

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Biblioteca

"ESTUDIO ENERGÉTICO Y AMBIENTAL DE  
SISTEMAS DE CONDENSACIÓN HÍBRIDOS  
(TORRE SECA DE TIRO NATURAL CON PRE-  
ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO) EN  
CENTRALES TERMOSOLARES DE  
GENERACIÓN DE POTENCIA"

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio -2022

AUTOR: Clara Gascó Arranz

DIRECTOR: Javier Ruiz Ramírez



# AGRADECIMIENTOS

Me gustaría dar las gracias a Javier Ruiz Ramírez, tutor de este Trabajo de Fin de Grado, por darme la posibilidad y confiar en mí para realizarlo. También por su atención y apoyo en todo momento.

Asimismo, agradecer a todas las personas que de un modo u otro han contribuido a que este estudio sea una realidad.





# ÍNDICE

---

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	7
ÍNDICE DE TABLAS.....	9
NOMENCLATURA .....	11
1 INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS.....	13
1.1 Introducción.....	13
1.1.1 Recursos hídricos .....	14
1.1.2 Sector de producción de energía actual y futuro .....	14
1.1.3 Energía solar de concentración .....	16
1.1.3.1 Sistemas de disipación de energía.....	17
1.1.3.1.1 Torre de refrigeración .....	18
1.1.3.1.2 Aerocondensador .....	22
1.1.4 Enfriamiento evaporativo .....	23
1.2 Antecedentes .....	25
1.3 Objeto del estudio .....	27
2 METODOLOGÍA .....	29
2.1 Introducción.....	29
2.2 Descripción planta cps y acoplamiento sistema refrigeración .....	29
2.3 Modelización matemática sistemas de refrigeración.....	32
2.3.1 Torre seca de tiro natural (NDDCT) .....	33
2.3.1.1 Ecuación de la conservación de la energía.....	34
2.3.1.2 Ecuación de la corriente de aire: .....	37
2.3.1.3 Modelo analítico .....	40
2.3.1.4 Condiciones y parámetros de diseño .....	40
2.3.1.5 Acoplamiento a central termosolar .....	43

2.3.2	NDDCT pre-enfriada .....	44
2.3.2.1	Condiciones y parámetros de diseño .....	44
2.3.2.2	Acoplamiento a central termosolar .....	45
2.3.3	Aerocondensador (ACC).....	46
2.3.4	Aerocondensador pre-enfriado .....	47
2.3.4.1	Panel de refrigeración por evaporación.....	48
2.3.4.2	Atomización del agua mediante espray.....	49
2.3.4.3	Acoplamiento a central termosolar para la generación de potencia ....	50
2.3.5	Torre de refrigeración .....	50
2.3.5.1	Condiciones de diseño .....	52
2.3.5.2	Acoplamiento a central.....	53
2.4	Validación modelos matemáticos empleados en estudio .....	55
2.4.1	NDDCT .....	55
2.4.2	Aerocondensador.....	57
3	RESULTADOS.....	59
3.1	Introducción.....	59
3.2	Resultados obtenidos.....	59
3.3	Análisis de la temperatura de condensación, potencia bruta generada y eficiencia ciclo .....	62
3.3.1	Diagrama T-s planta CPS .....	67
3.4	Análisis potencia neta obtenida y eficiencia planta .....	69
3.5	Análisis consumo de agua .....	72
3.6	Conclusiones.....	74
4	CONCLUSIONES .....	77
4.1	Conclusiones principales.....	77

4.2	Futuras líneas de trabajo.....	79
5	BIBLIOGRAFÍA.....	83
	ANEXO: Código matlab modelización sistemas de refrigeración .....	87





# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

---

## Introducción, Antecedentes y Objetivos

ILUSTRACIÓN 1: MAPA CON REGIONES ÁRIDAS Y SEMI-ÁRIDAS.....	13
ILUSTRACIÓN 2: EVOLUCIÓN DE LA GENERACIÓN DE ENERGÍA DE FUENTES RENOVABLES/ NO RENOVABLES EN ESPAÑA.....	15
ILUSTRACIÓN 3: GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD POR FUENTES RENOVABLES EN ESPAÑA .....	15
ILUSTRACIÓN 4: CENTRAL TERMOSOLAR PS20 EN LA PLATAFORMA DE SOLÚCAR .....	16
ILUSTRACIÓN 5: FUNCIONAMIENTO MÁQUINA TÉRMICA.....	18
ILUSTRACIÓN 6: TORRE DE REFRIGERACIÓN .....	19
ILUSTRACIÓN 7: TORRE DE REFRIGERACIÓN SECA (IZQUIERDA), HÚMEDA (MEDIO) E HÍBRIDA (DERECHA) .....	19
ILUSTRACIÓN 8: TORRE DE TIRO MECÁNICO INDUCIDO (A), DE TIRO MECÁNICO FORZADO (B) Y DE TIRO NATURAL (C) .....	21
ILUSTRACIÓN 9: TORRE DE REFRIGERACIÓN A CONTRACORRIENTE (IZQUIERDA) Y DE FLUJO CRUZADO (DERECHA) .....	21
ILUSTRACIÓN 10: AEROCONDENSADOR .....	22
ILUSTRACIÓN 11: AEROCONDENSADOR PRE-ENFRIADO MEDIANTE PANEL REFRIGERATIVO (IZQUIERDA) Y ESPRAY ATOMIZADO (DERECHA).....	23
ILUSTRACIÓN 12: VARIACIÓN DE LAS PROPIEDADES PSICOMÉTRICAS DEL AIRE DURANTE UN ENFRIAMIENTO EVAPORATIVA.....	23
ILUSTRACIÓN 13: TÉCNICAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO: PANEL REFRIGERATIVO (IZQUIERDA), ESPRAY (DERECHA).....	24
ILUSTRACIÓN 14: PANEL REFRIGERATIVO.....	24

## Metodología

ILUSTRACIÓN 15: DISPOSICIÓN ESQUEMÁTICA DEL CICLO RANKINE EN LA PLANTA ANDASOL L .....	29
ILUSTRACIÓN 16: RAZÓN DE DISIPACIÓN DE CALOR EN CONDENSADOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN .....	30
ILUSTRACIÓN 17: POTENCIA BRUTA GENERADA EN ANDESOL I EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN .....	31
ILUSTRACIÓN 18: EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE DE LA PLANTA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN .....	31
ILUSTRACIÓN 19: TORRE DE REFRIGERACIÓN SECA DE TIRO NATURAL CON INTERCAMBIADOR DE CALOR HORIZONTAL .....	33
ILUSTRACIÓN 20: VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS FLUIDOS EN UN INTERCAMBIADOR A CONTRAFLUJO ...	35
ILUSTRACIÓN 21: ESQUEMA DEL FLUJO A TRAVÉS DEL INTERCAMBIADOR INCLINADO CON DISPOSICIÓN EN A .....	38
ILUSTRACIÓN 22: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS BIMETÁLICO EXTRUIDO CON ALETAS.....	41
ILUSTRACIÓN 23: PATRÓN RADIAL HORIZONTAL PARA LA COLOCACIÓN DE LOS HACES EN LA TORRE .....	42
ILUSTRACIÓN 24: NDDCT PRE-ENFRIADA MEDIANTE ESPRAY .....	45
ILUSTRACIÓN 25: ACOPLAMIENTO NDDCT PRE ENFRIADA A LA CENTRAL DE POTENCIA .....	46
ILUSTRACIÓN 26: DISPOSICIÓN ESQUEMÁTICA DEL AEROCONDENSADOR .....	46

ILUSTRACIÓN 27: DISPOSICIÓN ESQUEMÁTICA DEL CONDENSADOR HÍBRIDO.....	48
ILUSTRACIÓN 28: CORRELACIÓN DEL ME EN FUNCIÓN DE LA RATIO ENTRE EL FLUJO MÁSICO DE AGUA Y AIRE .....	51
ILUSTRACIÓN 29: ACOPLAMIENTO DE LA MDWCT A LA CENTRAL .....	54

## Resultados

ILUSTRACIÓN 30: COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS PREDICHOS Y LOS BIBLIOGRÁFICOS DE [11]: (A) CAÍDA DE PRESIÓN, (B) FLUJO MÁSICO DE AIRE, (C) UA, (D) RAZÓN DISIPACIÓN DE CALOR .....	56
ILUSTRACIÓN 31:COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS PREDICHOS Y LOS BIBLIOGRÁFICOS DE [33]: (A) FLUJO MÁSICO DE AIRE, (B) TASA DISIPACIÓN DE CALOR, (C) TEMPERATURA DEL AGUA .....	57
ILUSTRACIÓN 32: CONDICIONES AMBIENTE ANUALES DE GRANADA: TEMPERATURA (IZQUIERDA), HUMEDAD RELATIVA (DERECHA).....	59
ILUSTRACIÓN 33: DIAGRAMA T-S DEL CICLO RANKINE EM LA ANDASOL I [31] .....	63
ILUSTRACIÓN 34: DIAGRAMA T-S DE UN CICLO RANKINE SIMPLE PARA 2 $T_{COND}$ DISTINTAS .....	63
ILUSTRACIÓN 35: TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN PARA CADA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	64
ILUSTRACIÓN 36: POTENCIA BRUTA GENERADA PARA CADA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO .....	66
ILUSTRACIÓN 37:EFICIENCIA DEL CICLO PARA CADA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO .....	67
ILUSTRACIÓN 38: DIAGRAMA T-S DEL CICLO RANKINE DE LA CENTRAL ANDASOL L CON UN ACC COMO SISTEMA DE CONDENSACIÓN .....	68
ILUSTRACIÓN 39: PUNTO 10 DEL CICLO RANKINE PARA LOS DISTINTOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EL 21 DE JULIO.....	68
ILUSTRACIÓN 40: POTENCIA NETA OBTENIDA PARA CADA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO .....	69
ILUSTRACIÓN 41: COMPARATIVA ENTRE LA POTENCIA BRUTA Y LA NETA ANUAL PARA CADA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .....	70
ILUSTRACIÓN 42: EFICIENCIA DE LA PLANTA PARA CADA SISTEMA DE ENFRIAMIENTO .....	71
ILUSTRACIÓN 43: CONSUMO DE AGUA MENSUAL PARA CADA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	72
ILUSTRACIÓN 44: CONSUMO DE AGUA ANUAL EN RELACIÓN CON LA ENERGÍA OBTENIDA PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN .....	74

## Conclusiones

ILUSTRACIÓN 45: DISPOSICIÓN ESQUEMÁTICA DE UN AERO-REFRIGERADOR ACOPLADO A UNA CENTRAL DE POTENCIA .....	80
ILUSTRACIÓN 46: ACOPLAMIENTO DE UNA ACC CON UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN: (A) EN PARALELO Y (B) EN SERIE .....	81

# ÍNDICE DE TABLAS

---

## Metodología

TABLA 1: VALORES CONSIDERADOS Y DEFINICIÓN MATEMÁTICA DE ITD PARA CADA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	32
TABLA 2: VALORES DE $A_{i,k}$ PARA UN INTERCAMBIADOR A CONTRAFLUJO CON 4 TUBOS Y 2 PASOS POR TUBO	35
TABLA 3: VALORES DE LAS CONSTANTES DE $N_y$ PARA EL INTERCAMBIADOR EMPLEADO EN EL ESTUDIO (OBTENIDAS DE [32])	36
TABLA 4: VALORES CONSTANTES COEFICIENTE DE PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN EL INTERCAMBIADOR (OBTENIDAS DE [32])	39
TABLA 5: GEOMETRÍA TORRE NDDCT	40
TABLA 6: ESPECIFICACIONES SOPORTES TORRE NDDCT	41
TABLA 7: ESPECIFICACIONES INTERCAMBIADOR DE CALOR	42
TABLA 8: CONDICIONES DE DISEÑO FUNCIONAMIENTO NDDCT	43
TABLA 9: CONDICIONES DE DISEÑO DEL AEROCONDENSADOR	47
TABLA 10: CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL AEROCONDENSADOR	47
TABLA 11: CARACTERÍSTICAS VENTILADORES AEROCONDENSADOR	47
TABLA 12: VALOR DE LAS CONSTANTES PARA EL PANEL DE REFRIGERACIÓN 7090-15 DE ESPESOR 0,2M	49
TABLA 13: CONDICIONES Y PARÁMETROS DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO MDWCT	53
TABLA 14: VALORES DE $D$ Y $C_c$ PARA EL CÁLCULO DEL CONSUMO DE AGUA	53
TABLA 15: CONSUMO AUXILIAR DE LA MDWCT	54
TABLA 16: COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS PREDICHOS CON LOS BIBLIOGRÁFICOS EN [32]	55
TABLA 17: COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LA BIBLIOGRAFÍA Y LOS PREDICHOS	58

## Resultados

TABLA 18: RESULTADOS MENSUALES OBTENIDOS DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA LA NDDCT	60
TABLA 19: RESULTADOS MENSUALES OBTENIDOS DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA LA NDDCT PRE ENFRIADA	60
TABLA 20: RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA EL AEROCONDENSADOR	61
TABLA 21: RESULTADOS MENSUALES OBTENIDOS DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA EL CONDENSADOR PRE-ENFRIADO MEDIANTE ESPRAY	61
TABLA 22: RESULTADOS MENSUALES OBTENIDOS DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA EL CONDENSADOR PRE-ENFRIADO MEDIANTE PANEL REFRIGERATIVO	61
TABLA 23: RESULTADOS MENSUALES OBTENIDOS DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA LA MDWCT	62
TABLA 24: COMPARACIÓN ANUAL DE LAS VARIABLES ANALIZADAS PARA CADA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	62



# NOMENCLATURA

---

A	[m <sup>2</sup> ]	Área
c <sub>p</sub>	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Calor específico
Δp	[Pa]	Pérdida de presión
D	[m]	Diámetro
h	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] [J kg <sup>-1</sup> ]	Coefficiente de transferencia de calor Entalpía
H	[m]	Altura
K	[-]	Coefficiente de pérdida de presión
k	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Conductividad térmica
$\dot{m}$	[kg s <sup>-1</sup> ]	Flujo másico
T	[°C]	Temperatura
T <sub>wb</sub>	[°C]	Temperatura de bulbo húmedo
$\dot{Q}$	[W]	Razón de transferencia de calor
UA	[W K <sup>-1</sup> ]	Coefficiente de transferencia de calor total
v	[m s <sup>-1</sup> ]	Velocidad
$\dot{W}$	[W]	Potencia

## Símbolos griegos

η	[-]	Eficiencia termodinámica/rendimiento bomba
θ	[°]	Ángulo
μ	[kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]	Viscosidad dinámica
ε	[-]	Eficiencia enfriamiento
ω	[-]	Humedad específica
φ	[-]	Humedad relativa
ρ	[kg m <sup>-3</sup> ]	Densidad
σ	[-]	Ratio de áreas

## Grupos adimensionales

Le <sub>f</sub>	Factor de Lewis
Me	Número de Merkel
Nu	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds

## Subíndices

a	Aire
amb	Ambiente
cond	condensador
ext	Exterior
he	Intercambiador de calor

i	Entrada
int	Interior
o	Salida
w	Agua
ts	Soportes torre

### *Abreviaturas*

ACC	Aerocondensador
CSP	Central Termosolar de generación de potencia
ITD	Diferencia de Temperatura Inicial
MDWCT	Torre de refrigeración húmeda de tiro mecánico
NDDCT	Torre de refrigeración seca de tiro natural



# 1 INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

## 1.1 INTRODUCCIÓN

El Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (UNEP) [1] pone de manifiesto que la energía mueve la economía y sostiene las sociedades. También hace énfasis en su aspecto más negativo, ya que el sector energético, tanto en la producción como en el consumo, es el sector que más contribuye al calentamiento global, siendo la causa de 2/3 partes del total de emisiones de gases invernadero atribuidas a la actividad humana. Por ello, la reducción del consumo de energía y la producción de energía mediante tecnologías de alto rendimiento y de bajas o nulas emisiones en carbono son medidas necesarias para mitigar los efectos del cambio climático.

Con el objetivo de volver la energía más sostenible, ampliamente disponible y poder medir los avances desarrollados en esta materia, la Unión Europea (UE), dentro de los objetivos de desarrollo sostenible, estableció tres indicadores: el acceso a la electricidad, la eficiencia energética y el desarrollo y utilización de energía renovable. Asimismo, fijó, entre otras, las siguientes metas para 2030: aumentar considerablemente la proporción de energía renovable en el conjunto de fuentes energéticas (hasta el 32% de energías renovables en el consumo de energía) y duplicar la tasa mundial de mejora de la eficiencia energética (un 32,5% en la UE).

De acuerdo con [2] se define el ecosistema árido como el que está falto de disponibilidad de agua, generalmente debido a la baja precipitación. La Ilustración 1 muestra un mapa con las regiones áridas del planeta, que ocupan cerca de un 30% del total de la superficie de la tierra. Consecuentemente, el agua es un recurso muypreciado, que no debe ser desperdiciado ya que es indispensable para la vida.

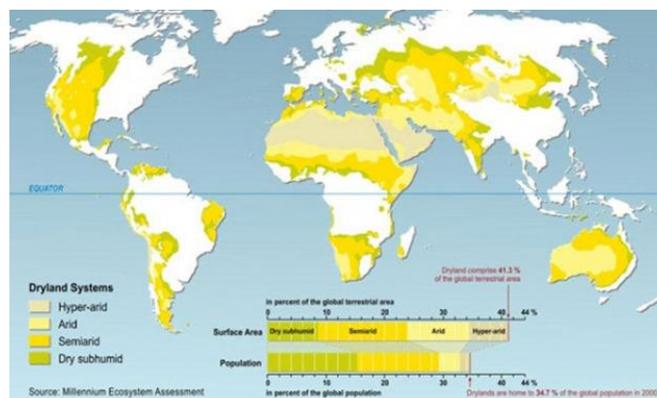


Ilustración 1: mapa con regiones áridas y semi-áridas

Con el objetivo de garantizar la disponibilidad de agua, su gestión sostenible y el saneamiento para todos, la UE fijó 2030 como fecha límite para aumentar considerablemente el uso eficiente de los recursos hídricos en todos los sectores y asegurar la sostenibilidad de la extracción y el abastecimiento de agua dulce para hacer frente a la escasez de agua y reducir considerablemente el número de personas que sufren falta de agua, entre otras metas.

### **1.1.1 Recursos hídricos**

Actualmente, la escasez de agua afecta a más del 40% de la población mundial, porcentaje que se prevé que aumente debido al cambio climático.

Una de las posibles consecuencias del calentamiento global pronosticado es el aumento progresivo de las zonas áridas. Según [3] sólo con el aumento de 1,5°C de la temperatura del planeta el 1,4% del total de la tierra probablemente se vuelva árida. Y, si esta temperatura llegase a elevarse 4°C, sería del 4,5%. Esta desertificación sería mucho más severa en el sur de Europa y Sudamérica.

Por esta razón, el agua se está volviendo cada vez un recurso más y más valioso. En este estudio, el consumo de agua será una variable a tener en cuenta a la hora de analizar los distintos sistemas de disipación de calor.

### **1.1.2 Sector de producción de energía actual y futuro**

Las energías renovables son, hoy en día, más importantes que nunca. No sólo debido al intento de descarbonización que se lleva impulsando desde hace años para frenar el calentamiento global, sino que, debido al conflicto bélico que se está aconteciendo en Ucrania por las tropas rusas, la UE dará prioridad a estas energías para hacer de Europa un continente independiente a los combustibles fósiles de Rusia. Hay que 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 que tiene como objetivo acelerar el desarrollo de tecnologías de alto rendimiento y de bajas emisiones de carbono, así como la comercialización de estas. El Plan Estratégico Europeo de Tecnología Energética (*European Strategic Energy Technology Plan* o SET Plan) [4] identifica 10 acciones para la investigación e innovación (SET Plan key actions). Más específicamente, la acción clave número 1 (Nº 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*).

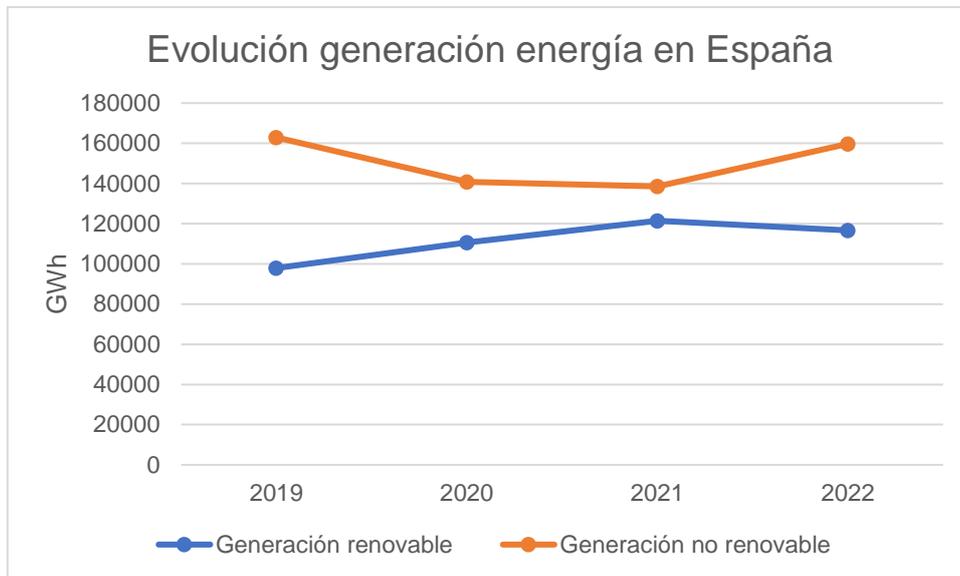


Ilustración 2: evolución de la generación de energía de fuentes renovables/ no renovables en España

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 Ilustración 2. En concreto, la generación de energía renovable respecto al total de energía producida ha pasado de un 37,5% en 2019 a un 52,6% en lo que llevamos de 2023. Más detalladamente, como muestra la Ilustración 3, la tecnología más empleada está siendo la eólica con el 50% de la producción de energía renovable, seguida por la solar fotovoltaica (24%) y la hidráulica (20%). Todos los datos han sido extraídos de [5].

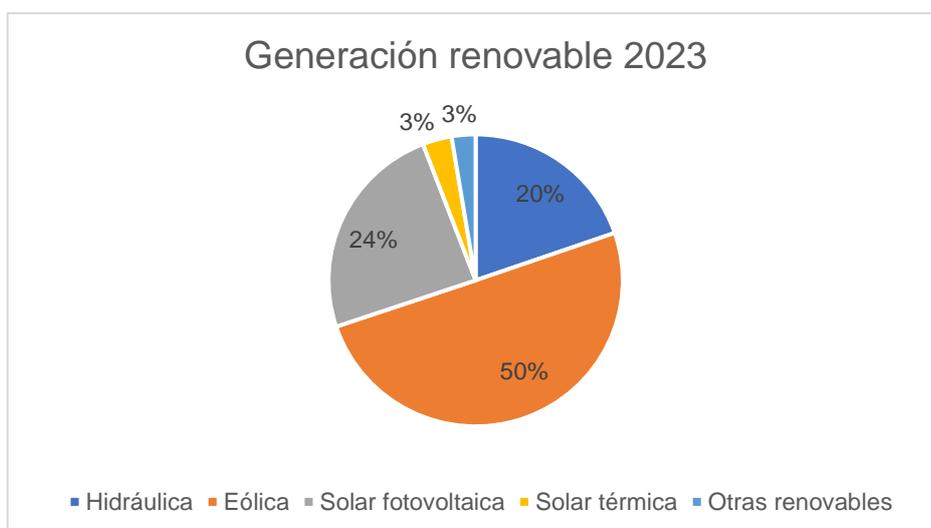


Ilustración 3: generación de electricidad por fuentes renovables en España

### 1.1.3 Energía solar de concentración

La Energía Solar de Concentración -CSP- (*Concentrated Solar Power*) es un tipo de energía solar térmica que emplea espejos o lentes para concentrar la energía del sol (luz solar) sobre una superficie pequeña. De manera que, la luz concentrada se convierte en calor por mediación de un fluido caloportador que impulsa un motor térmico (generalmente una turbina de vapor) conectado a un generador de electricidad para la producción de energía eléctrica. Las centrales termosolares para la generación de potencia operan con un ciclo térmico semejante al de las centrales termoeléctricas convencionales, con la diferencia de que la aportación de calor en vez de ser de una fuente fósil es del sol. En la Ilustración 4 se muestra una imagen de la CPS de Sevilla.



*Ilustración 4: central termosolar PS20 en la plataforma de Solúcar*

Actualmente es una tecnología que representa una minoría de la energía renovable generada. En concreto sólo hay instalados 7,3GW en el mundo, de los cuales España cuenta con 2,3 GW (casi un 32% del total instalado en el mundo). De hecho, todas las plantas CSP operativas en Europa se encuentran en España, que se considera un país puntero y ejemplo en el empleo de esta tecnología. Más concretamente, hay 50 centrales en operación que contribuyeron en 2022 con un 1,5% de la energía total producida (4656 GWh), representando un 3,5% de la producción de energía renovable [5].

Sin embargo, su potencial de crecimiento es destacable dada la capacidad de las CSP de proveer energía renovable bajo demanda, a diferencia de otras tecnologías (eólica, solar fotovoltaica...) que dependen de la disponibilidad de la fuente de energía. Esta

posibilidad de gestionar la producción es posible gracias a la incorporación de sistemas de almacenamiento térmico o sistemas de apoyo (como tanques de sales), que permiten a las plantas responder a picos de demanda, continuar la producción en ausencia de luz solar o proporcionar servicios auxiliares a la red. Además, se evitan costes adicionales de integración en la red y facilitan la integración de otras tecnologías renovables variables en la red, contribuyendo así a la fiabilidad de la red de transmisión. Es por todo esto que se prevé que sea una tecnología que se vuelva cada vez más relevante en todo el mundo. Por ejemplo, la Agencia Internacional de la Energía (IEA) pronostica un gran potencial de las CSP a largo plazo. En concreto, el escenario de desarrollo sostenible hi-Ren (Perspectivas de Tecnología Energética 2014) habla de 986 TWh para 2030 o 4186 TWh por 2050 [6]. Esto supondría que un 11% de la electricidad generada en el mundo y un 4% en Europa sea mediante la energía solar de concentración.

El diseño de las centrales termosolares de generación de potencia son variados en términos de tecnologías de concentración empleadas (torre de concentración, captadores cilindro-parabólicos, captadores lineales Fresnel o discos de concentración), del fluido térmico usado o de la presencia de almacenamiento térmico. Otra de las decisiones clave en el diseño de estas plantas de potencia es la elección del sistema de condensación, puesto que es punto de encuentro entre eficiencia energética e impacto medioambiental por el consumo de agua.

#### **1.1.3.1 Sistemas de disipación de energía**

El enunciado de la segunda ley de la termodinámica de Kelvin-Planck expone que es imposible para cualquier dispositivo que opera en un ciclo recibir calor de un único depósito y producir una cantidad neta de trabajo. En otras palabras, una máquina térmica para producir trabajo debe recibir calor de una fuente a alta temperatura y liberar calor de desecho remanente en un sumidero. La Ilustración 5 expone este enunciado de una forma visual.



Ilustración 5: funcionamiento máquina térmica

La eficiencia de una planta CPS es definida principalmente por la presión y la temperatura del vapor entrante y saliente de la turbina. Las condiciones de salida del vapor de la turbina están definidas por la temperatura a la que condensa el vapor, que depende del sistema de enfriamiento instalado. De hecho, de acuerdo con [7] el efecto de la variación de la temperatura de condensación sobre la potencia producida por la central puede ser del 0,5% al 1% por cada grado Celsius.

A continuación, se hará una descripción de los sistemas de condensación:

#### 1.1.3.1.1 Torre de refrigeración

Una torre de refrigeración (Ilustración 6) es un sistema de disipación de calor basado en el enfriamiento evaporativo de una corriente de aire mediante la pulverización de agua caliente en el aire. Mediante este sistema de refrigeración se consigue reducir la temperatura del agua hasta temperaturas cercanas a la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente. El mecanismo de transferencia de calor entre el agua y el aire es principalmente la evaporación, aunque también se da la convección.

