231	6,0445	6,6782	7,90E-05
Septiembre	28	885,8349	799,9588	6,0224	6,6439	6,98E-05
Septiembre	29	306,0660	274,8855	5,9422	6,5962	6,82E-05
Septiembre	30	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	7,45E-05

Tabla 9: Día más caluroso

Mes	Día	Hora	Q _{Ref}	T _{amb}	Φ	T _{wb}	T _{dp}	T _{out M}	Rad
-	-	-	W	°C	%	°C	°C	°C	W/m ²
Julio	21	1	0,00	24,30	0,5942	18,77	15,89	17,71	0,00
Julio	21	2	0,00	23,10	0,6403	18,40	15,93	17,42	0,00
Julio	21	3	0,00	23,20	0,6331	18,39	15,85	17,40	0,00
Julio	21	4	0,00	22,40	0,6564	18,01	15,66	17,08	0,00
Julio	21	5	0,00	22,50	0,6400	17,87	15,36	16,93	0,00
Julio	21	6	0,00	22,50	0,6242	17,65	14,97	16,71	15,91
Julio	21	7	2934,62	23,90	0,5570	17,87	14,51	16,84	160,49
Julio	21	8	2014,60	26,00	0,4759	18,30	14,02	17,11	328,63
Julio	21	9	2215,98	28,70	0,3933	18,93	13,52	17,49	533,34
Julio	21	10	2509,88	31,20	0,3304	19,50	13,05	17,80	751,31
Julio	21	11	2853,24	34,90	0,2614	20,46	12,64	18,35	859,42
Julio	21	12	3169,78	37,10	0,2270	20,99	12,33	18,62	925,13
Julio	21	13	3492,08	39,60	0,1961	21,65	12,16	18,97	844,96
Julio	21	14	3735,25	41,00	0,1816	22,04	12,12	19,19	826,26
Julio	21	15	0,00	41,10	0,1820	22,11	12,24	19,25	751,31
Julio	21	16	0,00	40,50	0,1910	22,05	12,49	19,26	567,77
Julio	21	17	0,00	38,60	0,2166	21,65	12,86	19,11	359,15
Julio	21	18	0,00	36,30	0,2528	21,18	13,31	18,91	160,88
Julio	21	19	0,00	33,90	0,2983	20,69	13,81	18,71	18,68
Julio	21	20	0,00	31,40	0,3550	20,18	14,32	18,47	0,00
Julio	21	21	0,00	29,20	0,4156	19,75	14,81	18,26	0,00
Julio	21	22	0,00	27,90	0,4610	19,57	15,25	18,20	0,00
Julio	21	23	0,00	26,60	0,5091	19,36	15,61	18,11	0,00
Julio	21	24	0,00	25,80	0,5429	19,25	15,88	18,07	0,00

“Modelización analítica de sistema de climatización basado en la hibridación de bomba de calor y Ciclo Maisotsenko para el pre-enfriamiento del aire a la entrada del condensador”

Mes	Día	Hora	EER	EER M	$W_{tot eq}$	$W_{tot eq M}$	Agua consumida
-	-	-	-	-	W	W	Kg
Julio	21	1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	7	3,82	4,16	768,23	705,36	7,01
Julio	21	8	5,58	6,01	360,87	335,26	6,11
Julio	21	9	5,14	5,68	430,87	390,04	8,56
Julio	21	10	4,47	5,12	561,28	490,58	11,70
Julio	21	11	3,50	4,30	814,99	663,76	16,65
Julio	21	12	2,52	3,41	1256,67	928,27	20,81
Julio	21	13	2,14	3,14	1631,49	1113,27	24,06
Julio	21	14	2,07	3,13	1802,03	1194,78	25,57
Julio	21	15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	17	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	18	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	19	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	22	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	23	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Julio	21	24	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