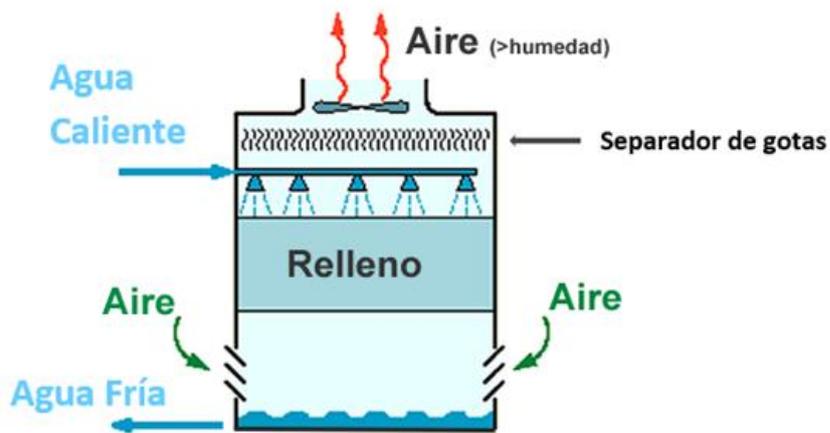


Ilustración 6: Torre de refrigeración

Las torres de refrigeración se pueden clasificar de acuerdo con diferentes criterios. En primer lugar, según el proceso de transferencia pueden ser: torres secas (Ilustración 7 izquierda), basadas en intercambiadores de calor de tubos aleteados donde la transmisión de energía es por convección; torres húmedas (Ilustración 7 medio), basadas en el enfriamiento evaporativo; y torres híbridas (Ilustración 7 derecha), que son una mezcla entre las secas y las húmedas, es decir, operan de forma idéntica a las torres secas (transferencia de calor por convección) pero pre-enfriando el aire a la entrada del intercambiador mediante técnicas evaporativas (espray o panel refrigerativo). Las torres de refrigeración convencionales son las torres húmedas, de hecho, si no se especifica nada se da por entendido que es una torre húmeda.

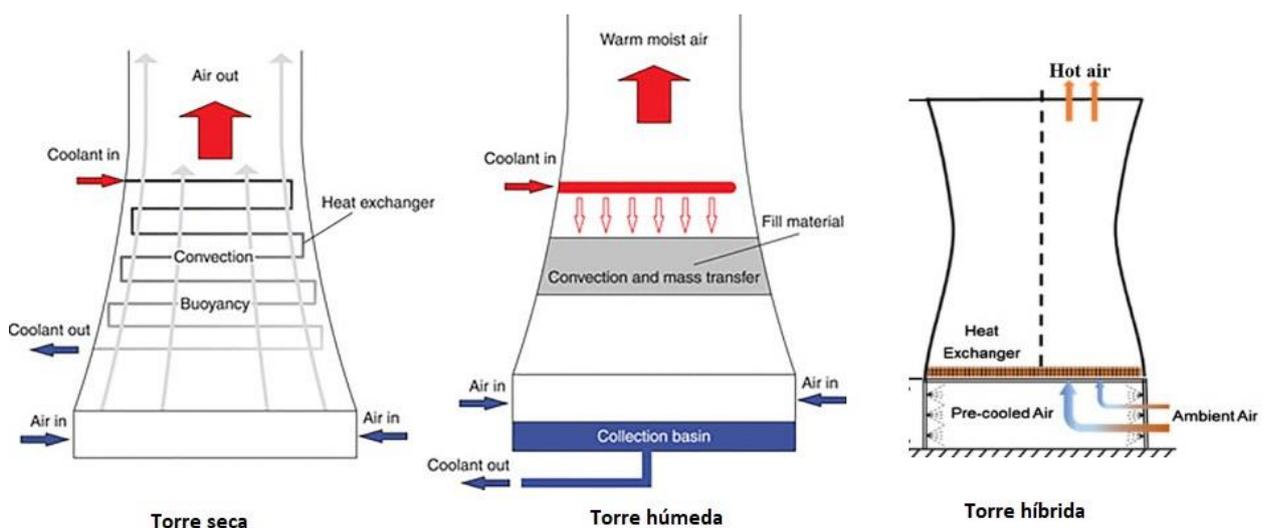


Ilustración 7: torre de refrigeración seca (izquierda), húmeda (medio) e híbrida (derecha)

Haciendo un mayor hincapié en esta clasificación: por un lado, las torres húmedas posibilitan un menor nivel en la temperatura de condensación y, por lo tanto, un mayor rendimiento térmico. Por contra, su gran inconveniente es la necesidad de disponer de agua, del orden de 2,3 a 3,4 m<sup>3</sup>/h por MW [8]. El consumo de agua se emplea para compensar la evaporación, las purgas necesarias para mantener la calidad del agua y las pérdidas de agua arrastrada. Este último término de agua arrastrada, aunque no es excesivo (del orden de 0,001% del agua recirculada), es un problema por la emisión de productos químicos y microorganismos a la atmósfera como la bacteria Legionela.

Por otro lado, la solución al consumo de agua reside en emplear la opción seca, ya que en este caso es nulo. Otra ventaja es la eliminación del penacho producido en la sección de salida de la torre de refrigeración en periodos fríos por la mezcla de la corriente del aire de salida húmedo y el aire ambiente. Particularmente de interés en las centrales termosolares, dado que la presencia del penacho puede reducir la eficiencia óptica de los captadores más cercanos a la torre. Sin embargo, su principal desventaja es el menor rendimiento de la planta al tener una mayor presión de condensación a la salida de la turbina. Esto se debe a que la transferencia de calor por convección de aire forzado es un proceso de transferencia de calor menos eficaz que la transferencia de calor por evaporación. Esta disminución de la eficiencia es mucho más significativa durante los periodos más calurosos, que normalmente coinciden con los períodos de máxima demanda del sistema y mayor precio de la venta de la electricidad.

Finalmente, la torre híbrida constituye una solución de compromiso entre la seca y la húmeda. Con un pequeño consumo de agua, estamos hablando de un 70% menos por cada MW de disipación que un sistema húmedo, se consigue mejorar el rendimiento de la planta. Para ser exactos, se han reportado disminuciones de hasta 6,3°C la temperatura de condensación empleando el pre-enfriamiento por espray en una torre seca de tiro natural (NDDCT) [9]. No obstante, presenta diversos inconvenientes relativos al consumo adicional de la bomba de pulverización o al causar problemas de corrosión e incrustaciones en los haces del intercambiador de calor si no se produce una evaporación completa del agua. Para evitar esto, se requiere optimizar la inyección para que se evapore toda el agua en la corriente de aire, evitando así que las gotas de agua entren en contacto con la superficie del intercambiador de calor [10]. En el caso de emplear paneles húmedos, las mejoras reportadas son de hasta un 46% para meses de verano en ubicaciones susceptibles de albergar plantas CSP [11]. Aunque se induce una

pérdida de presión significativa en la corriente de aire, reduciendo el gasto másico de aire que circula a través de la NDDCT.

En segundo lugar, en función de la generación del flujo de aire las torres de refrigeración pueden ser: de tiro natural (Ilustración 8 C), si el flujo se induce por flotación, es decir, se genera una corriente de aire inducida dentro de la torre por la diferencia de densidades entre el aire caliente y húmedo dentro de la torre y el aire de fuera (más denso); y de tiro mecánico, si el flujo se fuerza mediante sistemas electro-mecánicos (ventiladores). Dentro de este subtipo encontramos, a su vez, las de tipo inducido (Ilustración 8 A), si el ventilador se coloca en la parte superior y el flujo se induce; y las de tipo forzado (Ilustración 8 B), en las que ventilador se dispone en la entrada de aire, forzando su movimiento.

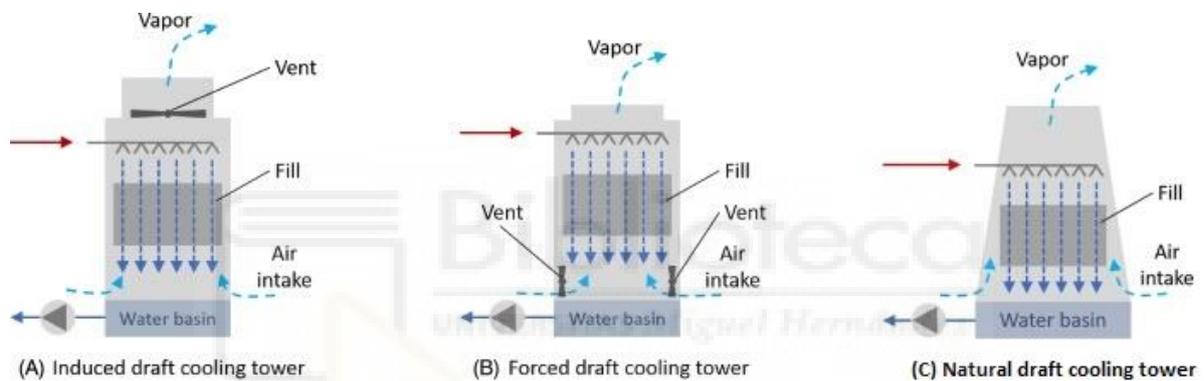


Ilustración 8: torre de tiro mecánico inducido (a), de tiro mecánico forzado (b) y de tiro natural (c)

En tercer y último lugar, dependiendo de los flujos agua-aire pueden ser a contracorriente (Ilustración 9 izquierda) cuando los flujos son en direcciones opuestas; o de flujo cruzado (Ilustración 9 derecha) si el flujo de aire es perpendicular al del agua.

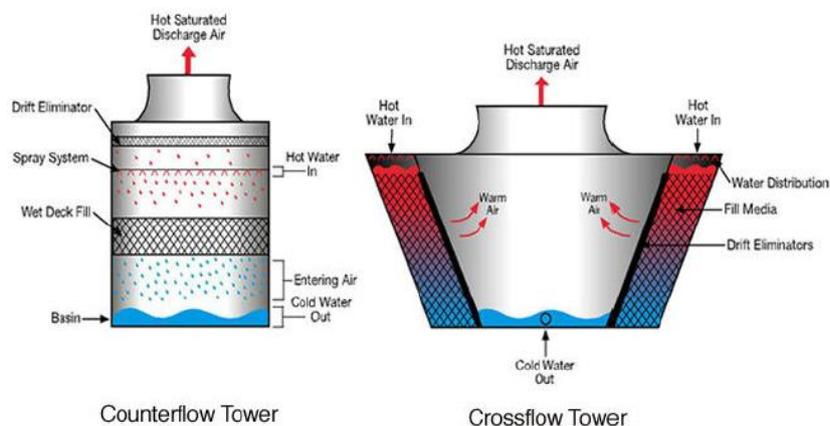


Ilustración 9: torre de refrigeración a contracorriente (izquierda) y de flujo cruzado (derecha)

Los componentes principales de una torre de refrigeración son: un sistema de distribución de agua, es decir, atomizadores; una balsa para recoger el agua enfriada; el relleno, donde se da la transmisión de calor entre el agua y el aire; y un separador de gotas a la salida de la torre, para evitar que el aire transporte gotas de agua que pueden contener microorganismos como la bacteria Legionela o la emisión de productos químicos.

En el caso de una torre de refrigeración seca consta simplemente de un intercambiador de calor de tubos aleteados.

#### 1.1.3.1.2 Aerocondensador

Un aerocondensador (Ilustración 10) es un sistema directo de refrigeración seco donde el vapor es condensado en un intercambiador de calor de tubos con aletas. La transmisión de calor entre el vapor y el aire es por convección. Esta disipación de calor ocurre al forzar al aire mediante ventiladores a circular alrededor de los tubos aleteados que recorre el vapor que acaba condensando.

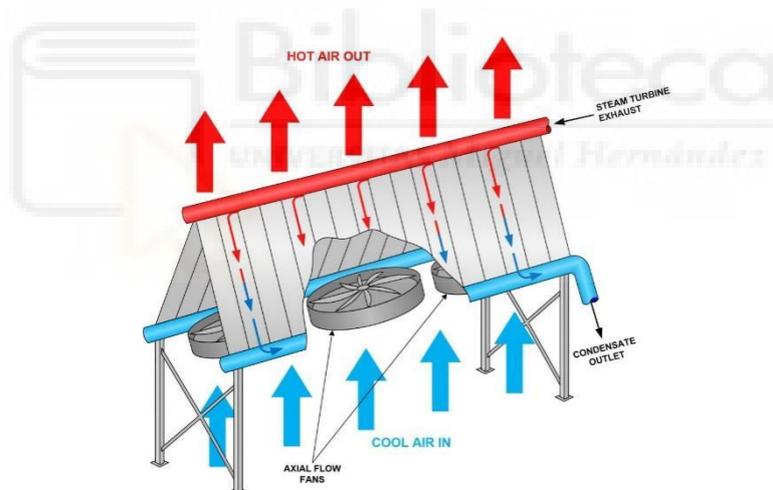


Ilustración 10: aerocondensador

Como ventaja de esta tecnología encontramos el no tener consumo de agua ni necesitar un circuito de agua auxiliar al ser un sistema directo. Como gran inconveniente, el consumo de potencia de los ventiladores es muy grande, ya que se requiere de un gran flujo másico de aire para poder disipar todo el calor rechazado en el ciclo. Estamos hablando de un aumento de los costes de inversión de entorno al 5-10% por unidad de energía [12] respecto a los sistemas húmedos. Además, como sistema seco su rendimiento será menor que el de un sistema húmedo.

Para mejorar la eficiencia de este sistema, se opta por una opción híbrida (Ilustración 11). Es decir, pre-enfriar el aire a la entrada mediante técnicas de enfriamiento evaporativo.

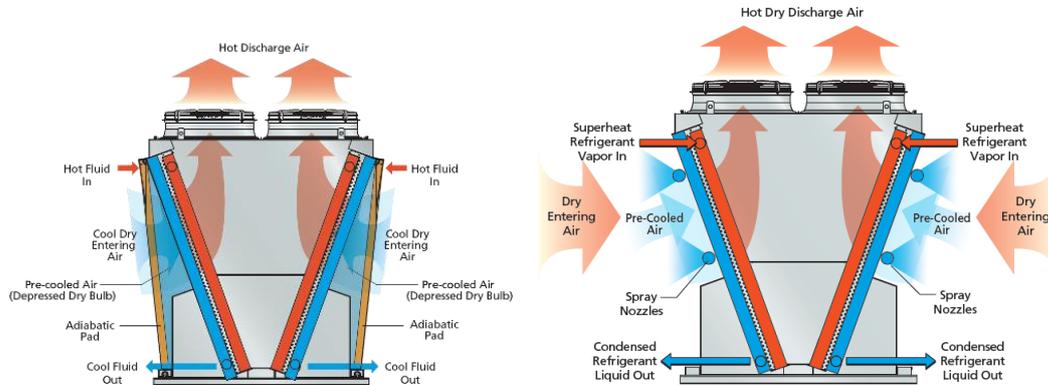


Ilustración 11: aercondensador pre-enfriado mediante panel refrigerativo (izquierda) y spray atomizado (derecha)

#### 1.1.4 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.

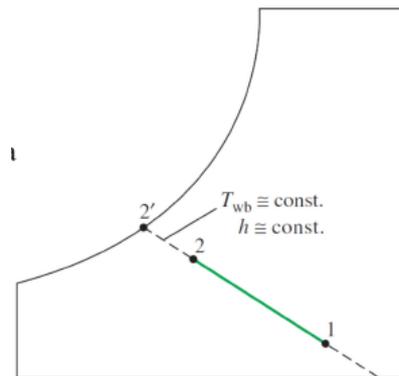


Ilustración 12: variación de las propiedades psicrométricas del aire durante un enfriamiento evaporativa

La Ilustración 12 muestra la variación de las propiedades psicrométricas del aire durante el enfriamiento evaporativo. Como se puede observar 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). También 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.

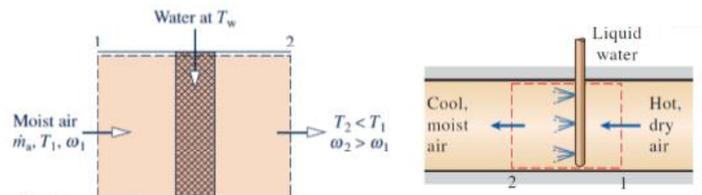


Ilustración 13: técnicas de enfriamiento evaporativo: panel refrigerativo (izquierda), espray (derecha)

Respecto a las técnicas para introducir el agua en el aire se han propuesto diferentes diseños.

Por un lado, tenemos el panel refrigerativo o *cooling pad* (Ilustración 13 izquierda, Ilustración 14). Este se fabrica de distintos materiales, como madera (generalmente de olmo), celulosa o plástico (como PVC). El panel consiste en láminas corrugadas con distintos ángulos. De manera que el agua se distribuye sobre la parte superior del relleno y fluye hacia abajo por gravedad para humedecer todas las capas de manera uniforme. 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.

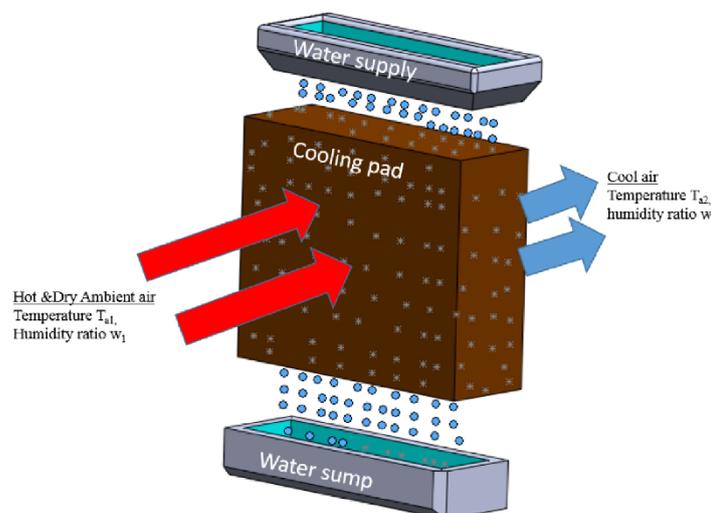


Figure 1: How evaporative cooling works

Ilustración 14: panel refrigerativo

Por otro lado, se puede rociar las gotas de agua directamente en el aire (Ilustración 13 derecha) mediante boquillas atomizadoras (espray). 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.

## **1.2 ANTECEDENTES**

Las torres de refrigeración secas de tiro natural constituyen una de las opciones principales para la disipación de calor en plantas de potencia (como las CSP) localizadas en regiones áridas, donde la fuente de agua es escasa. El funcionamiento de un sistema seco depende, esencialmente, de la transferencia de calor por convección para disipar el calor del fluido de trabajo, siendo particularmente reducido cuando el ambiente es caluroso.

Para resolver el problema de la baja eficiencia de las NDDCT en periodos de altas temperaturas, algunos investigadores han llevado a cabo estudios sobre enfoques de enfriamiento híbrido. Por ejemplo, el uso del pre-enfriamiento evaporativo de la corriente del aire a la entrada de la torre ha irrumpido en la última década como una posible solución para la disipación de calor en las NDDCT.

En cuanto al enfriamiento evaporativo empleando paneles de refrigeración, en [13] se reporta una investigación experimental llevada a cabo para estudiar el comportamiento de dos paneles refrigerativos, uno de celulosa y otro de PVC, en un túnel de viento a baja velocidad. Los autores concluyen que el de celulosa tiene mayor eficiencia de enfriamiento y caída de presión que el de PVC. También observaron que ambos paneles a altas velocidades sufrían gran arrastre de agua, lo que podría suponer un problema para evitar que las gotas de agua alcancen el intercambiador. El mismo grupo de autores [14] desarrolló un modelo analítico de una NDDCT acoplada a un panel de refrigeración para evaluar el impacto del pre-enfriamiento del aire en el funcionamiento de la torre. En [15] se estudian 3 paneles refrigerativos de celulosa distintos con diferentes grosores cada uno. El efecto del flujo másico de agua suministrado al panel y las condiciones ambientales (temperatura y humedad) se investiga en [16]. En [11] se llevó a cabo un estudio comparativo de tres torres: NDDCT, NDDCT pre-enfriada y NDWCT (torre húmeda de tiro natural). Finalmente, 4 paneles refrigerativos fueron comparativamente

estudiados y el más prometedor propuesto para pre-enfriar el aire en una NDDCT en [17].

De la bibliografía revisada se puede concluir que la introducción de un panel refrigerativo conlleva a una caída de presión extra, que en las NDDCT es significativa porque disminuye el flujo de aire que recorre la torre. Para evitar esta caída de presión, en [18] se propone una solución innovadora que consiste en una disposición anular de los paneles refrigerativos.

Respecto al uso del espray para llevar a cabo el enfriamiento evaporativo, en [19] se evalúa el funcionamiento de una NDDCT y se citan posibles mejoras mediante el enfriamiento por espray del aire de entrada. A. Alkhedhair junto con otros investigadores [20] [21] [22] realizaron una investigación experimental del aire enfriado a la entrada de la NDDCT mediante espray. Posteriormente, desarrollaron un modelo CFD y llevaron a cabo una optimización paramétrica del diseño de los atomizadores para maximizar el funcionamiento del sistema de espray. En esa misma línea, Sun y otros científicos [9] [10], haciendo uso de un modelo CFD, investigaron sobre los efectos de la altura del atomizador, la dirección de inyección y la combinación de múltiples atomizadores en el funcionamiento del enfriamiento por espray. El mismo grupo de investigadores [23] [24] propuso y testeó diferentes diseños de sistemas de enfriamiento por espray en una NDDCT a escala real.

También se ha investigado sobre el uso de agua salada en las aplicaciones de enfriamiento por espray. Más específicamente, en [25] [26] [27], los autores llevaron a cabo diversos experimentos y desarrollaron un modelo CFD para predecir el impacto de su uso en el funcionamiento de una NDDCT. Concluyeron que tiene varias ventajas respecto al uso de agua pura, como la reducción de la longitud de mojado al producirse la evaporación completa significativamente más pronto.

Otras líneas de investigación ha sido la influencia del viento o el efecto del espray en la corriente de aire. Por un lado, en [28], se desarrolló un modelo numérico de una NDDCT acoplada a un sistema de enfriamiento por espray y se evaluó el rendimiento de refrigeración tanto con la presencia de viento como sin. Los autores hallaron que el enfriamiento por espray disminuía la presión de entrada a la turbina hasta 3 kPa cuando el flujo másico de agua esprayado era de 0,25 kg/s. Mientras que en [29] se construyó un modelo CFD de una NDDCT pre-enfriada mediante espray, llegando a la conclusión

de que el pre-enfriamiento reduce la flotabilidad y la ventilación de la torre a la vez que favorece la transmisión de calor. El decremento de la velocidad del aire a la entrada fomenta la evaporación de las gotas de agua y mejora los efectos del enfriamiento por spray.

### **1.3 OBJETO DEL ESTUDIO**

Como se ha podido entender por todo lo mencionado hasta ahora, la implementación de energías renovables en nuestra sociedad se está volviendo cada vez más necesario, para afrontar los desafíos del cambio climático, el desarrollo sostenible y la energía limpia.

Una tecnología a desarrollar y con un gran potencial a futuro son las CSP, ya que pueden proporcionar energía renovable cuando sea necesario. Las configuraciones de este tipo de plantas son diversas, y por ello, se necesita investigar para tratar de reducir su coste y aumentar la competitividad de esta tecnología.

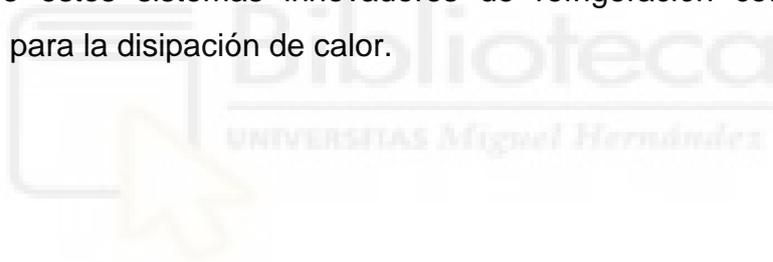
Una de las decisiones a tomar al diseñar una planta CSP es la selección del sistema de condensación para la CSP. La elección entre sistemas de enfriamiento húmedo y seco implica tener en cuenta una serie de consideraciones que incluyen la disponibilidad y el coste del agua, aspectos ambientales y el coste de la energía eléctrica. Teniendo en cuenta que las zonas geográficas donde las plantas CSP son más productivas suelen ser lugares con escasez de agua, debido a los altos niveles de radiación directa, la conservación del agua es un factor importante a considerar.

Consecuentemente, los sistemas secos son la alternativa más adecuada para la disipación de calor en plantas CSP porque su localización es mayoritariamente en regiones áridas. En este contexto las NDDCT toman protagonismo debido a la disminución de equipos mecánicos y consumo de auxiliares [30] respecto a los sistemas ACC. El problema de la baja eficiencia en periodos calurosos se puede solventar con el pre-enfriamiento del aire a la entrada del intercambiador en momentos puntuales, con un consumo de agua marginal respecto a sistemas húmedos y sin una penalización extrema de la eficiencia.

En esta línea de investigación, el objetivo de este estudio es analizar el funcionamiento de una torre de refrigeración seca de tiro natural a la que posteriormente se le acopla un sistema de enfriamiento del aire de entrada mediante spray (pre-enfriamiento

evaporativo) en una central termosolar para la generación de potencia durante las 8760 horas de un año. Para ello se modeliza matemáticamente, y posteriormente se comparan los resultados obtenidos con otras tecnologías convencionales de refrigeración: torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador con pre-enfriamiento evaporativo. En concreto, se analiza la potencia bruta generada y la neta obtenida, la temperatura de condensación, la eficiencia del ciclo y de la planta y el consumo de agua. En otras palabras, se realiza un estudio energético y ambiental de una NDDCT y una NDDCT con pre-enfriamiento evaporativo mediante espray.

El análisis se realiza para las 8760 h de un año con datos climatológicos reales del emplazamiento (Granada, España). El estudio se centra no solo en la generación de energía, sino que también tiene en cuenta el consumo de agua. Las novedades de este trabajo son: por un lado, el acoplamiento de una torre de refrigeración seca de tiro natural y la misma con pre-enfriamiento evaporativo mediante espray a la CSP; por otro, el análisis por horas durante todo un año de funcionamiento de la planta; y finalmente, la comparación de estos sistemas innovadores de refrigeración con las tecnologías convencionales para la disipación de calor.



## 2 METODOLOGÍA

### 2.1 INTRODUCCIÓN

Una vez puesto en contexto el estudio que se va a llevar a cabo, en este capítulo se describe la metodología empleada. Más específicamente, se detalla la modelización matemática de cada sistema de refrigeración analizado, así como su acoplamiento a la planta CPS *Andasol I*. Además, se constatará la validez de los modelos empleados contrastándolos con otros estudios. En otras palabras, se comprobará que se asemejan a la realidad.

### 2.2 DESCRIPCIÓN PLANTA CPS Y ACOPLAMIENTO SISTEMA REFRIGERACIÓN

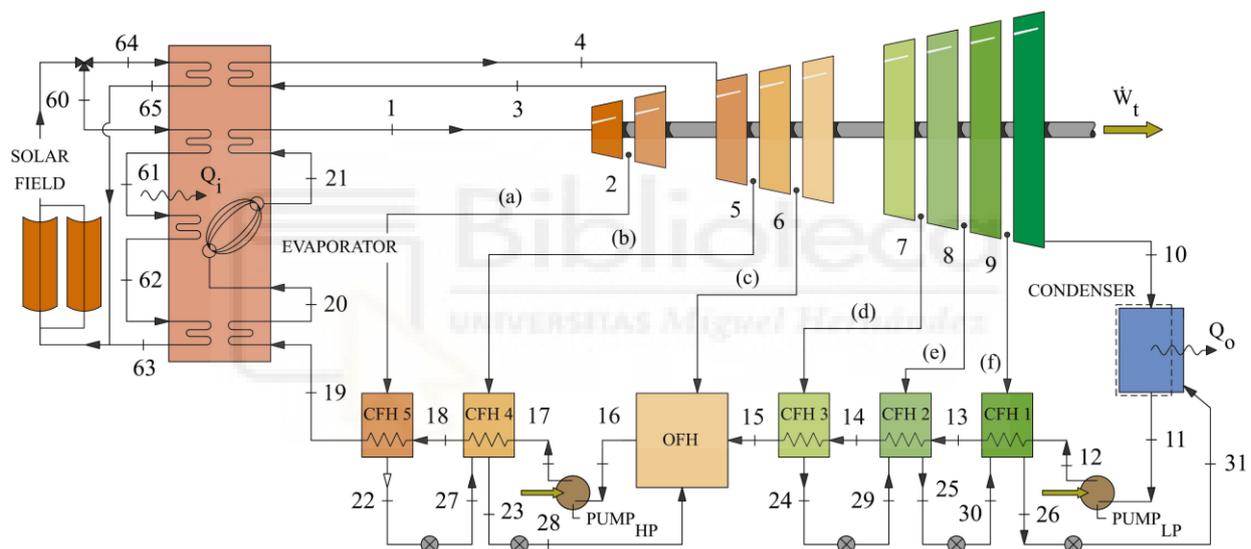


Ilustración 15: disposición esquemática del ciclo Rankine en la planta Andasol I

En [31] se describe detalladamente el funcionamiento, parámetros de operación y modelado de una central termosolar para generación de potencia (CPS). En concreto, se trata del Andasol I (Ilustración 15): un ciclo Rankine convencional recalentado acoplado a un concentrador solar. Esta es capaz de generar una potencia neta de 50 MW. Los autores desarrollan un modelo analítico de la misma, y analizan su funcionamiento acoplándola a los sistemas de enfriamiento convencionales: aerocondensador, condensador híbrido y MDWCT. Para ello, asumen las siguientes hipótesis de cálculo: cambios en la energía potencial y cinética de las corrientes de fluido despreciables; componentes adiabáticos a excepción del sistema de generación de vapor (evaporador) y el condensador; el agua de alimentación sale del economizador como líquido saturado; el vapor sale del evaporador como vapor saturado; el agua de

alimentación sale del condensador como líquido saturado; el vapor condensado deja el intercambiador de calor abierto (calienta el agua de alimentación) como líquido saturado; y se opera en estado estacionario.

En este estudio además de los sistemas convencionales se acoplará a una torre de refrigeración seca de tiro natural (NDDCT) y a la misma con un pre-enfriamiento evaporativo mediante spray (NDDCT pre-enfriada). También se analizarán dos condensadores híbridos, difieren uno del otro en el sistema empleado en el enfriamiento evaporativo. Para uno se hará uso de un panel refrigerativo por evaporación, en tanto que para el otro la atomización del agua (spray).

En primer lugar, para acoplar cualquier sistema de enfriamiento a la central, a partir del modelo analítico del *Andasol I*, se obtienen las variables de funcionamiento del ciclo en función de la temperatura de condensación (Ilustración 16, Ilustración 17, Ilustración 18):

$$\dot{Q}_{cond} = 10^3 [223,686968325849000 (T_{cond} + 273,15) + 19411,3822443319] \quad (1)$$

$$\eta_{ciclo} = -0,00153086877828244 (T_{cond} + 273,15) + 0,867090228054881 \quad (2)$$

$$\dot{W}_{bruta} = 10^3 [223,690316742301 (T_{cond} + 273,15) + 126,692,845816053] \quad (3)$$

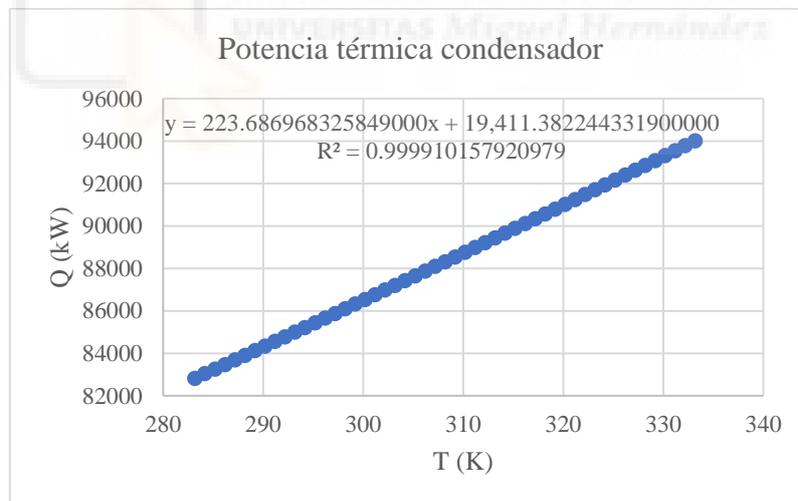


Ilustración 16: razón de disipación de calor en condensador en función de la temperatura de condensación

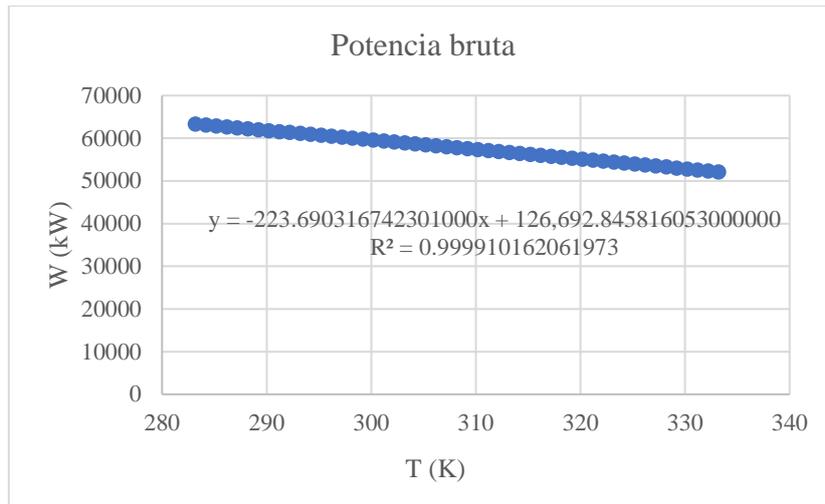


Ilustración 17: Potencia bruta generada en Andesol I en función de la temperatura de condensación

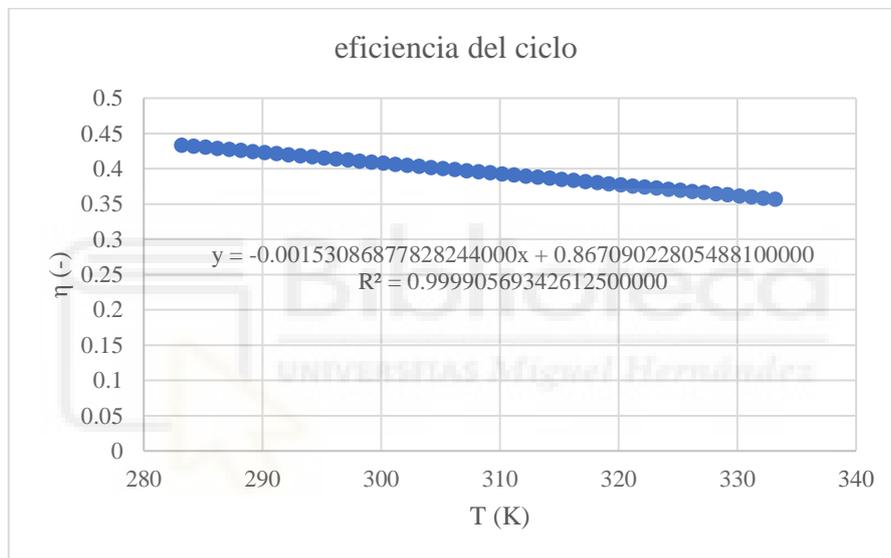


Ilustración 18: eficiencia del ciclo Rankine de la planta en función de la temperatura de condensación

En segundo lugar, para modelizar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración y poderlos relacionar con la  $T_{cond}$ , se considerará una ITD constante para cada tecnología. La ITD, Diferencia de Temperatura Inicial, se define como la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura mínima alcanzable por cada tecnología. En la Tabla 1 se muestra el valor considerado para cada tecnología y su definición.

Sistema enfriamiento	Fluidos en condensador	ITD (°C) <sup>1</sup>	Expresión
NDDCT	Vapor – agua	15	$T_{cond} - T_{wo}$
Aerocondensador	Vapor – aire	22	$T_{cond} - T_{amb}$

<sup>1</sup> Valores extraídos de [7]

Condensador pre-enfriado	Vapor – aire	22	<sup>2</sup> T <sub>cond</sub> -T <sub>out</sub>
MDWCT	Vapor - agua	15	T <sub>cond</sub> -T <sub>wb</sub>

Tabla 1: valores considerados y definición matemática de ITD para cada sistema de refrigeración

Teniendo relacionada la T<sub>cond</sub> con la del otro fluido en el condensador y una expresión de la razón de calor disipado en el condensador en función de la T<sub>cond</sub>, ya se puede plantear, para cada caso, un sistema de ecuaciones con el mismo número de incógnitas. Esto es debido a que, por el principio de conservación de la energía, el calor disipado en el condensador deberá ser el mismo que el que se evacúa en el sistema de enfriamiento.

Las otras variables de funcionamiento que se consideran en este estudio son la potencia neta obtenida y la eficiencia de la planta. La potencia neta difiere de la bruta en que la bruta es la diferencia entre la potencia generada por las turbinas menos la absorbida por las bombas, mientras que en la neta se tienen también en cuenta los consumos auxiliares del resto de elementos del sistema de enfriamiento. Es por ello que la potencia neta se obtiene a partir de la potencia bruta restándole el consumo auxiliar, que es conocido:

$$\dot{W}_{neta} = \dot{W}_{bruta} - \dot{W}_{aux} \quad (4)$$

En cuanto a la eficiencia de la planta, difiere de la eficiencia del ciclo en que la del ciclo es la ratio entre la potencia bruta generada y la tasa de transferencia de calor que se debe aportar, mientras que la de la planta es respecto a la potencia neta. Por tanto, ambas se pueden relacionar:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{bruta}}{\dot{Q}_{in}} \quad (5)$$

$$\eta_{planta} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{in}} = \eta_{ciclo} \left( \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{W}_{bruta}} \right) \quad (6)$$

### 2.3 MODELIZACIÓN MATEMÁTICA SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

En este apartado se describirá el modelo matemático empleado para cada sistema de condensación considerado en el estudio. Concretamente, se pretende estudiar el funcionamiento de una NDDCT y una NDDCT pre-enfriada mediante espray acopladas a la central termosolar de generación de potencia. Asimismo, se comparan los resultados con una torre de refrigeración, un aerocondensador y un aerocondensador pre-enfriado, tanto por espray como mediante panel refrigerativo.

---

<sup>2</sup> T<sub>out</sub> es la temperatura del aire a la salida del panel de enfriamiento evaporativo

La modelización se hará en MATLAB. Este es un sistema de cómputo numérico que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio.

### 2.3.1 Torre seca de tiro natural (NDDCT)

En una torre de refrigeración seca de tiro natural la transferencia de calor entre la corriente de agua y el aire se produce por convección en un intercambiador de tubos aleteados. Por otra parte, la corriente de aire se induce a través de la torre por flotabilidad. Esto es debido a la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la torre. En nuestro estudio, el intercambiador de calor será horizontal con una disposición en A (Ilustración 21).

Es por ello que, las ecuaciones que gobiernan el funcionamiento de una torre seca de tiro natural son la ecuación de conservación de la energía y la ecuación de la corriente de aire.

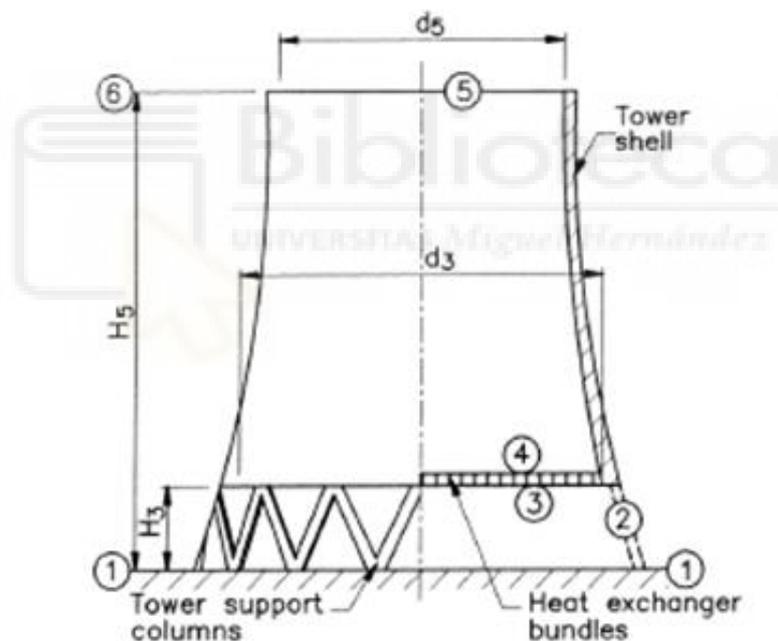


Ilustración 19: Torre de refrigeración seca de tiro natural con intercambiador de calor horizontal

La Ilustración 19 muestra la disposición esquemática y geometría de una torre de refrigeración seca de tiro natural como la que se analiza en este estudio. En ella además están marcados los puntos de interés de la misma, que se utilizarán de aquí en adelante como subíndices para hacer referencia al estado del aire en determinado punto. En concreto, el 1 es el aire ambiente, el 2 la entrada a la torre, el 3 la entrada al intercambiador, el 4 la salida del intercambiador, el 5 la salida de la torre, y el 6 el aire ambiente a la altura de la torre.

### 2.3.1.1 Ecuación de la conservación de la energía

Por el principio de conservación de la energía, el calor cedido por el agua debe ser el mismo que el absorbido por el aire, que, a su vez, será el mismo que el transferido en el intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_a = \dot{Q}_{HE} \quad (7)$$

Donde:

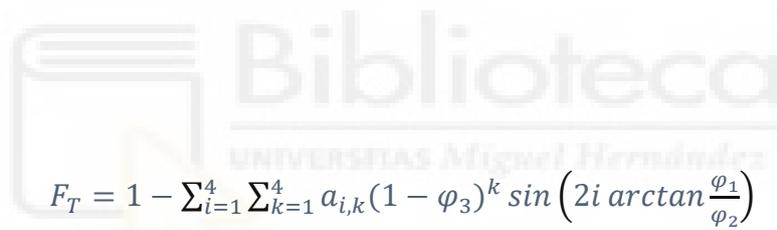
$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p_w} (T_{w_i} - T_{w_o}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p_{a,34}} (T_4 - T_3) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{HE} = F_T U A \Delta T_{lm} \quad (10)$$

E  
n

R  
E  
F



$$F_T = 1 - \sum_{i=1}^4 \sum_{k=1}^4 a_{i,k} (1 - \varphi_3)^k \sin \left( 2i \arctan \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \right) \quad (11)$$

Donde  $\varphi$  son parámetros adimensionales de la variación de temperatura.  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  hacen referencia a la variación de temperatura para dos corrientes, mientras que  $\varphi_3$  al hecho de ir a contraflujo. Se definen como:

e  
f  
1  
3  
4

$$\varphi_1 = \frac{T_{w_i} - T_{w_o}}{T_{w_i} - T_{a_3}} \quad (12)$$

$$\varphi_2 = \frac{T_{a_4} - T_{a_3}}{T_{w_i} - T_{a_3}} \quad (13)$$

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\ln \left( \frac{1 - \varphi_2}{1 - \varphi_1} \right)} \quad (14)$$

Para un intercambiador a contraflujo con 4 tubos y 2 pasos por tubo se tienen los siguientes valores de  $a_{i,k}$  (Tabla 2):

5  
2  
9  
4

\  
h

$a_{i,k}$	$i = 1$	2	3	4
$k = 1$	$-6.05 \times 10^{-1}$	$2.31 \times 10^{-1}$	$2.94 \times 10^{-1}$	$1.98 \times 10^{-2}$
2	$4.34 \times 10^0$	$5.90 \times 10^{-3}$	$-1.99 \times 10^0$	$-3.05 \times 10^{-1}$
3	$-9.72 \times 10^0$	$-2.48 \times 10^{-1}$	$4.32 \times 10^0$	$8.97 \times 10^{-1}$
4	$7.54 \times 10^0$	$2.87 \times 10^{-1}$	$-3.00 \times 10^0$	$-7.31 \times 10^{-1}$

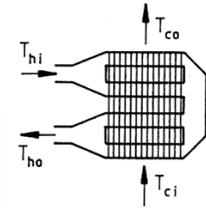


Tabla 2: valores de  $a_{i,k}$  para un intercambiador a contraflujo con 4 tubos y 2 pasos por tubo

En cuanto a la diferencia de temperatura logarítmica media ( $\Delta T_{lm}$ ), se define como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (15)$$

Donde las diferencias de temperatura, para un intercambiador a contraflujo se determinan según lo mostrado en la Ilustración 20:

$$\Delta T_1 = T_{wi} - T_4; \quad \Delta T_2 = T_{wo} - T_3$$

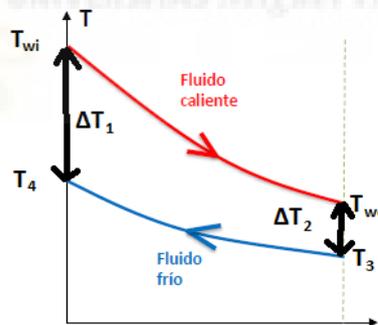


Ilustración 20: variación de la temperatura de los fluidos en un intercambiador a contraflujo

L

a

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ext} e_f A_{ext}} + \frac{1}{h_{int} A_{int}} \quad (16)$$

Donde  $e_f$  es la efectividad de la superficie aleteada. El coeficiente de transferencia de calor del aire depende fuertemente del tipo de intercambiador, su geometría y la velocidad del aire. Pero para la mayoría de superficies aleteadas industriales cuyo funcionamiento ha sido testado, tanto el coeficiente de transmisión de calor del lado de las aletas,  $h_{ext}$ , como la efectividad de la superficie aleteada,  $e_f$ , no son de interés. En su lugar se define un parámetro de transmisión de calor,  $h$ :

e

n

c

$$hA_{ext} = k_a Pr_a^{0'333} A_{fr} Ny \frac{n_{tb}}{n_{tb\_max}} \quad (17)$$

En la ecuación anterior  $Ny$  es el parámetro característico del intercambiador, definido como:

$$Ny = a_{Ny} Ry^{b_{Ny}} \quad (18)$$

Donde

$a_{Ny}$	383,617313
$b_{Ny}$	0,523761

Tabla 3: valores de las constantes de  $Ny$  para el intercambiador empleado en el estudio (obtenidas de [32])

$Ny$  es un parámetro basado en la realización de pruebas al intercambiador con el máximo número posible de tubos instalados. Pero para la disposición real de la torre, no es práctico colocar tubos por la mitad al final del haz. Es por ello que aparece la relación entre el número de tubos y el máximo en la ecuación  $hA_{ext} = k_a Pr_a^{0'333} A_{fr} Ny \frac{n_{tb}}{n_{tb\_max}}$  (17). El número de tubos máximo será el instalado más 2.

Para la obtención del coeficiente de transmisión de calor en el lado del agua se emplea la correlación empírica propuesta por *Gnielinski*:

$$Nu = \frac{h_{int} d_e}{k_w} = \frac{\lambda_w / 8 (Re_w - 1000) Pr_w \left[ 1 + (d_e / L_{te})^{0'67} \right]}{1 + 12'7 (\lambda_w / 8)^{0'5} (Pr_w^{0'67} - 1)} \quad (19)$$

Válida para los tubos donde se cumplan las siguientes condiciones:

$$\begin{cases} 2300 < Re < 10^6 \\ 0'5 < Pr < 10^4 \\ 0 < d/L < 1 \end{cases}$$

Y donde  $\lambda_w$  es el factor de fricción. En este estudio se usa la ecuación de Haaland para determinarlo:

$$\lambda_w = 0'3086 \left[ \log_{10} \left( \frac{6'9}{Re_w} + \left( \frac{r}{3'7} \right)^{1'11} \right) \right]^{-2} \quad (20)$$

Válida para rugosidades superficiales relativas,  $r$ , mayores a  $10^{-4}$ .

Hay que puntualizar que, tanto para la obtención del coeficiente de transmisión de calor del aire como del agua, todas las propiedades de ambos fluidos están evaluadas a la temperatura promedio entre la entrada y salida del intercambiador.

### 2.3.1.2 Ecuación de la corriente de aire:

Esta ecuación hace un balance entre la flotabilidad (la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la torre) y la caída total de presión debido a los diferentes componentes de la torre que generan una resistencia al paso de la corriente.

$$\Delta p = (\rho_1 - \rho_4)g \left[ H_5 - \left( \frac{H_3 + H_4}{2} \right) \right] = \sum K\rho \frac{v^2}{2} \quad (21)$$

Las resistencias al paso de la corriente son: la caída de presión en los soportes de la torre ( $\Delta p_{ts}$ ); las pérdidas por la separación y redireccionamiento del flujo en la parte inferior del armazón ( $\Delta p_{ct}$ ), es decir a la entrada; las pérdidas por fricción en el intercambiador de calor; las pérdidas por contracción y expansión en el intercambiador ( $\Delta p_{ctc}$  y  $\Delta p_{cte}$ ), debidas a que por la disposición y geometría del intercambiador sólo una parte de su área es cubierta eficazmente; y la pérdida de energía cinética a la salida de la torre ( $\Delta p_{to}$ ). Hay que incidir en que el mayor componente de dichas pérdidas es debido a la fricción en el intercambiador. Asimismo, las pérdidas debidas a los soportes del intercambiador se despreciarán. Los coeficientes de pérdidas, a excepción de la salida de la torre, se referirán al área frontal del intercambiador y la densidad media del aire

q  
u  
e

$$\sum K\rho \frac{v^2}{2} = (K_{ts} + K_{ct} + K + K_{ctc} + K_{cte})_{HE} \frac{(\dot{m}_a/A_{fr})^2}{2\rho_{34}} + K_{to} \frac{(\dot{m}_a/A_5)^2}{2\rho_5} \quad (22)$$

a  
En cuanto a los coeficientes de pérdidas de la ecuación anterior:

s

a – Soportes torre ( $K_{ts}$ ): basado en el coeficiente de arrastre ( $C_{ts}$ ) para la geometría particular del soporte, en este caso, para una sección transversal cuadrada o rectangular.

p

o

r

$$K_{ts} = \frac{C_{Dts}L_{ts}d_{ts}n_{ts}}{\pi D_3 H_3} \quad (23)$$

En la Tabla 6 se especifican qué son las variables

é

– Entrada a torre ( $K_{ct}$ ): es función de la geometría de la torre en su entrada, es decir, del área de la sección transversal de la torre.

l

.

$$K_{ct} = 0'072 \left( \frac{D_3}{H_3} \right)^2 - 0'34 \left( \frac{D_3}{H_3} \right) + 1'7 \quad (24)$$

E

s

p

Esta es la expresión simplificada del coeficiente de pérdidas por la separación y redireccionamiento del flujo a la entrada de la torre recomendada por *Geldenhuis* y *Kröger* para una torre seca que cumpla las siguientes condiciones:

$$K_{HE} \geq 30; 5 \leq D_i/H_i < 10$$

- Contracción y expansión en intercambiador ( $K_{ctc}$  y  $K_{cte}$ ): referidos respecto al área efectiva del intercambiador

$$K_{ctc} = 1 - 2/\sigma_c + 1/\sigma_c^2 \quad (25)$$

$$K_{cte} = \left( \frac{1-A_{e3}}{A_3} \right)^2 \quad (26)$$

Para un intercambiador con disposición en A (Ilustración 21) el área efectiva ( $A_{e3}$ ) se corresponde con el área frontal proyectada del haz:

$$A_{e3} = A_{fr} \sin(\theta) \quad (27)$$

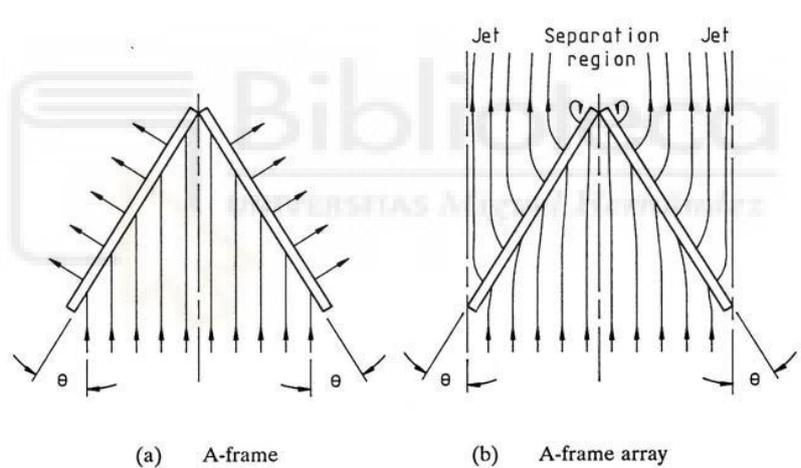


Ilustración 21: esquema del flujo a través del intercambiador inclinado con disposición en A

$\sigma_c$  es la ratio de contracción, cuya expresión para láminas paralelas según *Rouse* es:

$$\sigma_c = 0'61375 + 0'13318\sigma_{21} - 0'26095\sigma_{21}^2 + 0'51146\sigma_{21}^3 \quad (28)$$

Donde  $\sigma_{21}$  es la ratio entre el área efectiva y la total a la entrada del intercambiador.

Se debe puntualizar que en realidad el coeficiente de contracción es más pequeño que el obtenido con esta expresión, debido a la naturaleza porosa del haz de tubos. Aunque al no haber considerado las pérdidas por los soportes del intercambiador por separado, este valor es realista.

- Fricción en el intercambiador (K): para un intercambiador colocado perpendicularmente al flujo en condiciones no isotérmicas el coeficiente de pérdidas viene dado por la siguiente expresión:

$$K_{HE} = a_k R_y^{bk} + \frac{2}{\sigma^2} \left( \frac{\rho_3 - \rho_4}{\rho_3 + \rho_4} \right) \quad (29)$$

Donde  $a_k$  y  $bk$  son constantes (valores mostrados en Tabla 4),  $\sigma$  es la ratio entre el área del flujo mínima y libre, y  $R_y$  es el parámetro característico del flujo de aire en intercambiador definido como:

$$R_y = \frac{\dot{m}_a}{\mu_{34} A_{fr}} \quad (30)$$

$a_k$	1383,94975
$b_k$	-0,332458

Tabla 4: Valores constantes coeficiente de pérdidas por fricción en el intercambiador (obtenidas de [32])

Pero en el caso de este estudio, el intercambiador está dispuesto de forma que el flujo es oblicuo a él (*Ilustración 21*), y por tanto el coeficiente de pérdidas no será el mismo.

Debido a la distorsión del flujo aguas abajo del haz, el ángulo de incidencia medio ( $\theta_m$ ) no será constante a lo largo de la cara del haz, siendo más pequeño que  $\theta$ . Empíricamente se ha obtenido una relación entre el  $\theta_m$  y  $\theta$ :

$$\theta_m = 0'019\theta^2 + 0'9133\theta - 3'1558 \quad (31)$$

Debido al efecto contado anteriormente, habrá una caída de presión aguas abajo del intercambiador, que se puede representar mediante un coeficiente de pérdidas ( $K_d$ ). *Kotzé* obtuvo una relación empírica, en la que se tiene una expresión del  $K_d$  en función de  $\theta$ :

$$K_d = e^{(5'488405 - 0'2131209\theta + 3'533265 \cdot 10^{-3}\theta^2 - 0'2901016 \cdot 10^{-4}\theta^3)} \quad (32)$$

Finalmente, el coeficiente de pérdidas para un intercambiador inclinado viene dado por:

$$K_{HE\theta} = K_{HE} + \frac{2\rho_4}{\rho_3 + \rho_4} \left( \frac{1}{\sin \theta_m} - 1 \right) \left[ \left( \frac{1}{\sin \theta_m} - 1 \right) + 2K_{ci}^{0'5} \right] + \frac{2\rho_3 K_d}{\rho_3 + \rho_4} \quad (33)$$

Donde  $K_{ci}$  es coeficiente de pérdidas por la contracción a la entrada del intercambiador.

- Salida torre ( $K_{to}$ ): para una torre hiperbólica con una salida cilíndrica el coeficiente de pérdidas viene dado por la siguiente expresión:

$$K_{to} = -0'28Fr_D^{-1} + 0'04Fr_D^{-1'5} \quad (34)$$

Donde:

$$Fr_D = \frac{(\dot{m}_a/A_5)^2}{\rho_5(\rho_6 - \rho_5)gD_5} \quad (35)$$

- Referenciación respecto las condiciones en el intercambiador:

$$K_{iHE} = K_i \frac{\rho_{a34}}{\rho_i} \left(\frac{A_{fr}}{A_i}\right)^2 \quad (36)$$

Hay que recalcar que para la  $K_{ts}$  el área es la de la sección transversal.

### 2.3.1.3 Modelo analítico

Con

- Ecuaciones:  $\dot{Q}_w = \dot{Q}_a = \dot{Q}_{HE}$  (7), que son 2

$$\text{realmente, y } \Delta p = (\rho_1 - \rho_4)g \left[ H_5 - \left( \frac{H_3 + H_4}{2} \right) \right] = \sum K \rho \frac{v^2}{2} \quad (21)$$

- Incógnitas: temperatura del aire a la salida del intercambiador ( $T_{a4}$ ), temperatura de salida del agua ( $T_{wo}$ ) y el flujo másico de aire ( $\dot{m}_a$ )
- Datos: geométricos de la torre y del intercambiador, condiciones ambientales, flujo másico de agua, temperatura del agua a la entrada

En concreto, el sistema de ecuaciones a plantear es:

$$\begin{cases} \Delta p_{disp} = \Delta p_{perd} \\ \dot{Q}_w = \dot{Q}_a \\ \dot{Q}_w = \dot{Q}_{HE} \end{cases}$$

### 2.3.1.4 Condiciones y parámetros de diseño

La torre que se emplea en el estudio es una como la mostrada en la Ilustración 19, una torre hiperbólica de hormigón.

- Especificaciones geométricas torre

Como torre de estudio se ha tomado la torre de [11], cuyas características son las mostradas en la Tabla 5

H <sub>5</sub>	Altura torre [m]	130
H <sub>3</sub>	Altura entrada torre [m]	13,67
D <sub>5</sub>	Diámetro a la salida de la torre [m]	65
D <sub>3</sub>	Diámetro de entrada torre [m]	92

Tabla 5: geometría torre NDDCT

La altura de la torre a la salida del intercambiador ( $H_4$ ) se obtiene por trigonometría:

$$H_4 = H_3 + \frac{A_{fr}}{n_b L_{te}} \cos(\theta) \quad (37)$$

En

$C_{Dts}$	Coeficiente de arrastre [-]	2
$L_{ts}$	Longitud soportes torre [m]	15,78
$d_{ts}$	Diámetro soportes torre [m]	0,5
$n_{ts}$	Número de soportes [-]	60

Tabla 6: especificaciones soportes torre NDDCT

– Especificaciones intercambiador de calor

Para

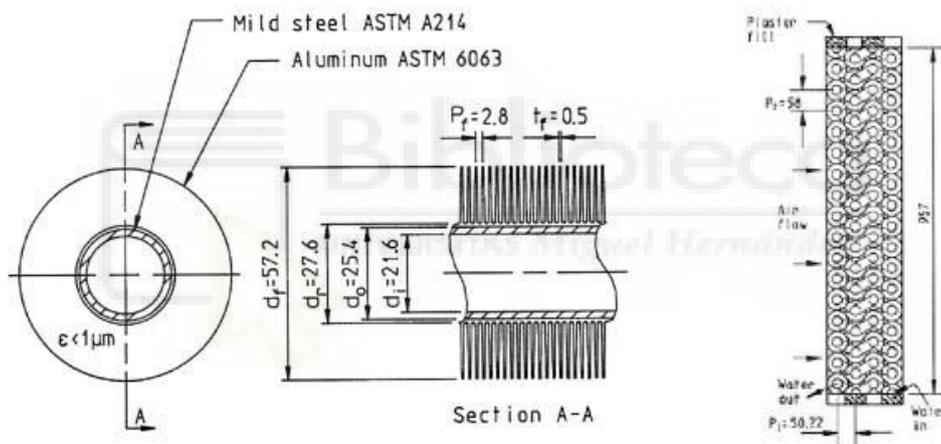


Ilustración 22: intercambiador de calor de tubos bimetalico extruido con aletas

Además,

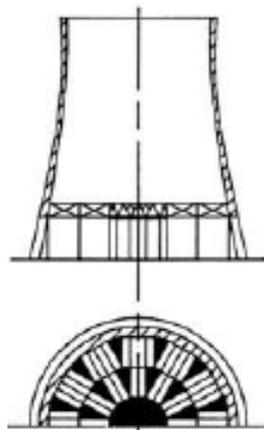


Ilustración 23: patrón radial horizontal para la colocación de los haces en la torre

$d_e$	Diámetro hidráulico de tubo [m]	0,0216
$r$	Rugosidad superficial relativa [-]	$5,24 \times 10^{-4}$
$L_t$	Longitud total tubo [m]	15
$L_{te}$	Longitud efectiva tubo [m]	14,4
$n_r$	Número de tubos por fila [-]	4
$n_{tb}$	Número de tubos por haz [-]	154
$n_{wp}$	Número de pasos de agua [-]	2
$n_b$	Número de hazs [-]	142
$A_{fr}$	Área frontal efectiva total del intercambiador [m <sup>2</sup> ]	4444,6
$\sigma$	Ratio entre el área de flujo mínima y libre	0,433
$\theta$	Ángulo en el vértice de la estructura en A [°]	$2\theta = 61,5$
$K_{ci}$	Coeficiente	0,05

Tabla 7: especificaciones intercambiador de calor

La

– Condiciones de diseño

EI

Temperatura ambiente diseño [°C]	37,4
Presión ambiente diseño [kPa]	94,8
Humedad relativa diseño [-]	0,2
$\Delta T_w$ diseño [°C]	3
Flujo másico de agua diseño [kg/s]	7593,8

Tabla 8: condiciones de diseño funcionamiento NDDCT

Para

### 2.3.1.5 Acoplamiento a central termosolar

Al usar la NDDCT como sistema de enfriamiento de la central, respecto al sistema de ecuaciones planteado en 2.3.1.3, tenemos una nueva incógnita: la temperatura de entrada del agua. Pero como se ha explicado en el apartado 2.2, mediante la ITD se relaciona la temperatura del agua con la de condensación. Y con la correlación de la razón de transferencia de calor en el condensador en función de la temperatura  $Q_{cond} = 10^3 [223,686968325849000 (T_{cond} + 273,15) + 19411,3822443319]$  (1) se puede cerrar el sistema de ecuaciones, ya que esta debe ser igual que el que se evacua en la torre. En definitiva, queda el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \dot{Q}_w = \dot{Q}_a = \dot{Q}_{HE} = \dot{Q}_{cond} \\ \Delta p_{disp} = \Delta p_{perd} \\ ITD = T_{cond} - T_{wo} \end{cases}$$

Como resultado el modelo calcula el par de temperaturas del agua de enfriamiento ( $T_{wi}$ - $T_{wo}$ ) que simultáneamente satisfacen la ecuación de conservación de la energía y la de la corriente de aire de la NDCCT y la relación con la central de potencia mediante la tasa de disipación de calor-temperatura de condensación.

En cuanto al consumo auxiliar del sistema de enfriamiento, en el caso de una torre de tiro natural, tan sólo contamos con una bomba para recircular el agua del circuito de refrigeración. Aun así, consideraremos que la potencia neta es igual a la bruta. Es decir, despreciaremos el consumo de la bomba, debido a que es prácticamente nulo frente a la potencia bruta generada. Se puede hacer esta simplificación porque las pérdidas de presión en el circuito son muy, muy pequeñas.

### 2.3.2 NDDCT pre-enfriada

Para mejorar la eficiencia de la torre de refrigeración seca de tiro natural se opta por emplear un preenfriamiento del aire a la entrada de la torre (Ilustración 24) mediante un enfriamiento evaporativo. Para ello, se rocía una pequeña cantidad de agua mediante el uso de spray. Con ello se consigue disminuir la temperatura del aire a la entrada del intercambiador, ya que para evaporarse el agua el aire cede energía.

El funcionamiento del preenfriamiento viene caracterizado por la eficiencia del enfriamiento evaporativo,  $\varepsilon_{pc}$ , definida como:

$$\varepsilon_{pc} = \frac{T_{amb} - T_{out}}{T_{amb} - T_{wb}} = \frac{\omega_{amb} - \omega_{out}}{\omega_{amb} - \omega_s} \quad (38)$$

Donde el subíndice *out* hace referencia a la salida del spray, es decir, a la entrada del intercambiador de calor (punto 3). Además,  $\omega_s$  es la humedad específica del aire a la temperatura de bulbo húmedo de las condiciones ambientales y con una humedad relativa del 100%. Es decir, la eficiencia del enfriamiento es la ratio entre la diferencia de temperatura conseguida y la máxima que se podría adquirir (que se corresponde a la  $T_{wb}$ ) o entre la diferencia entre humedades específicas obtenida y la máxima que se puede obtener.

Como consecuencia, la cantidad de agua evaporada será:

$$\dot{m}_{ev} = \dot{m}_a(\omega_{out} - \omega_{amb}) \quad (39)$$

Por tanto, tendremos el mismo sistema de ecuaciones que en la NDDCT, pero añadiendo la definición de la eficiencia del pre-enfriamiento. Ya que, las condiciones del aire a la entrada del intercambiador (punto 3) ahora no son conocidas. Es decir:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_{pc} = \frac{T_{amb} - T_{out}}{T_{amb} - T_{wb}} = \frac{\omega_{amb} - \omega_{out}}{\omega_{amb} - \omega_s} \\ \Delta p_{disp} = \Delta p_{perd} \\ \dot{Q}_w = \dot{Q}_a \\ \dot{Q}_w = \dot{Q}_{HE} \end{array} \right.$$

### 2.3.2.1 Condiciones y parámetros de diseño

Se empleará la misma torre que para la NDDCT (apartado 2.3.1.4), por tanto, la geometría tanto de la torre como del intercambiador es la misma. Además, el flujo másico de agua también se mantiene respecto la NDDCT.

Como nuevo dato a introducir se tiene la eficiencia del pre-enfriamiento. Se opta por un modelo de eficiencia constante, que se fija en un 50%. Este valor se ha establecido a partir de [33].

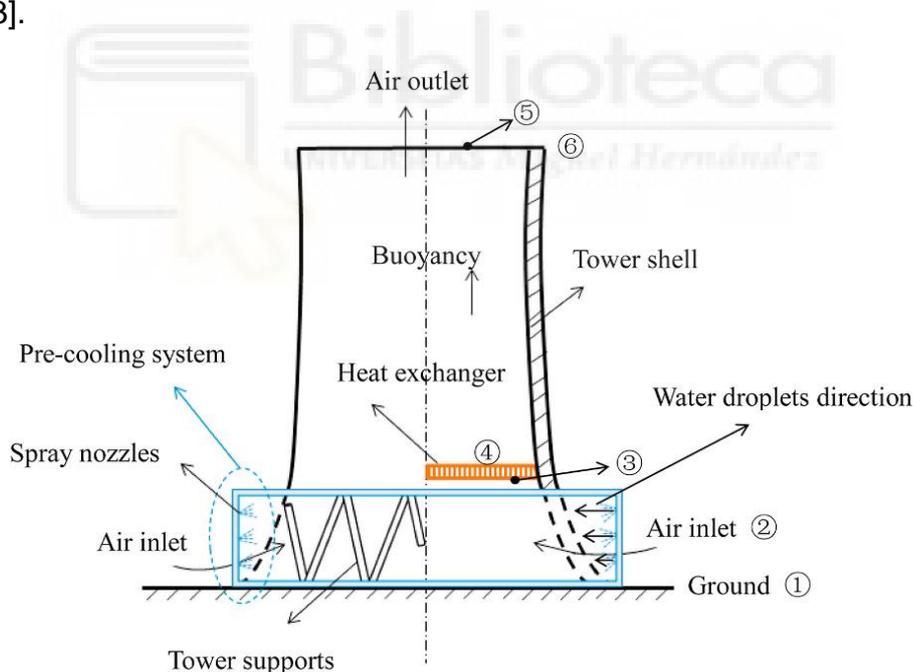


Ilustración 24: NDDCT pre-enfriada mediante spray

### 2.3.2.2 Acoplamiento a central termosolar

La Ilustración 25 muestra la disposición esquemática del acoplamiento de la torre seca pre-enfriada al condensador de la CPS. Como se puede observar, el circuito de agua entre la torre y el condensador de la CPS es exactamente igual que en la NDDCT. Así que, para emplear la NDDCT pre-enfriada como sistema de refrigeración de la CPS se

procede igual que en lo explicado en el punto 2.3.1.5. Más específicamente el sistema de ecuaciones a resolver es:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_w = \dot{Q}_a = \dot{Q}_{HE} = \dot{Q}_{cond} \\ \Delta p_{disp} = \Delta p_{perd} \\ ITD = T_{cond} - T_{wo} \\ \varepsilon_{pc} = \frac{T_{amb} - T_{out}}{T_{amb} - T_{wb}} = \frac{\omega_{amb} - \omega_{out}}{\omega_{amb} - \omega_s} \end{array} \right.$$

Donde las incógnitas son la temperatura del agua tanto a la entrada como a la salida, el flujo másico de aire, la temperatura del aire a la entrada y a la salida del intercambiador y la temperatura de condensación del fluido de trabajo de la central.

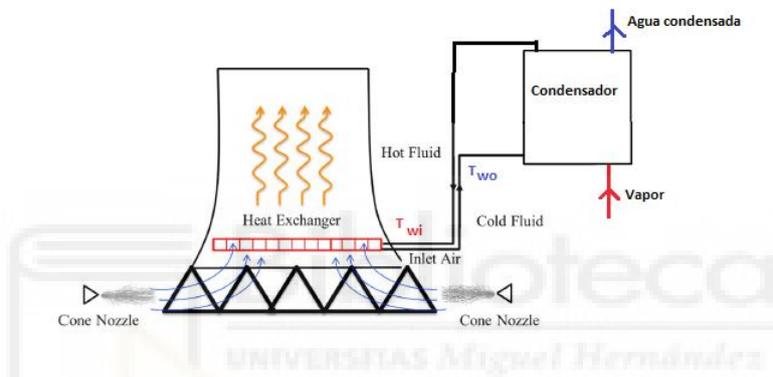


Ilustración 25: acoplamiento NDDCT pre enfriada a la central de potencia

En cuanto al consumo auxiliar del sistema de enfriamiento, en este caso ya no es despreciable. Porque además de la bomba para el circuito cerrado de agua, habrá una segunda bomba para poder atomizar el agua en el aire. Se considera una caída de presión de 200 m, un rendimiento de la bomba del 80% y que la densidad del agua es constante e igual a 1 kg L<sup>-1</sup>. Con ello se puede calcular el consumo de la bomba como:

$$\dot{W}_b = \frac{\Delta p \dot{m}_w / \rho}{\eta} \quad (40)$$

### 2.3.3 Aerocondensador (ACC)

Este sistema de enfriamiento consiste en un intercambiador de calor entre el aire y el vapor que condensa pasando a ser líquido (Ilustración 26). El aire es forzado a pasar por el intercambiador mediante el uso de ventiladores. El calor que cede el condensado se transfiere por convección al aire. Por tanto, la temperatura de condensación depende de la temperatura ambiente.

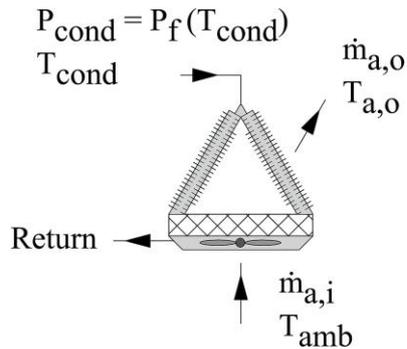


Ilustración 26: disposición esquemática del aerocondensador

Consecuentemente, en este caso se puede calcular directamente los parámetros de funcionamiento de la central, ya que se puede relacionar directamente la  $T_{cond}$  con la  $T_{amb}$  que es conocida mediante la ITD (Tabla 1). Y con ello usar las correlaciones descritas en 2.2 para obtener la tasa de disipación de calor en el condensador, la potencia bruta generada y la eficiencia del ciclo.

Además, en el modelo se calcula el flujo másico de aire que circula a través del intercambiador. Para ello se asumen las condiciones de diseño mostradas en la Tabla 9, que se corresponden con las del día más caluroso, 21 de julio, estableciendo un rango de 15 °C.

Temperatura ambiente diseño [°C]	37,4
Presión ambiente diseño [kPa]	94,8
Humedad relativa diseño [-]	0,2
$\Delta T_a$ diseño [°C]	15

Tabla 9: condiciones de diseño del aerocondensador

Mediante la ecuación  $\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p_a,34} (T_4 - T_3)$  (9), ya se puede calcular el flujo másico de aire porque la razón de calor absorbido por el aire debe coincidir con la tasa de disipación de calor en el condensador que es conocida. Esto es debido a que se debe cumplir el principio de conservación de la energía. Concretamente:

$$\left\{ \begin{array}{l} ITD = T_{cond} - T_{amb} \\ \dot{Q}_{cond} = 10^3 [223,686968325849000 (T_{cond} + 273,15) + 19411,3822443319] \\ \dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p_a} \Delta T_a \end{array} \right.$$

Flujo másico de aire [kg/s]	6207,4
Coefficiente de transferencia de calor total del intercambiador [KW/K]	7160,8

Tabla 10: condiciones de funcionamiento del aerocondensador

En la Tabla 10 se muestran los valores de diseño del ACC empleados.

En cuanto al consumo auxiliar del sistema de enfriamiento (Tabla 11), se cuenta con los ventiladores. El consumo de la ventilación se asume igual a la empleada en [31]:

Potencia empleada en ventilación [KW]	4066,8
Rendimiento del ventilador [-]	0,45

Tabla 11: características ventiladores aerocondensador

### 2.3.4 Aerocondensador pre-enfriado

Un condensador híbrido no es más que un aerocondensador, cuyo aire a la entrada del sistema ha sido enfriado previamente (Ilustración 27). Por tanto, se hace uso del mismo intercambiador de calor que en el sistema de enfriamiento anterior, el aerocondensador. Es decir, el intercambiador tendrá el mismo UA, ITD y el flujo másico del aire también coincidirá (Tabla 10). En conclusión, trabajará en el mismo punto de funcionamiento.

El enfriamiento del aire se consigue mediante el enfriamiento evaporativo. El funcionamiento de este sistema de preenfriamiento viene caracterizado por la eficiencia del enfriamiento,  $\epsilon$ , definida como en el espray del preenfriamiento del NDCCT  $\epsilon_{pc} =$

$$\frac{T_{amb} - T_{out}}{T_{amb} - T_{wb}} = \frac{\omega_{amb} - \omega_{out}}{\omega_{amb} - \omega_s} \quad (38).$$

También el consumo de agua puede estimarse como en la NDDCT pre-enfriada, ecuación  $\dot{m}_{ev} = \dot{m}_a(\omega_{out} - \omega_{amb})$  (39). En este estudio se ha decidido incluir dos tecnologías distintas para realizar el enfriamiento evaporativo. Por un lado, mediante un panel de refrigeración por evaporación, y por otro, la atomización del agua mediante espray.

#### 2.3.4.1 Panel de refrigeración por evaporación

Para enfriar el aire se le hace pasar por un panel de refrigeración por evaporación. Este es una almohadilla húmeda, de manera que, al circular el aire por él, el agua presente en el panel se evapora con energía cedida por el aire, que disminuye su temperatura. Así que la eficiencia del ciclo será mayor que respecto el sistema seco, por contra, habrá una caída de presión que hará que se necesite mayor potencia de ventilación para poder mantener el mismo punto de funcionamiento.

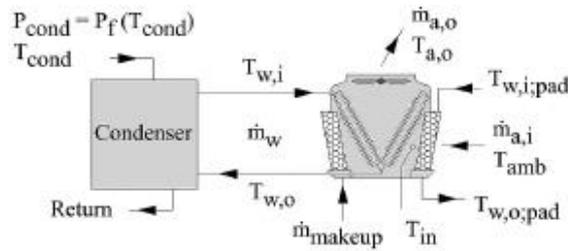


Ilustración 27: disposición esquemática del condensador híbrido

Según [31] la eficiencia del panel de refrigeración por evaporación puede ser modelizada como una función del coeficiente de convección de calor, las propiedades del flujo de aire y las características geométricas del panel como se muestra a continuación:

$$\varepsilon = 1 - e^{(-\beta\delta/v^2)} \quad (41)$$

Donde  $\delta$  es el espesor del panel,  $\alpha$  y  $\beta$  son constantes y  $v$  es la velocidad frontal del aire.

Para este estudio se emplea el mismo panel de refrigeración por evaporación que en [31], el modelo 7090-15 con un espesor de 0,2m de la empresa Munters (CELdek evaporative cooling pads). En dicho artículo se realizó un estudio de optimización para diferentes paneles, concluyendo que el panel escogido era el que ofrecía unas mejores prestaciones. En la Tabla 12 se muestra el valor de las constantes para el panel de refrigeración elegido.

Constantes	Valor
$\alpha$	0,26
$\beta$	13,2
k	17,84

Tabla 12: Valor de las constantes para el panel de refrigeración 7090-15 de espesor 0,2m

Además, la velocidad del aire se fija en 1 m/s. Con ello se obtiene una eficiencia del enfriamiento del 92,86%.

En cuanto al consumo auxiliar del sistema de enfriamiento, como se comentó, será mayor al del aerocondensador. La potencia consumida en este caso por el ventilador se calcula tomando como referencia la consumida por el aerocondensador (Tabla 11). En primer lugar, se calculan la pérdida de presión considerando que no hay panel, para a continuación, sumarle la pérdida de presión del panel. Con ello, ya se puede obtener el consumo real de la ventilación.

La caída de presión en el aerocondensador se calcula como:

$$\Delta p_{aero} = \frac{\dot{W}_{fan,aero}\eta}{\dot{m}_a/\rho} \quad (42)$$

La caída de presión en el panel puede expresarse en función de la velocidad del aire:

$$\Delta p_{cp} = kv^2 \quad (43)$$

Con lo que, la potencia consumida por los ventiladores en el sistema de enfriamiento híbrido será:

$$\dot{W}_{fan,hybrid} = \frac{(\Delta p_{aero} + \Delta p_{cp})\dot{m}_w/\rho}{\eta} \quad (44)$$

#### **2.3.4.2 Atomización del agua mediante spray**

Este sistema para pre-enfriar el aire tiene la ventaja respecto el panel de refrigeración que no tiene caída de presión extra, por tanto, el consumo de auxiliares será menor. Por el contrario, su eficiencia es menor.

La eficiencia del enfriamiento en este estudio se decide constante e igual al 60%.

En cuanto al consumo de auxiliares, a parte de la ventilación como en el aerocondensador (Tabla 11), se cuenta con una bomba para la atomización del agua en el aire. Se estiman las mismas pérdidas de presión, 200 m, que en el pre-enfriamiento de la NDDCT porque al fin y al cabo se está realizando lo mismo. La densidad del agua se asume constante e igual a 1 kg L<sup>-1</sup> y el rendimiento de la bomba del 80%. Con ello se

puede calcular la potencia consumida por la bomba mediante la ecuación  $\dot{W}_b = \frac{\Delta p \dot{m}_w/\rho}{\eta}$  (40).

#### **2.3.4.3 Acoplamiento a central termosolar para la generación de potencia**

Una vez conocida la eficiencia del enfriamiento ya se puede obtener la temperatura del aire a la entrada del condensador (T<sub>out</sub>), que a su vez se puede relacionar con la T<sub>cond</sub>. Por ende, se pueden usar las correlaciones descritas en 2.1 para calcular la tasa de disipación de calor en el condensador, la potencia bruta generada y la eficiencia del ciclo.

#### **2.3.5 Torre de refrigeración**

La torre de refrigeración húmeda de tiro forzado es uno de los sistemas convencionales de refrigeración. El principio de funcionamiento de este sistema de refrigeración es el enfriamiento evaporativo. Para ello se rocía el agua caliente en una corriente de aire, de manera que parte del agua es evaporada, disminuyendo el agua del circuito su

temperatura. Esto es debido a que para evaporarse el agua necesita energía que es cedida por el agua que no se evapora.

El funcionamiento de una torre de refrigeración húmeda viene caracterizado mediante el número de Merkel, Me. Este es un parámetro adimensional que mide la dificultad del proceso evaporativo. Asimismo, su valor no es constante para una torre de refrigeración en concreto, sino que varía con las condiciones de funcionamiento. No obstante, mediante experimentación se ha probado que la variación del Me con la ratio entre el flujo de agua y aire es una línea recta en coordenadas logarítmicas. En la Ilustración 28 se muestra la correlación del Me en función de la ratio entre el flujo de agua y aire, donde  $c$  y  $n$  son constantes características de cada torre de refrigeración.

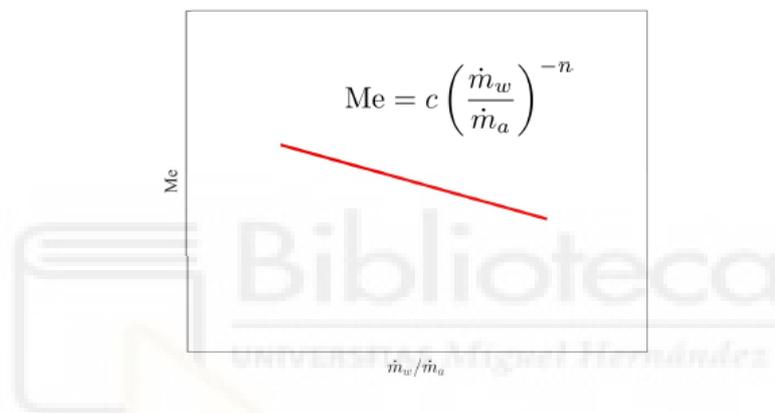


Ilustración 28: correlación del Me en función de la ratio entre el flujo másico de agua y aire

El número de Merkel se puede obtener mediante dos teorías distintas: la teoría de Merkel [34] y la de Poppe [35]. Para esta modelización se hará uso de la *teoría de Poppe* porque esta teoría predice la evolución de las propiedades del aire a través de la torre, y consecuentemente, permite calcular el agua evaporada. Además, en la teoría de Merkel se hacen varias suposiciones, por lo que la teoría de Poppe es más precisa.

Poppe y Rögner [35] derivaron las ecuaciones que gobiernan el proceso de enfriamiento evaporativo para dar una representación más detallada de la integración del número de Merkel en una región de transferencia a contraflujo.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dT_w} = \frac{c_{p_w} \dot{m}_w / \dot{m}_a (\omega_{s_w} - \omega)}{h_{s_w} - h + (Le_f - 1)[h_{s_w} - h - (\omega_{s_w} - \omega)h_v] - (\omega_{s_w} - \omega)c_{p_w}T_w} \\ \frac{dh}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w c_{p_w}}{\dot{m}_a} \left( 1 + \frac{(\omega_{s_w} - \omega)c_{p_w}T_w}{h_{s_w} - h + (Le_f - 1)[h_{s_w} - h - (\omega_{s_w} - \omega)h_v] - (\omega_{s_w} - \omega)c_{p_w}T_w} \right) \\ \frac{dMe_P}{dT_w} = \frac{c_{p_w}}{h_{s_w} - h + (Le_f - 1)[h_{s_w} - h - (\omega_{s_w} - \omega)h_v] - (\omega_{s_w} - \omega)c_{p_w}T_w} \end{array} \right. \quad (45)$$

Donde:  $h_{sw}$  y  $\omega_{sw}$  son la entalpía y humedad específica del aire saturado a la temperatura del agua respectivamente; y  $Le_f$  es el factor de Lewis. Este es un parámetro adimensional que da una indicación sobre las tasas relativas de transferencia de masa y calor en el proceso evaporativo.

Este conjunto de ecuaciones diferenciales es conocido como el modelo de Poppe. Se pueden resolver simultáneamente para obtener la humedad específica y entalpía del aire, la temperatura del agua, la ratio de flujo másico de agua y el número de Merkel calculado según la teoría de Poppe.

El sistema de ecuaciones diferenciales

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dT_w} = \frac{c_{p_w} \dot{m}_w / \dot{m}_a (\omega_{sw} - \omega)}{h_{sw} - h + (Le_f - 1)[h_{sw} - h - (\omega_{sw} - \omega)h_v] - (\omega_{sw} - \omega)c_{p_w}T_w} \\ \frac{dh}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w c_{p_w}}{\dot{m}_a} \left( 1 + \frac{(\omega_{sw} - \omega)c_{p_w}T_w}{h_{sw} - h + (Le_f - 1)[h_{sw} - h - (\omega_{sw} - \omega)h_v] - (\omega_{sw} - \omega)c_{p_w}T_w} \right) \\ \frac{dMe_p}{dT_w} = \frac{c_{p_w}}{h_{sw} - h + (Le_f - 1)[h_{sw} - h - (\omega_{sw} - \omega)h_v] - (\omega_{sw} - \omega)c_{p_w}T_w} \end{array} \right. \quad (45) \text{ es válido}$$

para aire no saturado y saturado. Si el aire está sobresaturado se deberá hacer uso del sistema mostrado en [32].

Para resolver este sistema de ecuaciones diferenciales hacemos uso del método de cuarto orden de Runge-Kutta. El problema con el que nos encontramos es que depende de las propiedades del aire a la salida, que no son conocidas. Porque, como se acaba de comentar, el conjunto de ecuaciones diferenciales a emplear es distinto dependiendo del estado del aire (saturado y no saturado o sobresaturado). Es por ello que se calcula presuponiendo que no está sobresaturado, y si luego lo está, se recalcula con el sistema de ecuaciones para ese caso.

En cuanto al gasto másico de agua consumida, es el gran inconveniente de este sistema de enfriamiento. Principalmente el consumo de agua se debe a la evaporación de esta en el aire, calculada mediante la ecuación  $\dot{m}_{ev} = \dot{m}_a (\omega_{out} - \omega_{amb})$  (39). Además, se cuenta con pérdidas por arrastre ( $D$ ) y purgado. Otras pérdidas como fugas o procesos de limpieza no se han tenido en cuenta.

Por una parte, las pérdidas por arrastre se refieren al total del flujo de agua que escapa de la torre. Se suelen expresar como la ratio entre el flujo másico de agua que se escapa ( $\dot{m}_d$ ) y el que recircula en la torre:

$$D = 100 \dot{m}_d / \dot{m}_w \quad (46)$$

Por otra parte, las pérdidas por purgado ( $\dot{m}_b$ ) hacen referencia a los restos de sólidos disueltos en el agua que recircula en la torre cuando el agua se evapora de la torre. Se pueden calcular considerando la concentración cíclica de la torre de refrigeración ( $C_c$ ). Analíticamente, se estiman mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{m}_{ev} + \dot{m}_d}{C_c - 1} \quad (47)$$

Consecuentemente, el consumo de agua total será la suma del gasto másico de agua evaporada ( $\dot{m}_{ev}$ ), del agua que se escapa ( $\dot{m}_d$ ) y de las pérdidas por purgado ( $\dot{m}_b$ ).

### 2.3.5.1 Condiciones de diseño

Como se ha comentado anteriormente el parámetro característico de una torre de refrigeración húmeda es el número de Merkel. En este estudio se han tomado como referencia las prestaciones de la torre de refrigeración saturada en el sistema combinado de disipación de calor para plantas CSP de la PSA (instalación CSP+D). Además, dicha ratio se establece en 1, ya que es un valor normal de funcionamiento. Por tanto, el Me será igual a la constante  $c$  de la correlación.

Asimismo, se diseña la torre para las condiciones más desfavorables, es decir, el día más caluroso, 21 de julio. Para el cual se establece que el rango máximo sea de 5°C, esto es la diferencia de temperatura del agua entre la entrada y la salida. La Tabla 13 muestra las condiciones y parámetros de diseño de la MDWCT empleada en el estudio.

$T_{amb}$ [°]	37,4
$p_{amb}$ [kPa]	94,8
$\phi_{amb}$ [-]	0,2
$\Delta T_w$ [°C]	5
$\dot{m}_w / \dot{m}_a$ [-]	1
$\dot{m}_w$ [kg/s]	4160,7
Me [-]	$1,617 \left( \dot{m}_w / \dot{m}_a \right)^{-0,804} = 1,617$

Tabla 13: condiciones y parámetros diseño y funcionamiento MDWCT

Para poder obtener el gasto másico de agua consumida necesitamos conocer la ratio de deriva ( $D$ ) y la concentración cíclica de la torre ( $C_c$ ). En este estudio se consideran los valores empleados en [31] (Tabla 14), ya que según dicho estudio son acordes a la realidad.

$D$ [%]	0,0005
$C_c$ [-]	6

Tabla 14: Valores de  $D$  y  $C_c$  para el cálculo del consumo de agua

### 2.3.5.2 Acoplamiento a central

Como se ha ido comentando en todos los sistemas de enfriamiento, la tasa de calor disipado en el condensador ( $\dot{Q}_{cond}$ ) debe ser el misma que la tasa de calor evacuada en la torre, para cumplir con el principio de conservación de la energía. Es decir, debe coincidir con la tasa de calor que absorbe el agua ( $\dot{Q}_w$ ), y que luego cede al aire.

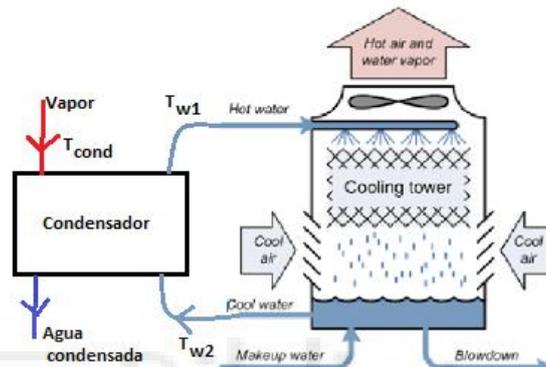


Ilustración 29: acoplamiento de la MDWCT a la central

En definitiva, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \dot{Q}_w = \dot{Q}_{cond} \\ ITD = T_{cond} - T_{wb} \\ Me = Me_p(T_{wo}, T_{wi}, T_{amb}, \phi_{amb}, \dot{m}_a, \dot{m}_w) \end{cases}$$

Donde para resolver el sistema de ecuaciones se debe hacer uso de la teoría de Poppe descrita anteriormente.

En primer lugar, se debe resolver para las condiciones de diseño (Tabla 13), siendo las incógnitas el flujo másico de aire y agua, las propiedades del aire a la salida y la temperatura del agua tanto a la entrada como a la salida (aunque relacionadas mediante el rango que es conocido). De esta manera se obtiene el flujo másico de agua y aire que circulará por la torre.

Finalmente, se resuelve para las 8760 h del año obteniendo el par de temperaturas de agua que dan el Me característico de la torre para las condiciones de diseño establecidas y cumplen con el principio de conservación de la energía.

En cuanto al consumo auxiliar del sistema de enfriamiento (Tabla 15), la MDWCT cuenta con los ventiladores para forzar el aire a pasar por la torre y una bomba para atomizar el agua circulada en el aire. La potencia demandada por cada componente se estima en:

$\dot{W}_{fan}$ [kW]	740
$\dot{W}_b$ [kW]	1020

Tabla 15: consumo auxiliar de la MDWCT

Para obtener la potencia de la bomba, se han estimado las pérdidas de presión en 20m, el rendimiento de la bomba se ha establecido en un 80% y se considera la densidad del agua constante e igual a 1 kg L<sup>-1</sup>.

## 2.4 VALIDACIÓN MODELOS MATEMÁTICOS EMPLEADOS EN ESTUDIO

En este apartado se va a verificar que la modelización de los sistemas de refrigeración descrita anteriormente se asemeja a la realidad. Para ello se comparan los resultados obtenidos con los publicados por otros autores.

### 2.4.1 NDDCT

Para validar el modelo de la NDDCT, los resultados pronosticados se comparan con los de otros estudios. Se debe observar una mínima diferencia entre los resultados obtenidos por este modelo y los bibliográficos.

En primer lugar, se comparan con el Ejemplo 7.3.1 de [32], donde se desarrolla para unas condiciones ambientales determinadas el cálculo manual del comportamiento de la torre seca de tiro natural que emplean. Como se puede observar en Tabla 16 la diferencia entre los resultados obtenidos por *Kloppers* y los de este estudio apenas difieren, error menor a un 1%.

RESULTADOS		Kloppers	Propios	Error
Flujo de calor (MW)	intercambiado en intercambiador	327.49	327.071	0.128%
	absorbido por aire	327.639	327.071	0.173%
	cedido por el agua	326.639	327.071	0.132%
Diferencia de presión (Pa)	disponible	103.07	103.861	0.768%
	Pérdidas	103.074	103.861	0.764%
flujo másico de aire (ks/s)		10285.151	10257.778	0.266%
Temperatura (°C)	salida del agua	43.59495	43.62590	0.071%
	salida del aire	47.09708	47.12647	0.062%

Tabla 16: comparación entre los resultados predichos con los bibliográficos en [32]

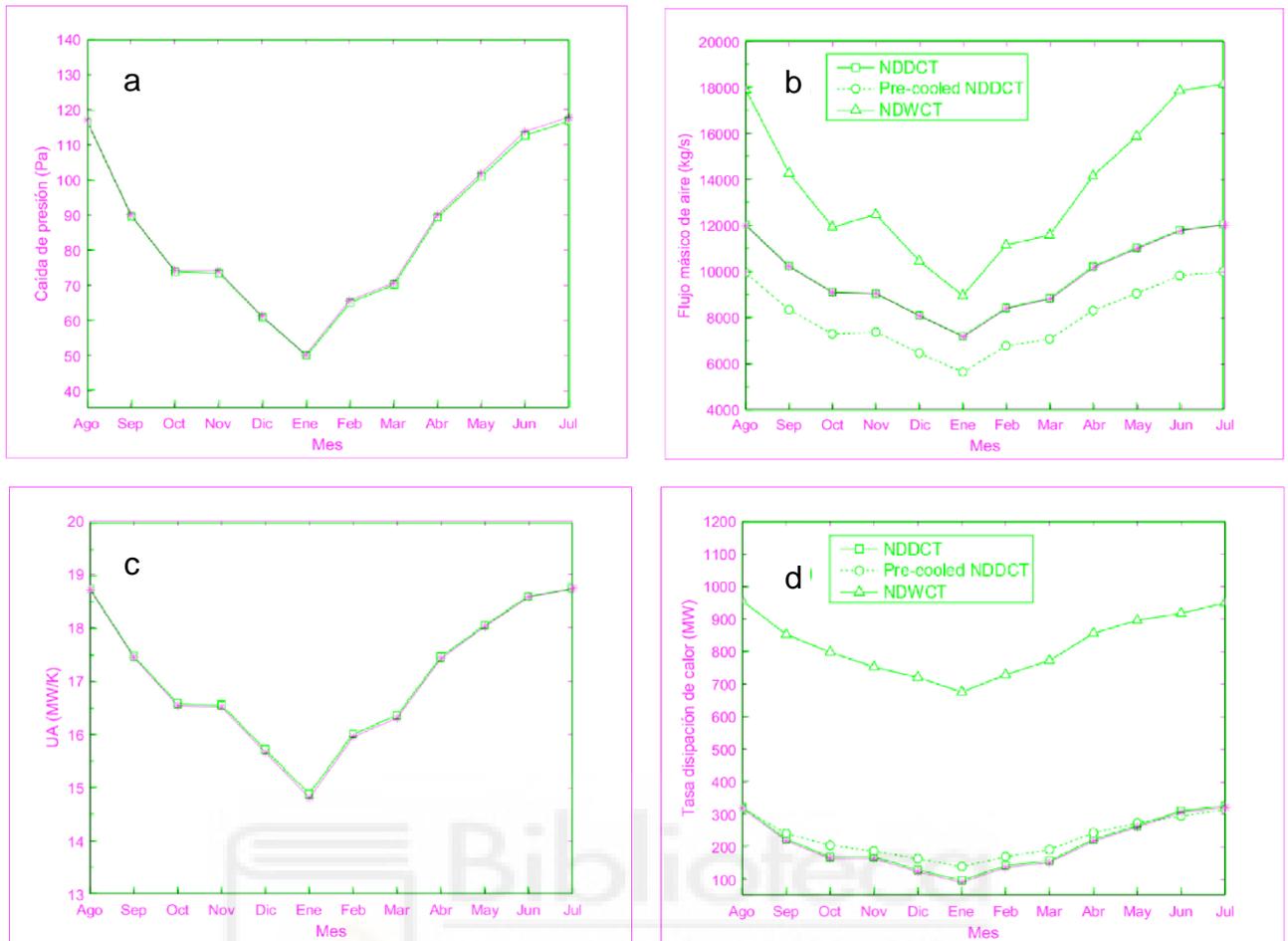


Ilustración 30: comparación entre los resultados predichos y los bibliográficos de [11] : (a) caída de presión, (b) flujo másico de aire, (c) UA, (d) razón disipación de calor

En segundo lugar, se comparan con [11], donde se evalúa el comportamiento de una NDDCT durante un año entero. En la Ilustración 30 se muestra la comparación entre ambos resultados para la caída de presión, el flujo másico de aire, el coeficiente de transmisión de calor total del intercambiador y la tasa de disipación de calor. Los puntos verdes se corresponden con los resultados de [11] y los rosas son los del presente modelo. Como se observa son prácticamente coincidentes.

Finalmente, se comparan con [33], que al igual que en el caso anterior evalúa el comportamiento de una NDDCT a lo largo de un año entero. La Ilustración 31 muestra la comparación entre los resultados obtenidos por Jiayu Miao et al y los predichos mediante el modelo empleado en este estudio. Se compara el flujo másico de aire (a), la tasa de disipación de calor (b) y la temperatura del agua (c).

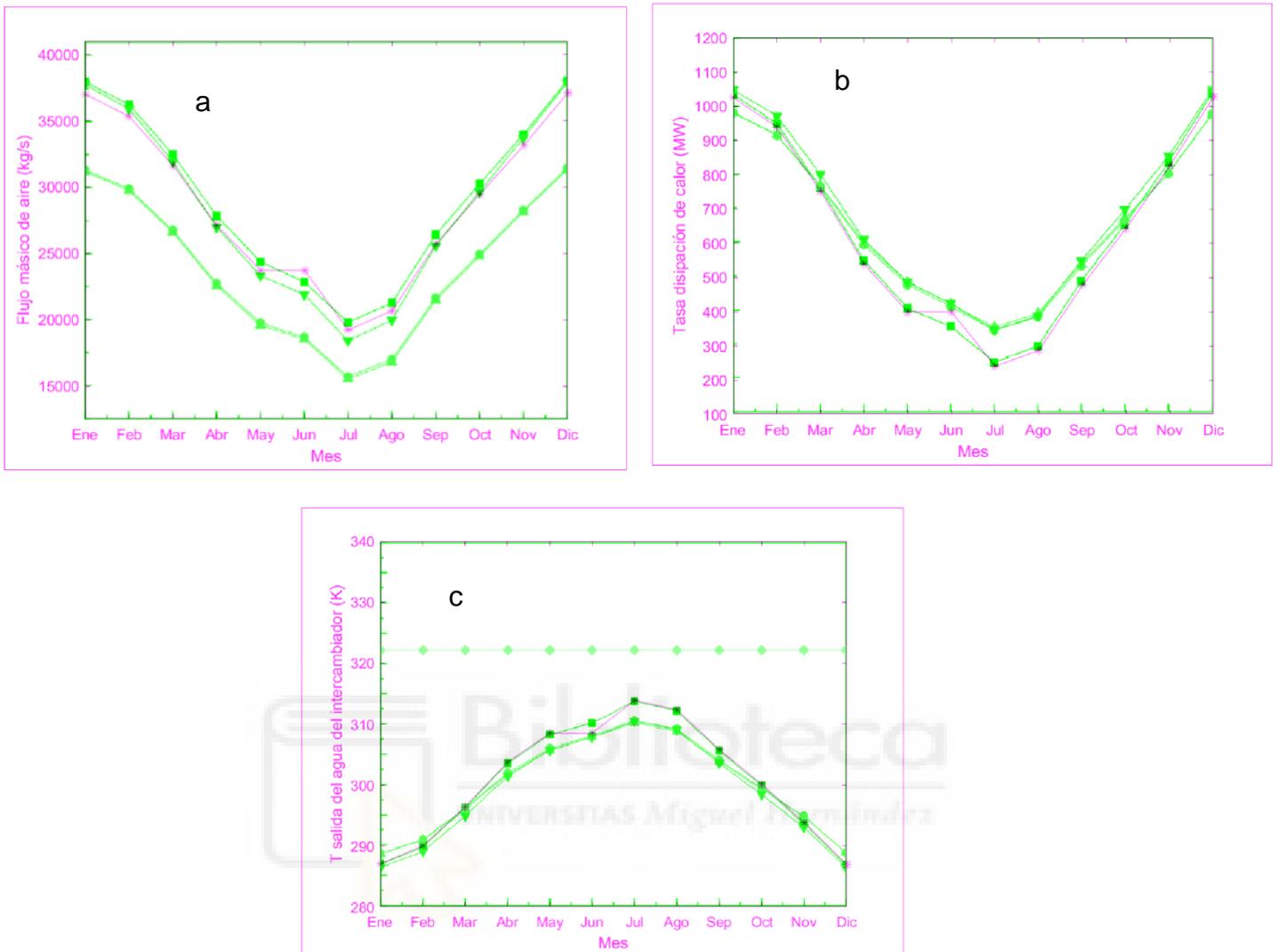


Ilustración 31: comparación entre los resultados predichos y los bibliográficos de [33]: (a) flujo másico de aire, (b) tasa disipación de calor, (c) temperatura del agua

## 2.4.2 Aerocondensador

Para este sistema de condensación, se emplea el modelado de [31]. En dicho estudio se validó, y por tanto se dan por correctos los valores obtenidos en este estudio.

Para corroborarlo, para las mismas condiciones ambientales ( $T_{amb}=7,5^{\circ}C$ ;  $\phi_{amb}=0,91$ ), en la Tabla 17 se muestra la comparativa entre los resultados obtenidos en la bibliografía y los predichos empleando la modelización descrita en este estudio. Como se puede observar, la diferencia entre ambos en ningún caso supera el 0,2%.

RESULTADOS	Bibliográficos	Propios	Error
$T_{cond}$ ( $^{\circ}C$ )	29.55	29.5	0.17%
$Q_{cond}$ (W)	87104000	87110243.21	0.01%
$W_{bruto}$ (W)	59000000	58992971.45	0.01%
$\eta_{ciclo}$ (-)	0.4038	0.4038	0.01%

$\eta_{\text{plant}} (-)$	0.376	0.3759	0.03%
---------------------------	-------	--------	-------

Tabla 17: comparación entre los resultados obtenidos en la bibliografía y los predichos



## 3 RESULTADOS

### 3.1 INTRODUCCIÓN

Como se ha ido comentando a lo largo de este trabajo, en este estudio se analiza comparativamente el funcionamiento de una NDDCT y una NDDCT pre-enfriada mediante spray acopladas a una CPS durante las 8760 h de un año para las condiciones ambientales de Granada. En la Ilustración 32 se muestran la temperatura y humedad anual para dicha localización geográfica. En cuanto a la presión, es de 94,8 kPa.

El objetivo de esta sección es mostrar y comentar las diferencias de las seis variables analizadas para cada sistema de refrigeración examinado. Por un lado, las variables de funcionamiento de la central termosolar consideradas en este estudio son: la temperatura de condensación, la potencia bruta generada, la eficiencia del ciclo, el consumo de agua, la potencia neta obtenida y la eficiencia de la planta. Por otro, los sistemas de refrigeración estudiados han sido, además de los convencionales: aerocondensador, condensador híbrido (enfriamiento evaporativo mediante spray o panel de refrigeración) y MDWCT, dos sistemas innovadores, como son, la NDDCT y la NDDCT pre-enfriada mediante spray.

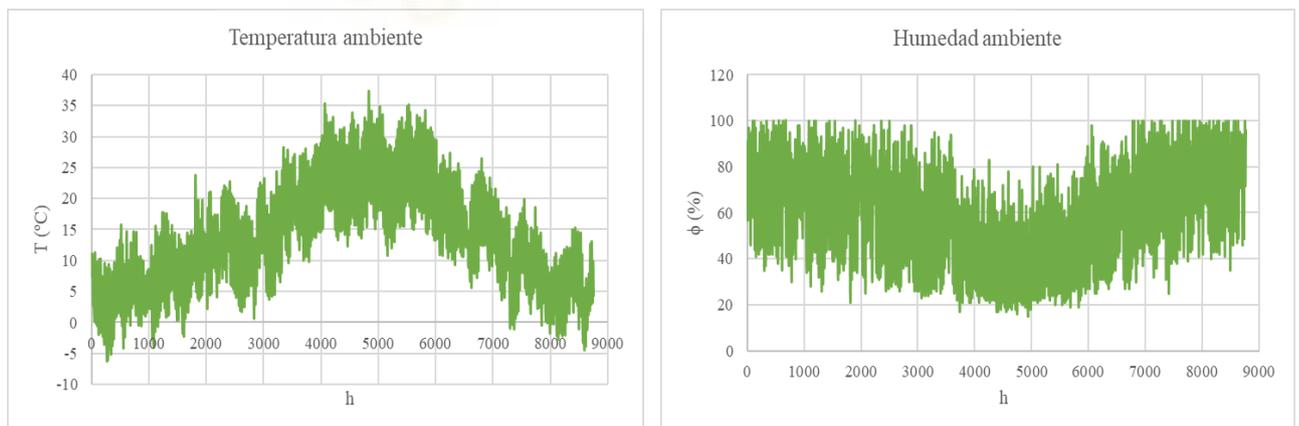


Ilustración 32: condiciones ambiente anuales de Granada: Temperatura (izquierda), Humedad relativa (derecha)

### 3.2 RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación, se mostrarán para cada sistema de enfriamiento acoplado a la CPS, los resultados obtenidos mensualmente para cada variable analizada. Hay que puntualizar, que se ha considerado que las horas de operación de la planta CPS son 7 h al día (de 10 a 17 h).

En la Tabla 18, Tabla 19, Tabla 20, Tabla 21, Tabla 22, Tabla 23 se muestran los valores obtenidos en la simulación para cada tecnología analizada y en la Tabla 24 la comparativa entre ellas. Los valores se presentan mensualmente, de forma que para la temperatura de condensación y las eficiencias se ponderan los resultados obtenidos para todas las horas del mes, mientras que para el resto de variables (potencia bruta y neta y flujo másico de agua consumido) estos resultados horarios se suman obteniendo el global del mes.

Mes	NDDCT					
	$T_{cond}$ (°C)	$W_{bruta}$ (kWh)	$\eta_{cycle}$ (-)	$W_{neta}$ (kWh)	$\eta_{planta}$ (-)	$m_w$ (m <sup>3</sup> )
Enero	30.56	14393815	0.402	14393815	0.402	0
Febrero	33.09	12870012	0.398	12870012	0.398	0
Marzo	36.25	14062385	0.393	14062385	0.393	0
Abril	38.35	13480130	0.390	13480130	0.390	0
Mayo	43.24	13641831	0.383	13641831	0.383	0
Junio	49.28	12860778	0.373	12860778	0.373	0
Julio	51.75	13131198	0.370	13131198	0.370	0
Agosto	51.09	13179675	0.371	13179675	0.371	0
Septiembre	46.13	13041002	0.378	13041002	0.378	0
Octubre	41.30	13759344	0.386	13759344	0.386	0
Noviembre	34.38	13704202	0.396	13704202	0.396	0
Diciembre	31.35	14365689	0.401	14365689	0.401	0

Tabla 18: resultados mensuales obtenidos de las variables analizadas para la NDDCT

Mes	NDDCT pre-enfriada					
	$T_{cond}$ (°C)	$W_{bruta}$ (kWh)	$\eta_{cycle}$ (-)	$W_{neta}$ (kWh)	$\eta_{planta}$ (-)	$m_w$ (m <sup>3</sup> )
Enero	29.96	14449788	0.403	14446843	0.403	4323.0
Febrero	32.26	12935090	0.400	12931779	0.399	4859.6
Marzo	35.26	14148367	0.395	14144085	0.395	6285.5
Abril	37.10	13583060	0.392	13578057	0.392	7343.7
Mayo	41.57	13777888	0.385	13771471	0.385	9419.0
Junio	46.78	13041641	0.377	13033476	0.377	11985.6
Julio	48.81	13348156	0.374	13338588	0.374	14044.4
Agosto	48.49	13375721	0.375	13366943	0.375	12885.3
Septiembre	44.32	13183050	0.381	13176438	0.381	9704.9
Octubre	40.16	13860884	0.387	13855943	0.387	7252.9
Noviembre	33.65	13772234	0.397	13768768	0.397	5086.5
Diciembre	30.83	14415657	0.402	14412998	0.402	3903.5

Tabla 19: resultados mensuales obtenidos de las variables analizadas para la NDDCT pre enfriada

Mes	aerocondensador					
	$T_{cond}$ (°C)	$W_{bruta}$ (kWh)	$\eta_{cycle}$ (-)	$W_{neta}$ (kWh)	$\eta_{planta}$ (-)	$m_w$ (m <sup>3</sup> )
Enero	26.05	14652581	0.409	13644015	0.381	0
Febrero	28.45	13110208	0.405	12199245	0.378	0

Marzo	31.46	14337692	0.401	13329126	0.373	0
Abril	33.46	13753121	0.398	12777089	0.370	0
Mayo	38.10	13938897	0.391	12930331	0.363	0
Junio	43.82	13166470	0.382	12190438	0.354	0
Julio	46.16	13455681	0.378	12447115	0.350	0
Agosto	45.54	13501516	0.379	12492949	0.351	0
Septiembre	40.83	13337012	0.386	12360980	0.359	0
Octubre	36.26	14050228	0.393	13041662	0.366	0
Noviembre	29.69	13965805	0.403	12989773	0.376	0
Diciembre	26.80	14625828	0.408	13617261	0.380	0

Tabla 20: resultados obtenidos de las variables analizadas para el aerocondensador

Mes	condensador pre-enfriado espray					
	$T_{cond}$ (°C)	$W_{bruta}$ (kWh)	$\eta_{cycle}$ (-)	$W_{neta}$ (kWh)	$\eta_{planta}$ (-)	$m_w$ (m <sup>3</sup> )
Enero	24.79	14764423	0.411	13752763	0.383	4545.8
Febrero	26.77	13238829	0.408	12324302	0.380	5237.2
Marzo	29.47	14506529	0.404	13493268	0.376	6897.1
Abril	30.98	13954591	0.402	12972951	0.374	8239.1
Mayo	34.81	14205213	0.396	13189198	0.368	10943.7
Junio	38.90	13524164	0.389	12538085	0.361	14762.1
Julio	40.33	13889005	0.387	12868266	0.359	17886.8
Agosto	40.39	13890241	0.387	12870730	0.359	16081.1
Septiembre	37.27	13615615	0.392	12631757	0.364	11498.7
Octubre	33.99	14248792	0.397	13234666	0.369	8170.5
Noviembre	28.19	14100207	0.406	13120440	0.378	5488.0
Diciembre	25.69	14726411	0.410	13715057	0.382	4095.2

Tabla 21: resultados mensuales obtenidos de las variables analizadas para el condensador pre-enfriado mediante espray

Mes	condensador pre-enfriado pad					
	$T_{cond}$ (°C)	$W_{bruta}$ (kWh)	$\eta_{cycle}$ (-)	$W_{neta}$ (kWh)	$\eta_{planta}$ (-)	$m_w$ (m <sup>3</sup> )
Enero	24.10	14825683	0.412	13765336	0.383	7036.2
Febrero	25.85	13309279	0.409	12351132	0.380	8108.1
Marzo	28.38	14599005	0.405	13537610	0.376	10680.3
Abril	29.62	14064942	0.404	13037379	0.374	12760.0
Mayo	33.01	14351082	0.398	13288359	0.369	16953.8
Junio	36.21	13720084	0.394	12690567	0.364	22876.4
Julio	37.14	14126350	0.392	13062017	0.363	27721.4
Agosto	37.58	14103158	0.391	13038978	0.362	24923.1
Septiembre	35.32	13768214	0.395	12739265	0.366	17817.3
Octubre	32.74	14357552	0.399	13295200	0.370	12656.9
Noviembre	27.36	14173823	0.407	13146968	0.378	8497.5
Diciembre	25.07	14781503	0.411	13721068	0.381	6339.1

Tabla 22: resultados mensuales obtenidos de las variables analizadas para el condensador pre-enfriado mediante panel refrigerativo

Mes	MDWCT					
	$T_{cond}$ (°C)	$W_{bruta}$ (kWh)	$\eta_{cycle}$ (-)	$W_{neta}$ (kWh)	$\eta_{planta}$ (-)	$m_w$ (m <sup>3</sup> )
Enero	16.96	15227311	0.423	14790831	0.411	26650.9
Febrero	18.65	13675323	0.420	13281083	0.408	26001.9
Marzo	21.15	15007412	0.417	14570932	0.405	31202.7
Abril	22.32	14464704	0.415	14042304	0.403	32420.2
Mayo	25.62	14771083	0.410	14334603	0.398	37699.6
Junio	28.62	14138426	0.405	13716026	0.393	42318.2
Julio	29.45	14566214	0.404	14129734	0.392	46907.5
Agosto	29.97	14537717	0.403	14101237	0.391	45235.9
Septiembre	27.90	14177150	0.406	13754750	0.394	38512.2
Octubre	25.47	14769495	0.410	14333015	0.398	34773.1
Noviembre	20.18	14565608	0.418	14143208	0.406	28567.1
Diciembre	17.94	15181792	0.421	14745312	0.409	26633.3

Tabla 23: resultados mensuales obtenidos de las variables analizadas para la MDWCT

Variable funcionamiento	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO					MDWCT
	NDDCT	NDDCT pre enfriada	aerocondensador	condensador hibrido pad	condensador hibrido espray	
$T_{cond}$ (°C)	40.56	39.10	35.55	31.03	32.63	23.69
$W_{bruta}$ (kWh)	162490062	163891535	165895040	170180674	168664018	175082234
$\eta_{ciclo}$ (-)	0.387	0.389	0.395	0.401	0.399	0.413
$W_{neta}$ (kWh)	162490062	163825389	154019984	157673881	156711484	169943034
$\eta_{planta}$ (-)	0.387	0.389	0.367	0.372	0.371	0.401
$m_w$ (m <sup>3</sup> )	0.0	97093.9	0.0	176370.2	113845.4	416922.6

Tabla 24: comparación anual de las variables analizadas para cada sistema de refrigeración

### 3.3 ANÁLISIS DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN, POTENCIA BRUTA GENERADA Y EFICIENCIA CICLO

La central termosolar *Andasol I* funciona mediante un ciclo Rankine convencional recalentado, donde el calor aportado al evaporador en vez de ser mediante la quema de combustible (caldera) se consigue con un concentrador solar.

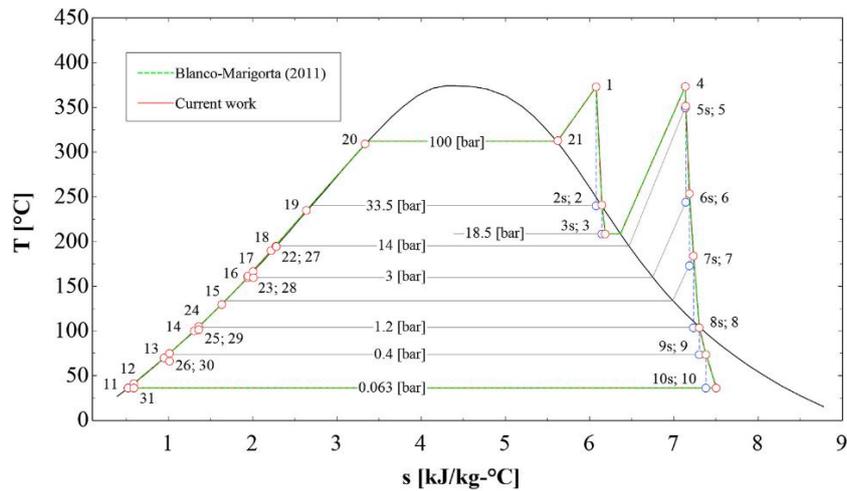


Ilustración 33: diagrama T-s del ciclo Rankine en la Andasol I [31]

En la Ilustración 33 se muestra el diagrama T-s del ciclo Rankine que se emplea en la planta *Andasol I*. El área encerrada por el ciclo representa la potencia generada y el punto 10 las condiciones de condensación. Por tanto, este punto es la variable influenciada por el sistema de refrigeración empleado. Por ende, si disminuye la temperatura de condensación, aumentará el área del ciclo, que conllevará a un aumento de la potencia bruta generada. Este efecto se puede observar en el diagrama T-s de la Ilustración 34.

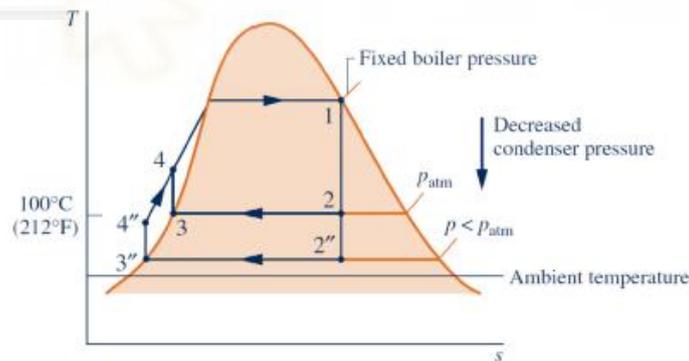


Ilustración 34: diagrama T-s de un ciclo Rankine simple para 2  $T_{cond}$  distintas

La eficiencia del ciclo se relaciona con la potencia bruta generada mediante la expresión

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{bruta}}{\dot{Q}_{in}} \quad (5), \text{ y de ella se deduce que si aumenta la potencia bruta también lo hará la eficiencia del ciclo. En resumen, si:}$$

$$\downarrow T_{cond} \rightarrow \uparrow A_{ciclo} \rightarrow \uparrow \dot{W}_{bruto} \rightarrow \uparrow \eta_{ciclo}$$

Una vez tenemos relacionadas las variables a analizar, vamos a estudiar cómo influye cada sistema de refrigeración en las condiciones de condensación.

En primer lugar, para que haya una transferencia de calor entre dos cuerpos debe haber una diferencia de temperatura entre ellos, y siempre ocurrirá del cuerpo más caliente al más frío. Consecuentemente, cuanto menor sea la temperatura del fluido que entra al condensador, más podrá disminuir la  $T_{cond}$ .

Por tanto, la primera apreciación que se puede hacer es que cuanto más caluroso sea el clima, más alta será la temperatura de condensación. De este modo, se deduce que la potencia bruta generada será menor para los meses de verano en comparación al invierno.

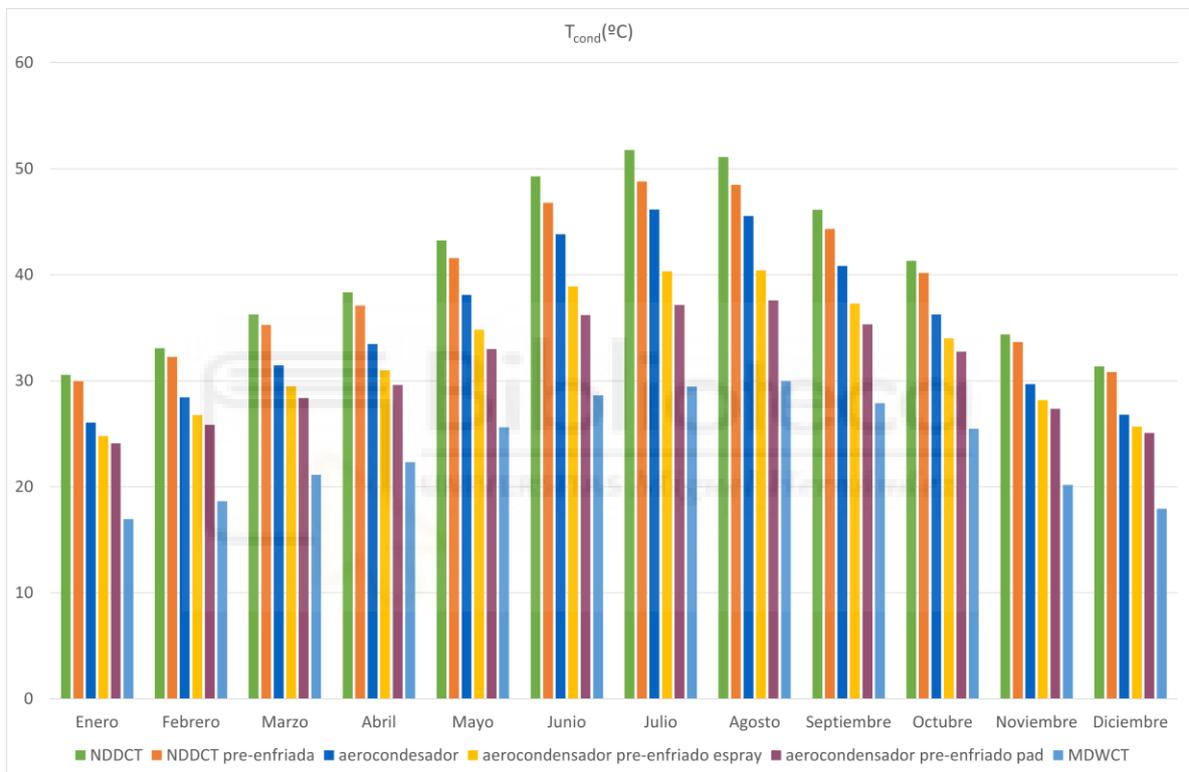


Ilustración 35: temperatura de condensación para cada sistema de enfriamiento

La Ilustración 35 muestra la temperatura de condensación mensual para cada sistema de refrigeración. Como se puede observar la NDDCT pre- enfriada tiene menor  $T_{cond}$  que la NDDCT. Esto se debe a que son la misma tecnología, con la diferencia de que a la primera el aire entra más frío gracias a un enfriamiento evaporativo realizado mediante atomizadores que rocían gotas de agua en el aire. Al tener menor temperatura el aire, el agua también saldrá de la torre a menor temperatura, y, por tanto, entrará al condensador con una temperatura más baja. Esto mismo ocurre entre los aerocondensadores pre-enfriados y el aerocondensador. Hay que puntualizar que la eficiencia del enfriamiento evaporativo depende de las propiedades psicométricas del aire. Esto es debido a que el aire se enfría por la evaporación del agua, pero este tiene una capacidad limitada de

absorción de agua. Es un proceso isentálpico que tiene como límite la temperatura de bulbo húmedo del aire, para la cual la humedad relativa del aire es del 100%. La Ilustración 12 muestra en un diagrama psicrométrico dicho proceso. Es por ello que se conseguirá disminuir en mayor medida la temperatura del aire, y por consiguiente la del agua y la de condensación, para condiciones ambientes secas (baja humedad relativa del aire) y calurosas (alta temperatura de bulbo seco del aire), que coincide con los meses de verano en Granada.

Entre el ACC pre-enfriado mediante espray y mediante panel de refrigeración por evaporación, tiene menor  $T_{\text{cond}}$  el segundo porque la eficiencia del enfriamiento es mayor. En otras palabras, se consigue reducir más la temperatura del aire de entrada.

Comparando la torre de refrigeración seca con la húmeda es evidente que esta última tendrá una menor temperatura de condensación. Esto se debe a que en la torre seca los dos fluidos no entran en contacto, teniendo lugar el intercambio de calor a través de una superficie que separa el fluido de trabajo del aire ambiente, por ello la transferencia de calor es por convección. Mientras que en una torre húmeda ambos fluidos entran en contacto, al ser rociada el agua en el aire, por ello opera sobre el principio de enfriamiento evaporativo. La transferencia de calor ocurre en el relleno de la torre donde ambos fluidos entran en contacto. Además, para evaporarse el agua toma la energía del resto de agua circundante, hecho que hace que disminuya más la temperatura del agua circulada. Como resultado la torre húmeda disminuye la temperatura hasta valores cercanos a la temperatura de bulbo húmedo del aire.

Entre el aerocondensador y la torre de refrigeración seca quien tiene menor temperatura de condensación es el primero. La razón de ello es que, aunque el mecanismo de transferencia de calor en ambos casos es por convección, para el aerocondensador la transferencia de calor es directa. Es decir, el calor es directamente evacuado del sistema por el aire. Mientras que para la torre seca el vapor cede el calor al agua del circuito que en la torre lo transferirá al aire. Así pues, para que en la torre haya transferencia de calor con el agua, esta debe tener una mayor temperatura que el aire. Y como las condiciones ambientes son las mismas, se deduce que la temperatura del aire que entra en el condensador será menor que la del agua en el caso de la torre seca. Además, puntualizar que en la NDDCT el flujo másico de aire es de tiro natural, y por tanto, depende de las condiciones ambientales.

Finalmente, la menor temperatura de condensación se da con la torre de refrigeración húmeda porque para este sistema de refrigeración la temperatura del agua de entrada al condensador estará entre la de bulbo húmedo y seco del aire. En tanto que la del aerocondensador siempre es la de bulbo seco, que es mayor a la de bulbo húmedo.

Resumiendo, ordenando de menor a mayor  $T_{cond}$ , o de mayor a menor  $\dot{W}_{bruto}$  o  $\eta_{ciclo}$  los distintos sistemas de refrigeración analizados tenemos: MDWCT, aerocondensador pre-enfriado mediante panel refrigerativo, aerocondensador pre-enfriado mediante espray, aerocondensador, NDDCT pre enfriada y NDDCT. En la Ilustración 36, Ilustración 37 se muestra para cada sistema de refrigeración la potencia bruta generada mensualmente y la eficiencia mensual del ciclo respectivamente.

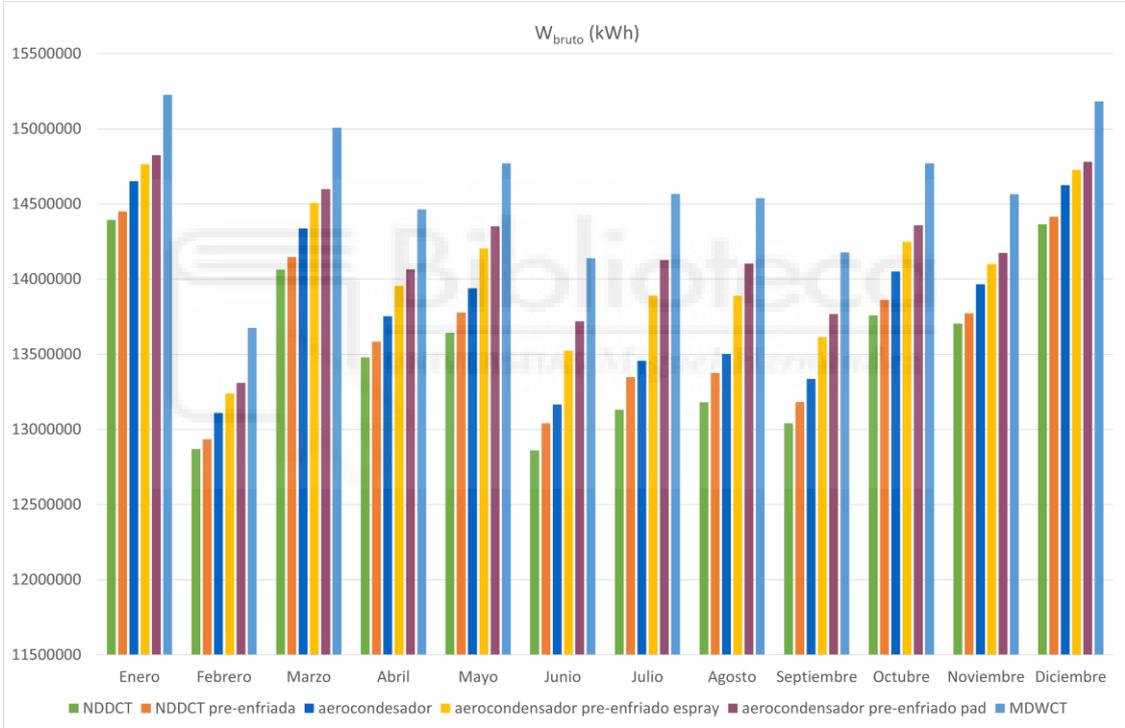


Ilustración 36: potencia bruta generada para cada sistema de enfriamiento

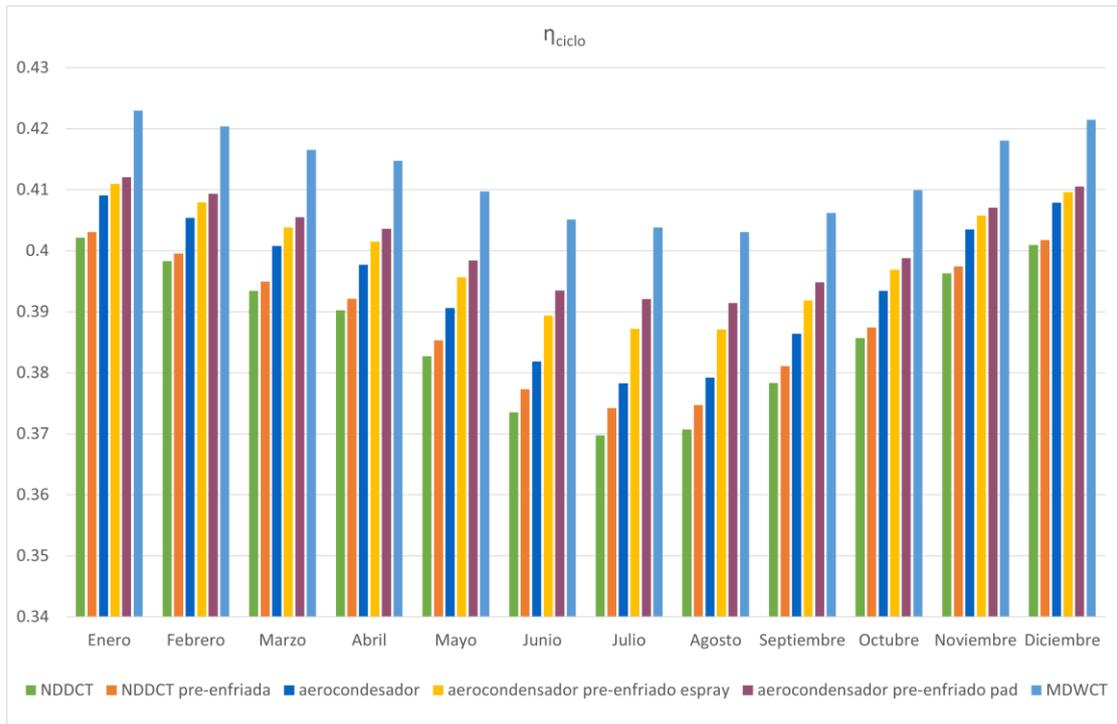


Ilustración 37: eficiencia del ciclo para cada sistema de enfriamiento

### 3.3.1 Diagrama T-s planta CPS

En la Ilustración 38 se muestra el Diagrama T-s del ciclo Rankine de la planta Andasol I con un aerocondensador como sistema de condensación para las condiciones ambientales del 1 de enero ( $T_{amb}=7,5\text{ °C}$  y  $\phi_{amb}=91\%$ ). Como se ha comentado anteriormente, los puntos 10 y 11 son la entrada y salida del condensador para el fluido de trabajo respectivamente. Las condiciones en el condensador dependen del sistema de refrigeración. En la Ilustración 39 se muestra el punto 10 en un Diagrama T-s para los distintos sistemas de enfriamiento para las condiciones ambientales más desfavorables ( $T_{amb}=37,4\text{ °C}$  y  $\phi_{amb}=20\%$ ). De él se puede deducir todo lo mencionado anteriormente: la torre de refrigeración generará una mayor potencia bruta al tener una menor presión en el condensador (mayor área encerrada), por el contrario, la torre seca será la que genere una menor potencia (su presión en el condensador es la mayor).

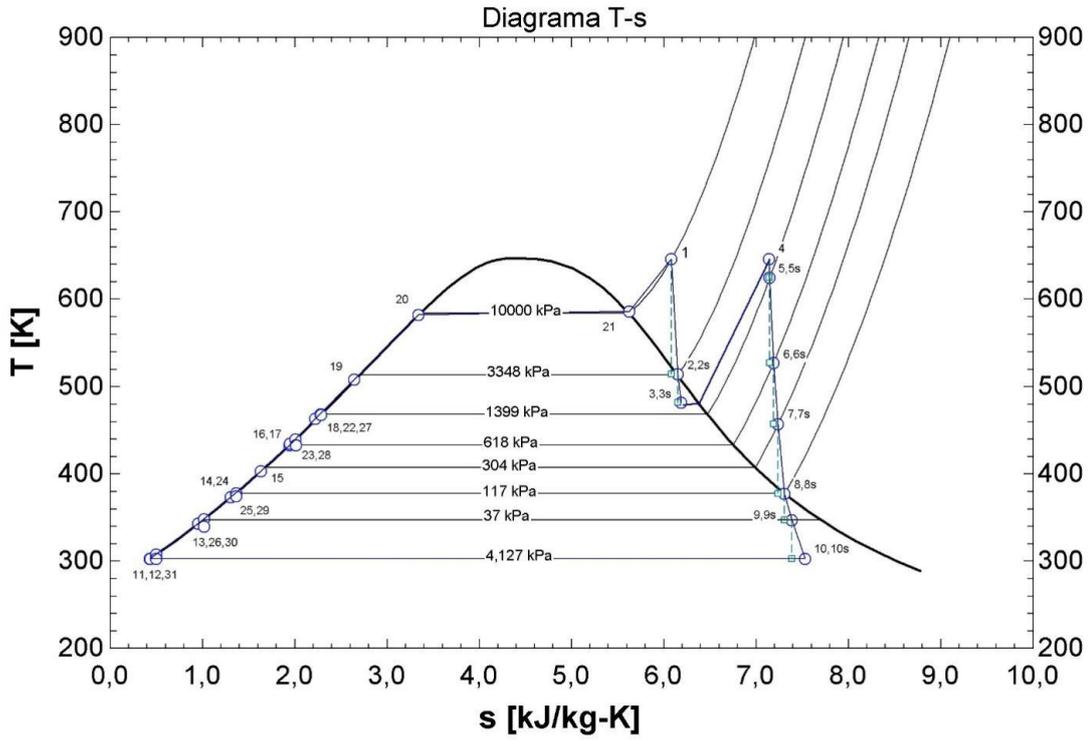


Ilustración 38: Diagrama T-s del ciclo Rankine de la central Andasol I con un ACC como sistema de condensación

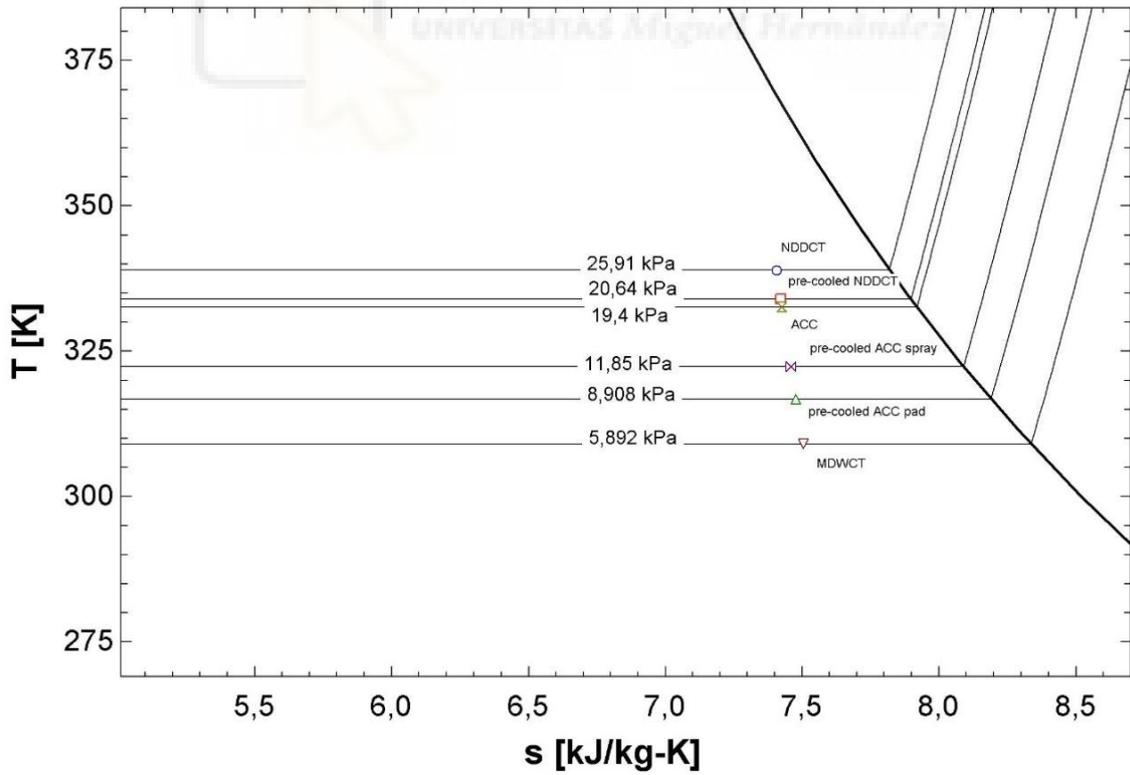


Ilustración 39: punto 10 del ciclo Rankine para los distintos sistemas de refrigeración el 21 de julio

### 3.4 ANÁLISIS POTENCIA NETA OBTENIDA Y EFICIENCIA PLANTA

Respecto al consumo de los elementos auxiliares de la planta, es decir del sistema de refrigeración, según cada tecnología de enfriamiento, puede constar de las bombas de recirculación del agua, los ventiladores para mover el aire y/o las bombas para la atomización del agua en el aire (enfriamiento evaporativo).

Hay que puntualizar que el consumo de los ventiladores será mucho mayor que el de las bombas. Esta diferencia es debida al hecho de que el calor específico del agua es mayor al del aire, y, por tanto, se necesita más flujo másico de aire para disipar el calor. Consecuentemente, los ventiladores deberán trasegar más cantidad que aire que las bombas agua. De hecho, el consumo de las bombas para la recirculación del agua se ha considerado nulo porque no es significativo comparado con la potencia bruta generada, ya que las pérdidas de presión en el circuito son mínimas.

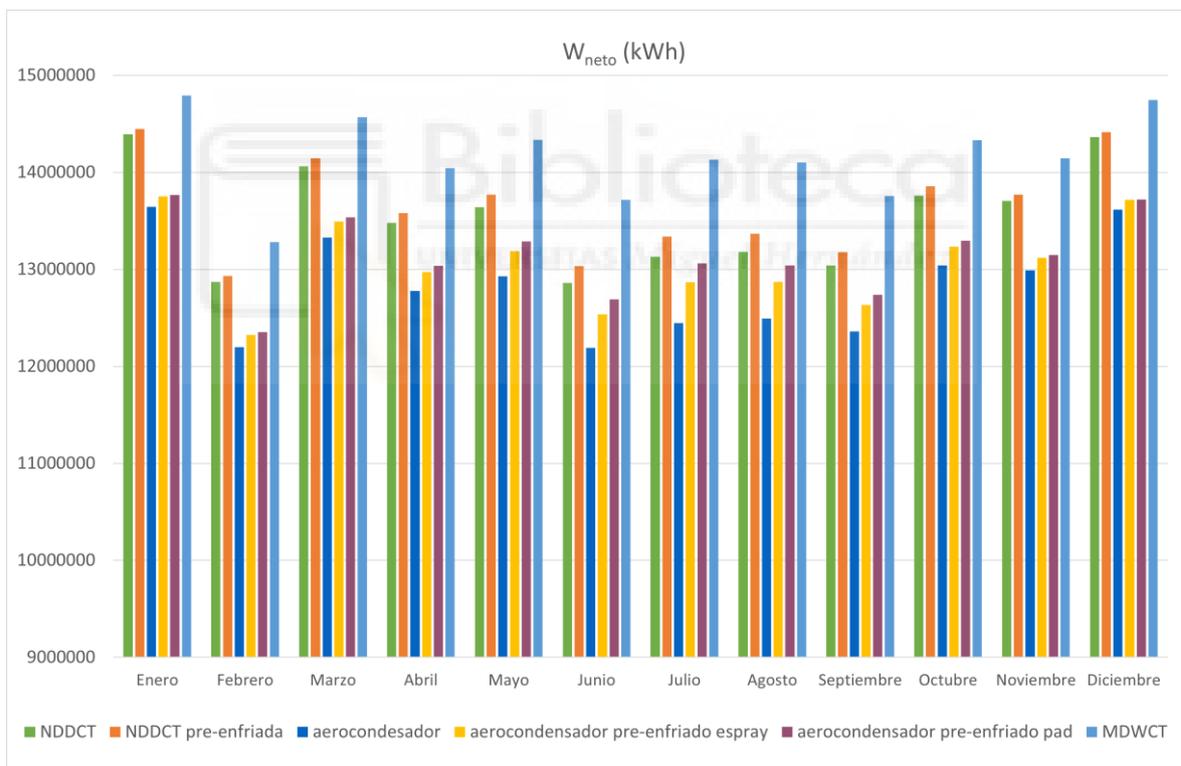


Ilustración 40: potencia neta obtenida para cada sistema de enfriamiento

La potencia neta es la diferencia entre la potencia bruta y el consumo de los elementos auxiliares. La Ilustración 40 muestra los resultados obtenidos para la potencia neta mensual para cada sistema de refrigeración, en tanto que la Ilustración 41 presenta la comparativa entre la potencia neta y bruta anual para cada sistema de refrigeración.

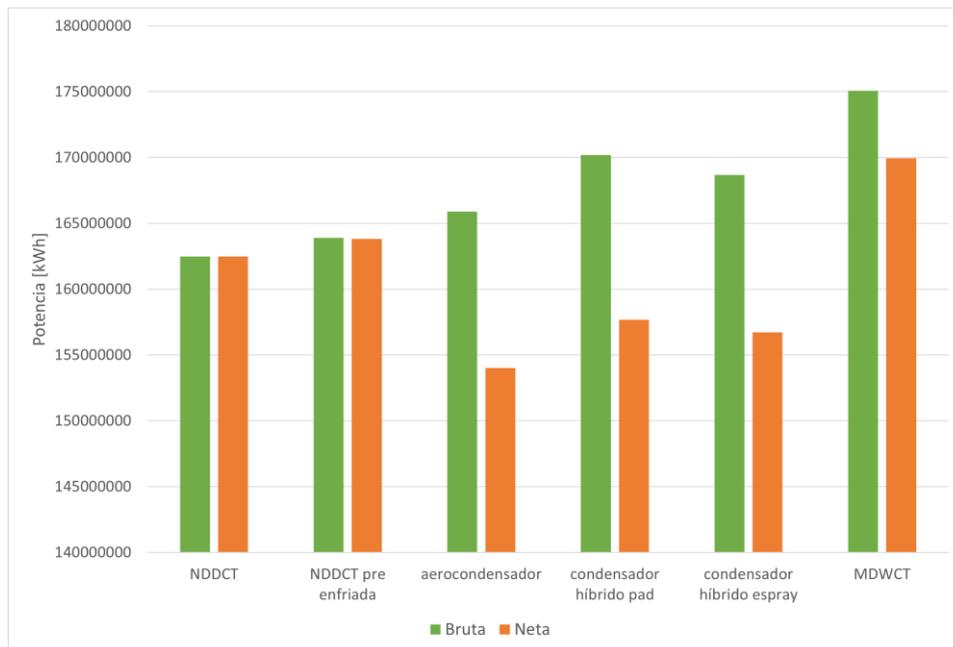


Ilustración 41: comparativa entre la potencia bruta y la neta anual para cada sistema de refrigeración

En cuanto a las torres de refrigeración secas, la NDDCT tan solo cuenta con la bomba para recircular el agua, que como se ha comentado anteriormente, se ha decidido despreciar. Es por ello que la potencia bruta coincide con la neta. Al incluir el enfriamiento evaporativo del aire, la NDDCT pre-enfriada ya no tendrá un consumo de auxiliares nulo, porque cuenta con las bombas para la atomización del agua. Aunque, al ser las pérdidas de presión pequeñas (flujo másico de agua muy bajo), la potencia neta difiere de la bruta en tan solo un 0,04%. Es decir, es prácticamente igual. Por consiguiente, como la potencia bruta es mayor que para la NDDCT, la potencia neta de la NDDCT pre-enfriada también lo será.

Respecto a la torre de refrigeración húmeda, la diferencia entre la potencia neta y bruta ya empieza a ser significativa, del 2,94%. El motivo principal de esta desigualdad es la bomba para rociar el agua en el aire, que al tener que atomizar una cantidad de agua bastante mayor que para el pre-enfriamiento de la NDDCT se vuelve notable. A esta se le debe sumar el consumo de la ventilación para forzar al aire a circular por la torre. Aún así, como la potencia bruta era mucho mayor que para el resto de sistemas de refrigeración, la neta lo seguirá siendo también.

Acerca de los aerocondensadores, son los que más diferencia entre potencia bruta y neta sufren, ya que son los sistemas que más flujo másico de aire mueven. Por esa razón, pese a generar una mayor potencia bruta, la potencia neta obtenida será inferior a las torres de refrigeración secas. En concreto estamos hablando de una diferencia del

7,16% para el aerocondensador, del 7,35% para el condensador híbrido con panel refrigerativo por evaporación y del 7,09% para el condensador híbrido por espray. En el segundo caso, el consumo por ventilación se ve incrementado al tener que pasar el aire por el panel refrigerativo. Al cruzar el panel el aire experimenta una gran caída de presión, que debe ser compensada para mantener el mismo punto de trabajo. En el tercer caso al ser el agua rociada, el aire no sufre una caída de presión, por tanto, el consumo por ventilación se mantiene respecto el aerocondensador. Eso sí, existirá un consumo de las bombas para atomizar el agua, pero como en el caso de la NDDCT pre-enfriada, como el flujo másico de agua es tan pequeño apenas es notable. Aun así, estos consumos de potencia auxiliar mencionados son pequeños en comparación con la ventilación del aerocondensador, manteniéndose así una mayor potencia neta para los sistemas híbridos respecto al aerocondensador. Además, entre los dos sistemas híbridos se ve reducida la diferencia entre las potencias netas respecto a las brutas, debido al menor consumo de elementos auxiliares del híbrido por atomización del agua.

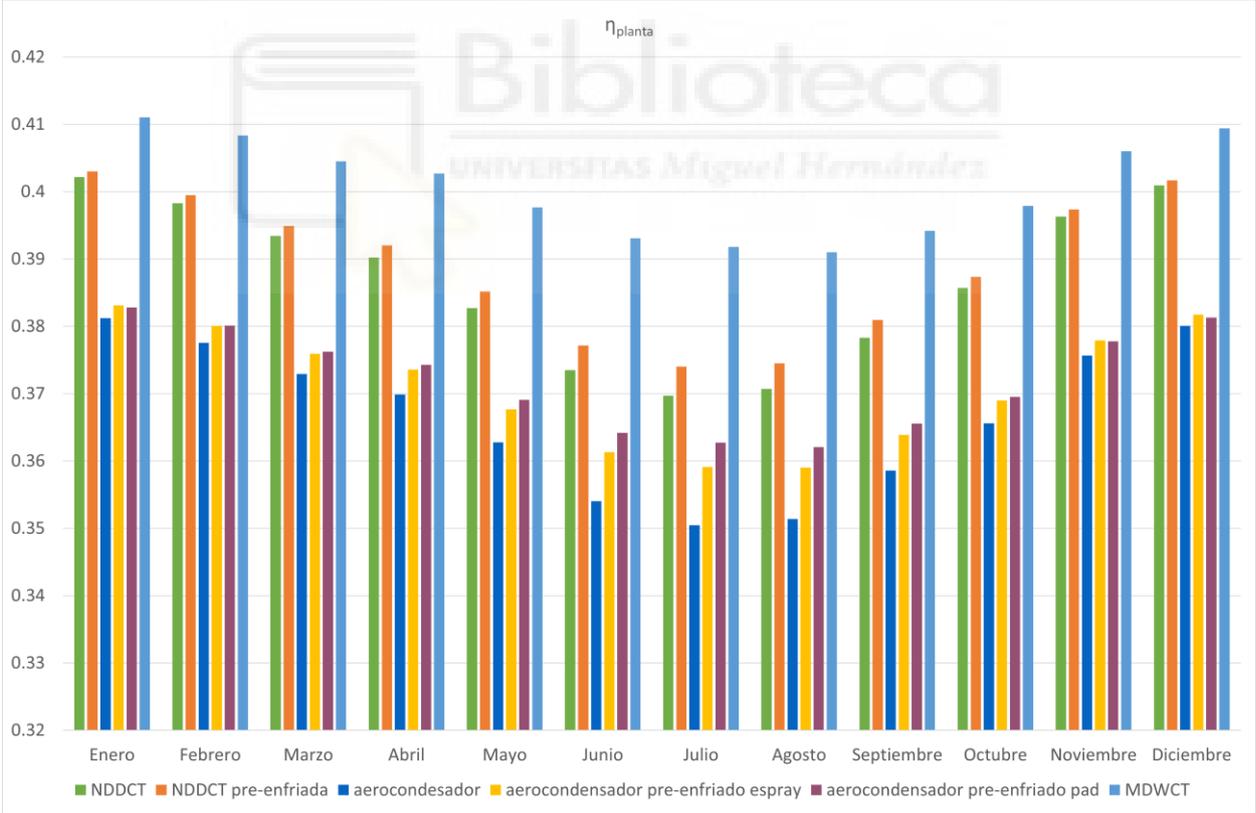


Ilustración 42: eficiencia de la planta para cada sistema de enfriamiento

Finalmente, la eficiencia de la planta se relaciona con la potencia neta mediante la expresión  $\eta_{planta} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{in}} = \eta_{ciclo} \left( \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{W}_{bruta}} \right)$  (6), de la que se

deduce que si aumenta la potencia neta también lo hará la eficiencia de la planta:

$$\uparrow \dot{W}_{neta} \rightarrow \uparrow \eta_{planta}$$

En la Ilustración 42 se muestra la eficiencia de la planta mensual para cada sistema de enfriamiento.

En resumen, ordenando de mayor a menor eficiencia de la planta o potencia neta obtenida los sistemas de refrigeración analizados: MDWCT, NDDCT pre-enfriada, NDDCT, condensador híbrido con panel refrigerativo por evaporización, condensador híbrido por spray y aerocondensador. Cabe destacar que las torres secas, pese a tener peor rendimiento del ciclo que los aerocondensadores, al tener un consumo de elementos auxiliares prácticamente nulo, su rendimiento en el conjunto de la planta es mayor.

### 3.5 ANÁLISIS CONSUMO DE AGUA

El agua es un bien preciado, y más ahora con el cambio climático que se están dando épocas de grandes sequías, o simplemente en zonas áridas donde el acceso al agua es limitado. Puede ser que para según qué circunstancias un menor consumo de agua llegue a ser más conveniente que a lo mejor un mayor rendimiento.

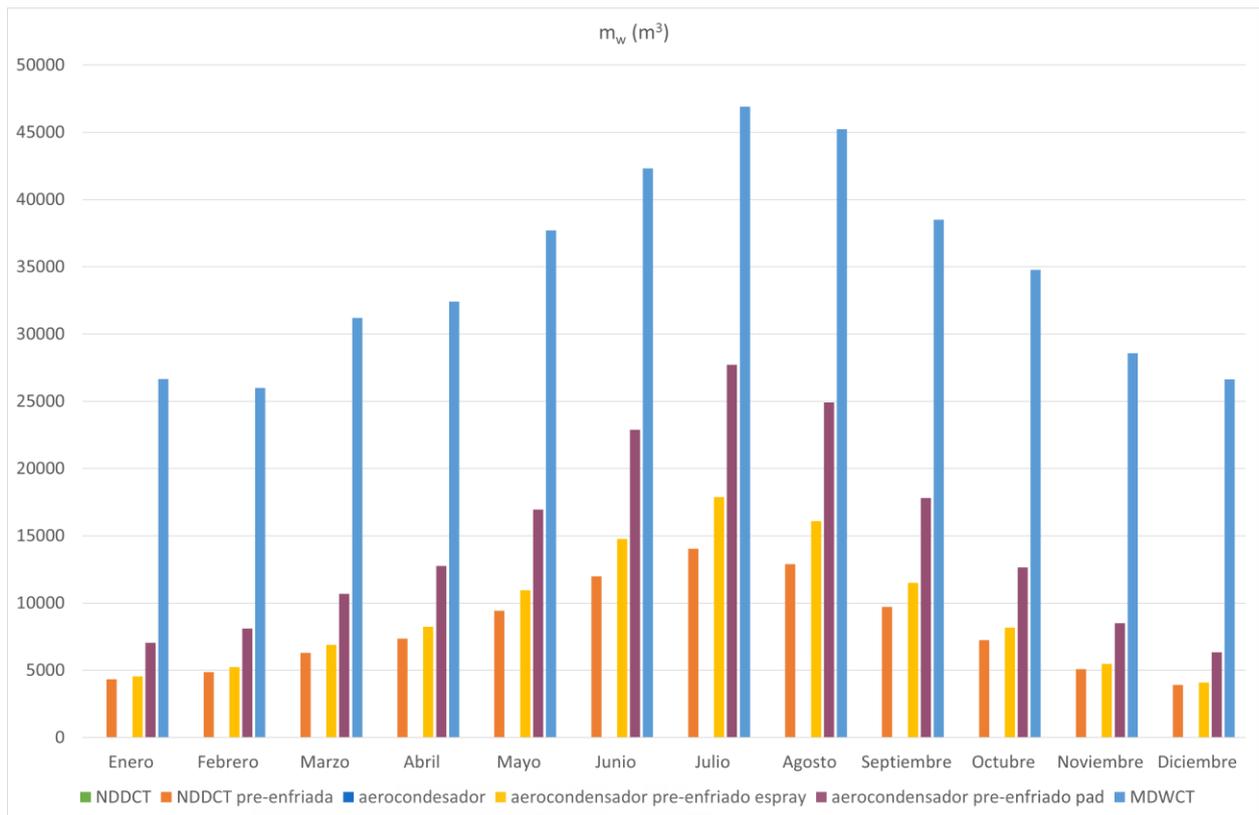


Ilustración 43: consumo de agua mensual para cada sistema de refrigeración

La Ilustración 43 muestra el consumo anual para cada sistema de refrigeración. Como es lógico, los sistemas secos (NDDCT y ACC) no tienen ningún consumo de agua. Al acoplarles a estos sistemas un enfriamiento evaporativo del aire de entrada, los sistemas híbridos (NDDCT pre-enfriada y aerocondensador pre-enfriado) tendrán un gasto de agua. Aunque en ningún caso comparable con la torre de refrigeración húmeda porque esta basa la disipación del calor en el enfriamiento evaporativo. Mientras que las otras tecnologías buscan una mejor eficiencia respecto su sistema convencional al bajar unos grados la temperatura del aire de entrada, pero la disipación de calor sigue siendo por convección.

También se aprecia que el consumo de agua en los meses de verano (más secos y calurosos) es mucho mayor. Esto se debe a que el aire es capaz de evaporar mucha más agua porque hay mayor depresión de bulbo húmedo.

Como se ha comentado, el análisis del consumo de agua viene influenciado por la energía que se obtiene con ello. La Ilustración 44 muestra el consumo de agua en relación con la energía obtenida.

Por un lado, la torre húmeda, como es de esperar, es la que mayor consumo de agua tiene por unidad de energía, con una diferencia de más del 50% respecto a la que le sigue. Esto puede hacer que, para zonas con escasez de agua, sea un sistema de refrigeración que no se deba instalar, pese a su mayor eficiencia.

Por otro lado, para mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración secos se recurre a un enfriamiento evaporativo del aire a la entrada. El consumo de agua estará asociado a la cantidad de agua evaporada. Cuanta mayor eficiencia del enfriamiento, mayor será la cantidad de agua evaporada. Es por ello que el condensador híbrido con panel refrigerativo tiene un consumo de agua mayor que mediante espray, exactamente del 35% respecto una unidad de energía. Como la diferencia de potencia neta obtenida no es tan significativa, probablemente sea más conveniente instalar el sistema de pre-enfriamiento por espray en vez del panel refrigerativo.

Entre los dos sistemas híbridos (torre y aerocondensador), como el flujo másico de aire a enfriar es mucho mayor en el caso del ACC, también lo será el flujo de agua evaporada.



Ilustración 44: consumo de agua anual en relación con la energía obtenida para los sistemas de refrigeración

Finalmente, hay que incidir en que la eficiencia del enfriamiento depende de las condiciones ambientales. Por tanto, resultaría conveniente estudiar para qué situaciones es rentable hacer uso del agua para aumentar la potencia producida y para cuáles no porque no se consigue una mejora significativa.

### 3.6 CONCLUSIONES

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

- La torre de refrigeración es, con diferencia, la que mayor eficiencia tiene (7,78% mayor la potencia neta generada respecto el aerocondensador pre-enfriado). Pero debido a su gran consumo de agua (416922,6 m<sup>3</sup> anuales), no es una opción viable para regiones áridas (con escasez de agua).
- Comparando los sistemas secos, se concluye que la torre seca es mejor opción que el aerocondensador porque se obtiene una mayor potencia neta (un 5,5% más), pese a que la potencia bruta generada sea un 2% menor. Esto se debe al gran consumo de auxiliares del ACC.
- La gran desventaja de la NDDCT respecto los sistemas húmedos es su baja eficiencia, sobre todo en los meses calurosos. En concreto, en el mes de julio se obtiene un 7% menos de potencia neta que en la MDWCT.
- Para resolver lo comentado en el punto anterior, se puede optar por un sistema híbrido. Mediante el pre-enfriamiento del aire por espray, se aumenta la potencia bruta generada, a costa de un pequeño consumo de agua (0,593 m<sup>3</sup>/h por MW). Específicamente, en el mes de julio, se consigue aumentar un 1,6% la potencia neta obtenida.
- El pre-enfriamiento evaporativo depende de las condiciones ambiente. En otras palabras, tiene una mayor significancia cuando el clima es caluroso y seco. Por ejemplo, en enero la diferencia de la potencia neta generada entre la NDDCT pre-enfriada y la NDDCT es de no llega al 0,4%, mientras que en julio sube hasta 1,6%.



## 4 CONCLUSIONES

---

### 4.1 CONCLUSIONES PRINCIPALES

Para hacer frente al cambio climático, la UE, dentro del Pacto Verde Europeo y en línea con los compromisos del Acuerdo de París, pretende ser neutra en términos climáticos de cara al año 2050. Es decir, se ha fijado la meta de tener una economía con cero emisiones netas de gases de efecto invernadero.

Alcanzar este ambicioso objetivo pasa por reestructurar todo el sector de producción de la energía. En otras palabras, la producción de energía deberá ser de bajas emisiones en carbono, es decir, procedente de fuentes renovables y con tecnologías de alto rendimiento. El problema con el que nos encontramos a la hora de emplear fuentes renovables es que, generalmente, no están siempre disponibles (viento, sol...)

Una solución es el empleo de la energía solar de concentración, ya que, mediante sistemas de almacenamiento de energía incorporados, permiten la generación de energía bajo demanda. Por tanto, las plantas CPS tienen un gran futuro.

Las plantas termosolares de generación de potencia pueden ser variadas en cuanto a la configuración se refiere. Por ejemplo, la elección del sistema de condensación es una de las decisiones clave a tomar en su diseño, puesto que es un punto de encuentro entre la eficiencia energética y el impacto medioambiental (consumo de agua).

La elección entre sistemas de enfriamiento húmedo y seco implica tener en cuenta una serie de consideraciones que incluyen la disponibilidad y el coste del agua, aspectos ambientales y el coste de la energía eléctrica. Como generalmente las centrales CPS están localizadas en regiones áridas (con escasez de agua), la conservación del agua es un factor importante que favorece el enfriamiento seco en general, y las NDDCT en particular.

El gran inconveniente que tienen los sistemas secos es su baja eficiencia, sobre todo, cuando hace calor. Para ello, como solución de compromiso, se puede emplear un sistema híbrido. Es decir, a costa de un pequeño consumo de agua aumentar la eficiencia mediante el pre-enfriamiento del aire (enfriamiento evaporativo) a la entrada del sistema seco.

El objeto de este estudio ha sido analizar el funcionamiento de una NDDCT y una NDDCT pre-enfriada mediante spray acopladas a una planta CPS. Para ello se realizó un modelo matemático de las mismas, para a continuación cotejar los resultados pronosticados con los de algunas tecnologías convencionales de refrigeración: torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador pre-enfriado mediante spray y mediante panel refrigerativo.

A las conclusiones que se ha llegado han sido las siguientes:

- La torre de refrigeración es, con diferencia, la que mayor eficiencia tiene (7,78% mayor la potencia neta generada respecto el aerocondensador pre-enfriado). Pero debido a su gran consumo de agua (416922,6 m<sup>3</sup> anuales), no es una opción viable para regiones áridas (con escasez de agua).
- Comparando los sistemas secos, se concluye que la torre seca es mejor opción que el aerocondensador porque se obtiene una mayor potencia neta (un 5,5% más), pese a que la potencia bruta generada sea un 2% menor. Esto se debe al gran consumo de auxiliares del ACC.
- La gran desventaja de la NDDCT respecto los sistemas húmedos es su baja eficiencia, sobre todo en los meses calurosos. En concreto, en el mes de julio se obtiene un 7% menos de potencia neta que en la MDWCT.
- Para resolver lo comentado en el punto anterior, se puede optar por un sistema híbrido. Mediante el pre-enfriamiento del aire por spray, se aumenta la potencia bruta generada, a costa de un pequeño consumo de agua (0,593 m<sup>3</sup>/h por MW). Específicamente, en el mes de julio, se consigue aumentar un 1,6% la potencia neta obtenida consumiendo 14044 m<sup>3</sup> de agua.
- El pre-enfriamiento evaporativo depende de las condiciones ambiente. En otras palabras, tiene una mayor significancia cuando el clima es caluroso y seco. Por ejemplo, en enero la diferencia de la potencia neta generada entre la NDDCT pre-enfriada y la NDDCT es de no llega al 0,4%, mientras que en julio sube hasta 1,6%.
- Entre las dos tecnologías que se han analizado para llevar a cabo el pre-enfriamiento evaporativo del aire en el aerocondensador, se concluye que es mejor optar por el spray. La razón es que se obtiene la misma potencia neta (diferencia menor a un 1%) consumiendo un 35% menos de agua.

En definitiva, la NDDCT pre-enfriada resulta una buena opción para emplear como sistema de condensación en plantas CPS porque apenas sufre una penalización en términos de eficiencia de la planta respecto al sistema húmedo: 2,9% menor en el cómputo del año, siendo máxima la diferencia para los meses de verano (4,5% en julio) y mínima en invierno (1,95% en enero). A la vez que el consumo de agua requerido para operar la planta es sustancialmente menor, 76,7% menos. Por ello se consigue mejorar las prestaciones de la planta a nivel ambiental, sin prácticamente verse afectadas las energéticas.

## 4.2 FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

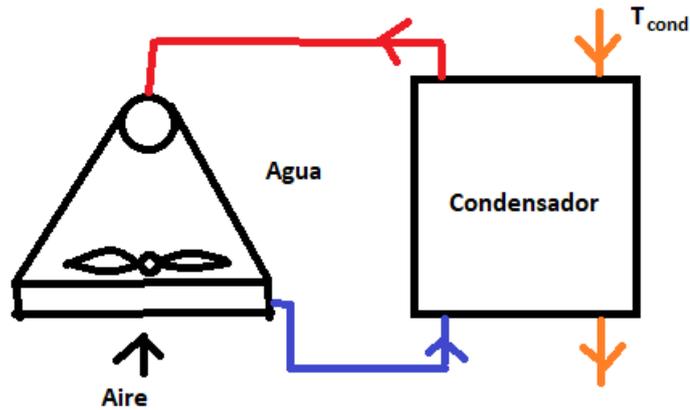
En este estudio se ha analizado el funcionamiento de una NDDCT y una NDDCT pre-enfriada mediante spray acopladas a una CPS. Los estudios que había hasta el momento se habían centrado en el funcionamiento de las torres secas por sí solas, sin interactuar con la central de potencia. De este modo, este estudio supone una novedad en este campo. Así, existen numerosas líneas de trabajo posibles explorables en el futuro.

En primer lugar, a la hora de modelizar matemáticamente el pre-enfriamiento evaporativo mediante spray se ha hecho una gran suposición: se ha considerado constante la eficiencia del enfriamiento. Cuando en realidad, la eficiencia no es constante, sino que depende de: el flujo másico de aire y de agua evaporada, las condiciones ambientales y la disposición de los atomizadores. En concreto, en [9], se obtiene una expresión experimental de la eficiencia del enfriamiento:

$$\eta_{pc} = 0'052 + 0'6215 \left( \frac{\dot{m}_{ev}}{\dot{m}_a} \right)^{0'619} \left( \frac{T_{wb}}{T_a} \right)^{1'352} \left( \frac{D_s}{R} \right)^{0'623} \quad (48)$$

Por tanto, una futura línea de trabajo sería incluir esta correlación en la modelización para tener un modelo más acorde a la realidad, ya que en todo momento se tendría el valor real de la eficiencia del pre-enfriamiento.

En segundo lugar, para acoplar la torre a la central CPS se ha optado por un modelizado mediante una ITD. Un posterior análisis sería el estudio del intercambiador en el condensador. Es decir, modelizar el acoplamiento mediante el UA del intercambiador.



*Ilustración 45: disposición esquemática de un aero-refrigerador acoplado a una central de potencia*

Otro enfoque interesante que se podría incluir sería comparar los resultados obtenidos con un aero-refrigerador (Ilustración 45). El aero-refrigerador es un sistema seco e indirecto que consiste en disipar el calor rechazado del condensado mediante un circuito cerrado que pasa por un intercambiador de calor de tubos aleteados por el que se fuerza (uso de ventiladores) al aire ambiente a pasar. Realmente sería como un aerocondensador, pero en vez de directamente el aire condensar el vapor, el calor rechazado del condensado se transfiere al agua, y esta luego al aire. Es evidente que este sistema es menos eficiente que el aerocondensador. Su ventaja radica en emplearlo como un sistema combinado (Ilustración 46), es decir, emplearlo en serie o paralelo a una torre de refrigeración, por ejemplo, aprovechándose de las virtudes de cada sistema.

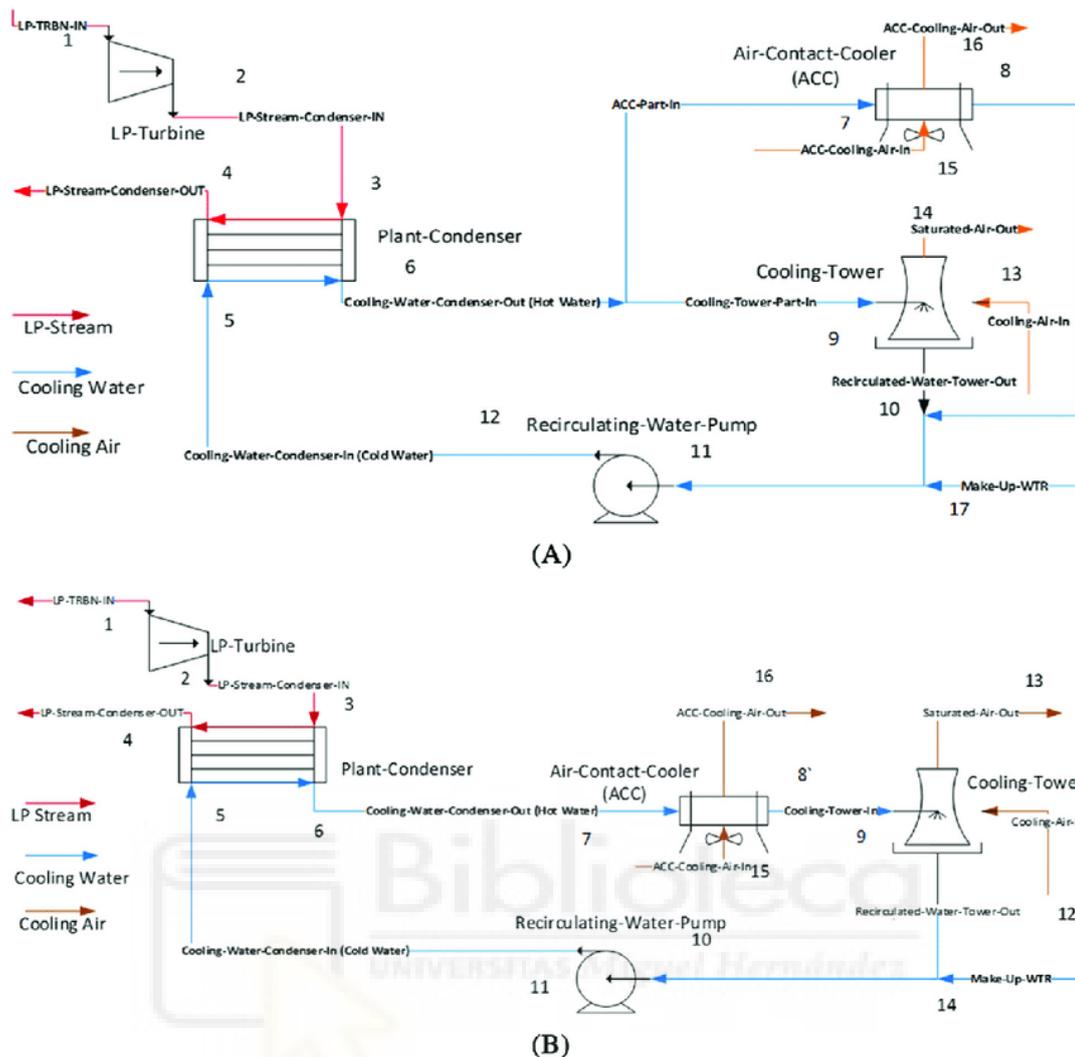


Ilustración 46: acoplamiento de una ACC con una torre de refrigeración: (A) en paralelo y (B) en serie

De igual modo, podría resultar atrayente modificar las horas de operación de la planta CPS para ver las variaciones que se producen. Ya que, en este estudio la planta de potencia estaba en funcionamiento 7 h al día, de 10 de la mañana a 5 de la tarde.

Asimismo, también sería interesante estudiar para qué rangos de temperatura y humedad ambiente es significativa la mejora en la potencia neta generada en la planta para el sistema híbrido respecto el seco. Es decir, saber cuándo es rentable consumir una pequeña cantidad de agua para obtener más energía. Y así poder realizar una optimización de la planta a nivel energético y ambiental, de manera que, la planta opere con un sistema seco o uno híbrido según qué situaciones.



## 5 BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] UNEP (Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente), [En línea]. Available: <https://www.unep.org/explore-topics/energy/why-does-energy-matter>.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] European Strategic Energy Technology Plan (SET Plan), [En línea]. Available: [https://energy.ec.europa.eu/topics/research-and-technology/strategic-energy-technology-plan\\_en](https://energy.ec.europa.eu/topics/research-and-technology/strategic-energy-technology-plan_en).
- [5] Red Eléctrica Española, [En línea]. Available: <https://www.ree.es/en/datos/balance/electrical-energy-balance>.
- [6] «International Energy Agency. Energy Technology Perspectives,» 2014. [En línea]. Available: <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2014>.
- [7] EPRI (Electric Power Research Institute), «Comparison of alternate cooling technologies for California power plants: economic, environmental, and other trade-offs,» 2002.
- [8] A. Cooperman, J. Dieckmann, J. Brodrick, «Power plant water use,» *ASHRAE Journal* 54, 2012.
- [9] Y. Sun, Z. Guan, H. Gurgenci, X. Li, K. Hooman, «A study on multi-nozzle arrangement for spray cooling system in natural draft dry cooling tower,» de *Applied Thermal Engineering*, 2017, pp. 795-814, Vol 124.
- [10] Y. Sun, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, X. Li, L. Xia, «Investigation on the influence of injection direction on the spray cooling performance in natural draft dry

- cooling tower,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 110, pp. 113-131, 2017.
- [11] J. Miao, S. He, Y. Lu, Y. Wu, X. Wu, G. Zhang, M. Gao, Z. Geng, S. Zhang, «Comparative study on the performance of natural draft dry, pre-cooled,» de *Applied Thermal Engineering*, 2016, pp. 103-113, Vol. 99.
- [12] Richter, « Methods for reducing cooling water consumption in solar thermal power plants. Proceedings of the 15th SolarPACES Symposium,» de *The CSP conference: Electricity, fuels and clean water from concentrated solar energy*, Berlin (Germany), 2009.
- [13] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, Y. Lu, A. M. Alkhedhair, «Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air,» de *Energy Conversion and Management*, 2014, pp. 874-884, Vol 87.
- [14] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, Y. Lu, A. M. Alkhedhair, «Experimental study of the application of two trickle media for inlet air pre-cooling of natural draft dry cooling towers,» de *Energy Conversion and Management*, 2015, pp. 644-654, Vol. 89.
- [15] S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, A. M. Alkhedhair, «Pre-cooling with munters media to improve the performance of natural draft dry cooling towers,» de *Applied Thermal Engineering*, 2013, pp. 67-77, Vol. 53.
- [16] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, I. Jahn, Y. Lu, A. M. Alkhedhair, «Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers,» de *Applied Thermal Engineering*, 2014, pp. 621-631, Vol.66.
- [17] S. He, Y. Xu, G. Zhang, K. Hooman, M. Gao, «election of wetted media for pre-cooling of air entering natural draft dry cooling towers,» de *Applied Thermal Engineering*, 2017, pp. 857-863, Vol. 114.
- [18] H. Ma, L. Cai, F. Si, J. Wang, «Exploratory research on annular-arranged moist media to improve cooling capacity of natural draft dry cooling tower and thermo-flow characteristics of its radiators,» *International Journal of Heat and Mass Transfer* , vol. 172, 2021.

- [19] Y. Sun, Z. Guan, K. Hooman, «A review on the performance evaluation of natural draft dry cooling towers and possible improvements via inlet air spray cooling,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, pp. 618-637, Vol 79.
- [20] A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, S. He, «Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers,» de *Applied Thermal Engineering*, 2013, pp. 416-424, Vol 61.
- [21] A. Alkhedhair, I. Jahn, H. Gurgenci, Z. Guan, S. He, «Parametric study on spray cooling system for optimising nozzle design with pre-cooling application in natural draft dry cooling towers,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 104, pp. 448-460, 2016.
- [22] A. Alkhedhair, Z. Guan, I. Jahn, H. Gurgenci, S. He, «Water spray for pre-cooling of inlet air for natural draft dry cooling towers-experimental study,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 90, pp. 70-78, 2015.
- [23] Y. Sun, S. Duniam, Z. Guan, H. Gurgenci, P. Dong, J. Wang, K. Hooman, «Coupling supercritical carbon dioxide brayton cycle with spray-assisted dry cooling technology for concentrated solar power,» *Applied Energy*, vol. 251, 2019.
- [24] Y. Sun, Z. Guan, H. Gurgenci, J. Wang, P. Dong, K. Hooman, «Spray cooling system design and optimization for cooling performance enhancement of natural draft dry cooling tower in concentrated solar power plants,» *Energy*, vol. 168, pp. 273-284, 2019.
- [25] M. Sadafi, I. Jahn, K. Hooman, «Cooling performance of solid containing water for spray assisted dry cooling towers,» *Energy Conversion and Management*, vol. 91, pp. 158-167, 2015.
- [26] M. Sadafi, J. Ruiz, M. Lucas, I. Jahn, K. Hooman, «Numerical and experimental study on a single cone saline water spray in a wind tunnel,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 120, pp. 190-202, 2017.
- [27] M. Sadafi, S. González Ruiz, M. Vetrano, I. Jahn, J. van Beeck, J. Buchlin, K. Hooman, «An investigation on spray cooling using saline water with experimental verification,» *Energy Conversion and Management*, vol. 108, pp. 336-347, 2016.

- [28] X. Huang, L. Chen, L. Yang, X. Du, Y. Yang, «Evaporation aided improvement for cooling performance of large scale natural draft dry cooling system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 163, 2019.
- [29] H. Ma, F. Si, K. Zhu, J. Wang, «Quantitative research of spray cooling effects on thermo-flow performance of the large-scale dry cooling tower with an integrated numerical model,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 141, pp. 799-817, 2019.
- [30] K. Hooman, Z. Guan, H. Gurgenci, «Advances in dry cooling for concentrating solar thermal (CST) power plants,» de *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*, Woodhead Publishing, 2017, pp. 179-212.
- [31] C.G. Cutillas, J. Ruiz, F. Asfand, K. Patchigolla y M. Lucas, «Energetic, exergetic and environmental (3E) analyses of different cooling technologies (wet, dry and hybrid) in a CSP thermal power plant,» de *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, pp. Vol 28, pp. 101545.
- [32] D. Kroger, *Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers*, PennWell Corp., 2004, p. vol 1.
- [33] J. Miao, S. He, Y. Lu, Y. Wu, X. Wu, G. Zhang, M. Gao, Z. Geng, S. Zhang, «Comparison on cooling performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers using nozzles spray and wet medium,» de *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, pp. 101274, Vol. 27.
- [34] Sharqawy M.H., Al-Shalawi I., Antar M.A., Zubair S.M., «Experimental investigation of packed-bed cross-flow humidifier,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 117, pp. 584-590, 2017.
- [35] M. Poppe, H. Rögener, «Berechnung von rückkühlwerken,» *VDI-Wärmeatlas*, vol. 111, pp. 1-15, 1991.

## ANEXO: CÓDIGO MATLAB MODELIZACIÓN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

En el presente anexo se adjunta el código empleado para simular el funcionamiento de cada sistema de refrigeración en MATLAB.

Hay que puntualizar que la eficiencia de la planta no se ha calculado empleando MATLAB, sino que directamente se ha evaluado en el Excel.

### NDDCT

- Función para calcular el calor específico del aire en el intercambiador

```
function [c_p_a_34]=cpa34(T_a_3,T_a_4)

%calcula el calor especifico del aire en el intercambiador

T_a_34=(T_a_3+T_a_4)/2;
c_p_a_34=(1.045356e3-3.161783e-1*(T_a_34+273.15)+7.083814e-4*(T_a_34+273.15)^2-2.705209e-7*(T_a_34+273.15)^3);

end
```

- Función para calcular el calor específico del agua en el intercambiador

```
function [c_p_w_io]=cpw_io(T_w_i,T_w_o)

%calcula el calor especifico del agua en el intercambiador
T_w_io=(T_w_i+T_w_o)/2;
c_p_w_io=8.15599e3-28.0627*(T_w_io+273.15)+5.11283e-2*(T_w_io+273.15)^2-2.17582e-13*(T_w_io+273.15)^6;

end
```

- Función para calcular las propiedades del aire en el intercambiador

```
function [c_p_a_34, T_a_34, rho_a_34,mu_a_34,k_a_34,Pr_a_34]=Vbles34(p_a_1,T_a_3,T_a_4)

%calcula las propiedades del aire en el intercambiador
g=9.81;
R=0.287;

rho_a_3=p_a_1/(R*(T_a_3+273.15)); %ec gases ideales
rho_a_4=p_a_1/(R*(T_a_4+273.15));

T_a_34=(T_a_3+T_a_4)/2;
c_p_a_34=(1.045356e3-3.161783e-1*(T_a_34+273.15)+7.083814e-4*(T_a_34+273.15)^2-2.705209e-7*(T_a_34+273.15)^3);
rho_a_34=1/(1/2*(1/rho_a_3+1/rho_a_4));
mu_a_34=2.287973e-6 + 6.259793e-8*(T_a_34+273.15)-3.131956e-11*(T_a_34+273.15)^2+8.15038e-15*(T_a_34+273.15)^3;
k_a_34=-4.937787e-4 + 1.018087e-4*(T_a_34+273.15)-4.627937e-8*(T_a_34+273.15)^2+1.250603e-11*(T_a_34+273.15)^3;
Pr_a_34=mu_a_34*c_p_a_34/k_a_34;

end
```

– Función para calcular las pérdidas de presión en la torre:  $\Delta p_{\text{perd}}$

```

function[dp_perd]=dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,T_a_4,m_dot_a,C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,
theta,sigma,K_ci,n_b,L_te)
%calcula la perdida de presion del aire a su paso por la torre
g=9.81;
R=0.287;
%PROPIEDADES AIRE EN PUNTOS TORRE
T_a_3=T_a_1-0.00975*H_3;
rho_a_3=p_a_1/(R*(T_a_3+273.15));
H_4=H_3+A_fr/(n_b*L_te)*cos(deg2rad(theta));
rho_a_4=p_a_1/(R*(T_a_4+273.15));
T_a_5=T_a_4-0.00975*(H_5-H_4);
p_a_5=p_a_1*(1-0.00975*H_5/(T_a_1+273.15))^3.5;
rho_a_5=p_a_5/(R*(T_a_5+273.15));
p_a_6=p_a_5;
rho_a_6=p_a_6/(R*(T_a_1+273.15));

[c_p_a_34, T_a_34, rho_a_34,mu_a_34,k_a_34,Pr_a_34]=Vbles34(p_a_1,T_a_3,T_a_4);

A_3=(pi*D_3^2)/4;
A_5=(pi*D_5^2)/4;
%RESISTENCIAS
%soportes torre
K_tsHE=(C_Dts*L_ts*d_ts*n_ts*A_fr^2)/(pi*D_3*H_3)^3*(rho_a_34)/(rho_a_1);
%entrada torre
K_ct=0.072*(D_3/H_3)^2-0.34*(D_3/H_3)+1.7;
K_ctHE=K_ct*(rho_a_34/rho_a_3)*(A_fr/A_3)^2;
%IC: contraccion y expansion
A_e3=A_fr*sin(deg2rad(theta));
sigma_12=A_e3/A_3;
sigma_c= 0.6144517 + 0.0456649*sigma_12-
0.336651*sigma_12^2+0.4082743*sigma_12^3+2.672041*sigma_12^4-5.963169*sigma_12^5+3.558944*sigma_12^6;
K_ctc=1-2/sigma_c+1/sigma_c^2;
K_ctcHE=K_ctc*(rho_a_34/rho_a_3)*(A_fr/A_e3)^2;
K_cte=(1-A_e3/A_3)^2;
K_cteHE=K_cte*(rho_a_34/rho_a_4)*(A_fr/A_e3)^2;
%IC: friccion
Ry=(m_dot_a)/(mu_a_34*A_fr);
K_he=1383.94795*Ry^(-0.332458)+2/sigma^2*(rho_a_3-rho_a_4)/(rho_a_3+rho_a_4);
theta_m=0.0019*theta^2+0.9133*theta-3.1558;
K_d=exp(5.488405 - 0.2131209*theta + 3.533265e-3*theta^2 - 0.2901016e-4*theta^3);
K_he_phi=K_he+(2*rho_a_4)/(rho_a_3+rho_a_4)*(1/sin(deg2rad(theta_m))-
1)*((1/sin(deg2rad(theta_m))-1)+2*K_ci^0.5)+(2*rho_a_3*K_d)/(rho_a_3+rho_a_4);
%salida torre
Fr_D=(m_dot_a/A_5)^2/(rho_a_5*(rho_a_6-rho_a_5)*g*D_5);
K_to=-0.28/Fr_D+.04*Fr_D^(-1.5);
%PERDIDA PRESION
dp_perd=(K_tsHE+K_ctHE+K_he_phi+K_ctcHE+K_cteHE)*(m_dot_a/A_fr)^2/(2*rho_a_34)+(1+K_to)*(m_dot_a/A_5)^
2/(2*rho_a_5);
end

```

– Función para calcular el calor transferido en el intercambiador:  $Q_{HE}$

```

function [Q_dot_he]=Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te
,n_wp)
%calcula el flujo de calor en el intercambiador
%propiedades del aire
[~,~,~,mu_a_34,k_a_34,Pr_a_34]=Vbles34(p_a_1,T_a_3,T_a_4);
Ry=(m_dot_a)/(mu_a_34*A_fr);
Ny=383.617313*Ry^0.523761;
%propiedades agua en intercambiador
T_w_io=(T_w_i+T_w_o)/2;
k_w_io=-0.614255+ 6.9962e-3*(T_w_io+273.15)-1.01075e-5*(T_w_io+273.15)^2+4.74737e-
12*(T_w_io+273.15)^4;
mu_w_io=2.414e-5*10^(247.8/(T_w_io+273.15-140));
cp_w_io=8.15599e3-28.0627*(T_w_io+273.15)+5.11283e-2*(T_w_io+273.15)^2-2.17582e-
13*(T_w_io+273.15)^6;
Pr_w_io=mu_w_io*cp_w_io/k_w_io;
%transferencia de calor
hA_ext=k_a_34*Pr_a_34^(1/3)*Ny*A_fr*(n_tb/(n_tb+2));

Re_w=(m_dot_w*n_wp*d_e)/(A_ts*n_tb*n_b*mu_w_io);
lambda_w=0.3086/(log10(6.9/Re_w+(r/3.7)^1.11))^2;
h_w=k_w_io/d_e*((lambda_w/8)*(Re_w-
1000)*Pr_w_io*(1+(d_e/L_te)^(2/3)))/(1+12.7*(lambda_w/8)^(1/2)*(Pr_w_io^(2/3)-1));
A_int=pi*d_e*L_te*n_tb*n_b;

UA=1/(1/(hA_ext)+1/(h_w*A_int));
phi_1=(T_w_i-T_w_o)/(T_w_i-T_a_3);
phi_2=(T_a_4-T_a_3)/(T_w_i-T_a_3);

%factor de correccion temperatura
if phi_2>1
    F_T=1;
else
    phi_3=(phi_1-phi_2)/(log((1-phi_2)/(1-phi_1)));
    i1=(-6.05E-01*(1-phi_3)^1*sin((2*1*atan((phi_1/phi_2)))))+(4.34*(1-
phi_3)^2*sin((2*1*atan((phi_1/phi_2))))+(-9.72*(1-phi_3)^3*sin((2*1*atan((phi_1/phi_2))))+(7.54*(1-
phi_3)^4*sin((2*1*atan((phi_1/phi_2)))));

    i2=(2.31E-02*(1-phi_3)^1*sin((2*2*atan((phi_1/phi_2))))+(0.0059*(1-
phi_3)^2*sin((2*2*atan((phi_1/phi_2))))+(-0.248*(1-phi_3)^3*sin((2*2*atan((phi_1/phi_2))))+(0.287*(1-
phi_3)^4*sin((2*2*atan((phi_1/phi_2)))));

    i3=(0.294*(1-phi_3)^1*sin((2*3*atan((phi_1/phi_2))))+(-1.99*(1-
phi_3)^2*sin((2*3*atan((phi_1/phi_2))))+(4.32*(1-phi_3)^3*sin((2*3*atan((phi_1/phi_2))))+(-3*(1-
phi_3)^4*sin((2*3*atan((phi_1/phi_2)))));

    i4=(0.0198*(1-phi_3)^1*sin((2*4*atan((phi_1/phi_2))))+(-0.305*(1-
phi_3)^2*sin((2*4*atan((phi_1/phi_2))))+(0.897*(1-phi_3)^3*sin((2*4*atan((phi_1/phi_2))))+(-0.731*(1-
phi_3)^4*sin((2*4*atan((phi_1/phi_2)))));

    F_T=1-(i1+i2+i3+i4);
end

%diferencia temperatura logaritmica media
delta1=(T_w_i-T_a_4);
delta2=T_w_o-T_a_3;
if delta1/delta2<0
    DTLM=5;
else
    DTLM=(delta1-delta2)/log(delta1/delta2);
End

%flujo de calor en el intercambiador
Q_dot_he=F_T*UA*DTLM;

end

```

- Función para calcular la diferencia de presión del aire entre entrada y salida:  $\Delta p_{disp}$ .

```
function [dp_disp]=dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,T_a_4)

% Calcula el tiro disponible en función de la geometría de la torre y las condiciones ambiente

g=9.81;
R=0.287;

rho_a_1=p_a_1/(R*(T_a_1+273.15));
rho_a_4=p_a_1/(R*(T_a_4+273.15));

dp_disp=(rho_a_1-rho_a_4)*g*(H_5-(H_3+H_4)/2);

end
```

- Modelo torre

```
clear all
close all
clc

%% PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL INTERCAMBIADOR

d_e=0.0216; %diametro hidraulico
A_ts=(pi*d_e^2)/4;
r=5.24e-4; %es la rel. rugosidad
L_t=15; %longitud tubos
L_te=14.4; %longitud efectiva tubos
n_r=4; %numero de tubos por fila
n_tb=154; %nº de tubos por bundle
n_tb_max=n_tb+2; %nº de tubos max por bundle
n_wp=2; %nº de pasos del agua
n_b=142; %nº de bundles
d_f=0.0572;
A_fr=4625.33376; %area efectiva frontal bundles
theta=61.5/2; %ang entre intercambiador y aire
sigma=0.433;
K_ci=0.05; %coef contraccion a entrada

%% PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA TORRE

H_1=0;
H_3=13.67;
H_4=H_3+A_fr/(n_b*L_te)*cos(deg2rad(theta));
H_5=120;
```

```
D_3=82.958;
D_5=58;

A_3=(pi*D_3^2)/4;
A_5=(pi*D_5^2)/4;

% soportes torre

C_Dts=2;
L_ts=15.78;
n_ts=60;
d_ts=0.5;
t_s=0.8;

%% CONDICIONES DEL AGUA A LA ENTRADA

m_dot_w=4390;
T_w_i=61.45;

%% CONSTANTES FÍSICAS

g=9.81;
R=0.287;

%% PROPIEDADES AIRE A LA ENTRADA

T_a_1=15.6;
p_a_1=84.6;
rho_a_1=p_a_1/(R*(T_a_1+273.15));
```

```

%% NDDCT

%propiedades aire a su paso por torre

T_a_2=T_a_1-0.00975*H_4/2;
T_a_3=T_a_1-0.00975*H_3;
rho_a_3=p_a_1/(R*(T_a_3+273.15));

%stema de ecuaciones a satisfacer: draft ecuation and energy ecuation

f=@(x)[dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,x(1))-
dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,x(1),x(2),C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,theta,sigma,K_ci,n_b,L_te);
m_dot_w*cpw_io(T_w_i,x(3))*(T_w_i-x(3))-x(2)*cpa34(T_a_3,x(1))*(x(1)-T_a_3);
m_dot_w*cpw_io(T_w_i,x(3))*(T_w_i-x(3))-
Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,x(1),T_w_i,x(3),x(2),m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp)];

x0=[50,10000,50];

x=fsolve(f,x0);

T_a_4=x(1);
m_dot_a=x(2);
T_w_o=x(3);

%flujo de calor en intercambiador:
Q_dot_w=m_dot_w*cpw_io(T_w_i,T_w_o)*(T_w_i-T_w_o);
Q_dot_a=m_dot_a*cpa34(T_a_3,T_a_4)*(T_a_4-T_a_3);
Q_dot_he=Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);

%parametros intercambiador
[F_T,UA,DTLM]=intercambiador(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);

%terminos draft ecuation:
[dp_perd]=dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,T_a_4,m_dot_a,C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,theta,sigma,K_ci,n_b,L_te);
[dp_disp]=dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,T_a_4);

%resultados a mostrar
Resultados=[T_a_4 UA m_dot_a T_w_o Q_dot_w Q_dot_a Q_dot_he dp_perd dp_disp];

```

- Modelo de la CPS con la NDDCT acoplada

Los parámetros geométricos de la torre y del intercambiador son los mismos que en el caso anterior, por ello no se van a adjuntar. Pero para reproducir el código se deberán incluir. Las condiciones ambientales se incluyen en el código como una matriz, que está guardada en formato .mat aparte, y se carga en el código.

```

%% CONDICIONES DEL AGUA A LA ENTRADA (SE REEMPLAZARÁN POR VAPOR)

load m_dot_w.mat m_dot_w
% T_w_1=50;
ITD=15;
eta_b=0.45; %rendimiento de la bomba

%% CONDICIONES AMBIENTE

load cond_amb.mat

%% CONSTANTES FÍSICAS

g=9.81;
R=0.287;

%% NDDCT

[filas, columnas]=size(T_amb);
for i=1:filas

%propiedades aire a su paso por torre
%entrada
T_a_1=T_amb(i,1);
p_a_1=94.8;
rho_a_1=p_a_1/(R*(T_a_1+273.15));

%T_a_2=T_a_1-0.00975*H_4/2;
T_a_3=T_a_1-0.00975*H_3;
%rho_a_3=p_a_1/(R*(T_a_3+273.15));

%stema de ecuaciones a satisfacer: draft ecuation, energy ecuation and
%Tcond

f=@(x)[dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,x(1))-
dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,x(1),x(2),C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,theta,sigma,K_ci,n_b,L_te);
m_dot_w*cpw_io(x(4),x(3))*(x(4)-x(3))-x(2)*cpa34(T_a_3,x(1))*(x(1)-T_a_3);
m_dot_w*cpw_io(x(4),x(3))*(x(4)-x(3))-
Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,x(1),x(4),x(3),x(2),m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);
m_dot_w*cpw_io(x(4),x(3))*(x(4)-x(3))-1e3*(223.686968325849000*(x(3)+ITD+273.15)+19411.3822443319)];

if T_a_1<27.9
x0=[50,8000,40,50];
end
if T_a_1>=27.9
x0=[50,6600,50,53];
end
x=fsolve(f,x0);

T_a_4=x(1);
m_dot_a=x(2);
T_w_o=x(3);
%Q_dot=x(4);
T_w_i=x(4);
T_cond=x(3)+ITD;

```

```

%flujo de calor en intercambiador:
Q_dot_w=m_dot_w*cpw_io(T_w_i,T_w_o)*(T_w_i-T_w_o);
Q_dot_a=m_dot_a*cpa34(T_a_3,T_a_4)*(T_a_4-T_a_3);
Q_dot_he=Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);
Q_dot_cond=1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319);

%parametros intercambiador
[~,UA,~]=intercambiador(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);

%terminos draft ecuation:
[dp_perd]=dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,T_a_4,m_dot_a,C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,theta,sigma,K_ci,n_b,L_te);
[dp_disp]=dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,T_a_4);

%funcionamiento del ciclo
W_gross=1e3*(-223.690316742301000*(T_cond+273.15) + 126692.845816053000000);
eta_ciclo=-0.00153086877828244000*(T_cond+273.15) + 0.86709022805488100000;

%caida de presion en agua/potencia consumo auxiliar
[delta_pw,W_aux] =dp_w(T_w_i, T_w_o,m_dot_w,n_wp,d_e,A_ts,n_tb,n_b,r,L_t,eta_b);

%resultados a mostrar
Resultados(i,:)= [T_a_4 UA m_dot_a T_w_o Q_dot_w Q_dot_a Q_dot_he Q_dot_cond dp_perd dp_disp
W_gross W_aux eta_ciclo delta_pw];
T_agua(i,:)= [T_w_i T_w_o T_cond];

clear UA T_a_2 T_a_1 p_a_1 T_a_3 T_a_4 m_dot_a Q_dot_w T_w_o Q_dot_a Q_dot_he Q_dot_cond x0
dp_perd dp_disp rho_a_1 rho_a_3 T_cond T_w_i delta_pw W_aux

end

```

## NDDCT PRE-ENFRIADA

El código tan solo difiere del anterior en la inclusión del pre-enfriamiento evaporativo por espray. Por tanto, no se incluyen los parámetros geométricos de la torre ni del intercambiador, al igual que las condiciones del agua o ambientes.

```

%% pcNDDCT

[filas, columnas]=size(T_amb);

epsilon=0.5; %eficiencia preenfriamiento

for i=1:filas

%propiedades aire a su paso por torre
%entrada
T_a_1=T_amb(i,1);
p_a_1=94.8;
hr_1=hr_amb(i,1)/100;
rho_a_1=p_a_1/(R*(T_a_1+273.15));

[~,he_1,~,~,~,T_wb] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_a_1,,phi,,hr_1*100,,Pamb,,p_a_1);
[~,he_s,~,~,~,~] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_wb,,phi,,100,,Pamb,,p_a_1);

T_a_3=T_a_1-epsilon*(T_a_1-T_wb);

he_a_3=he_1-epsilon*(he_1-he_s);

```

```

%stema de ecuaciones a satisfacer: draft ecuation, energy ecuation and Tcond

f=@(x)[dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,x(1))-
dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,x(1),x(2),C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,theta,sigma,K_ci,n_b,L_
te);
m_dot_w*cpw_io(x(4),x(3))*(x(4)-x(3))-x(2)*cpa34(T_a_3,x(1))*(x(1)-T_a_3);
m_dot_w*cpw_io(x(4),x(3))*(x(4)-x(3))-
Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,x(1),x(4),x(3),x(2),m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);
m_dot_w*cpw_io(x(4),x(3))*(x(4)-x(3))-
1e3*(223.686968325849000*(x(3)+ITD+273.15)+19411.3822443319)];];

if T_a_1<27.9
x0=[50,8000,40,50];
end
if T_a_1>=27.9
x0=[50,6600,50,53];
end
x=fsolve(f,x0);

T_a_4=x(1);
m_dot_a=x(2);
T_w_o=x(3);
%Q_dot=x(4);
T_w_i=x(4);
T_cond=x(3)+ITD;

%flujo de calor en intercambiador:
Q_dot_w=m_dot_w*cpw_io(T_w_i,T_w_o)*(T_w_i-T_w_o);
Q_dot_a=m_dot_a*cpa34(T_a_3,T_a_4)*(T_a_4-T_a_3);
Q_dot_he=Q_dot_he(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_wp);
Q_dot_cond=1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319);

%parametros intercambiador
[~,UA,~]=intercambiador(p_a_1,T_a_3,T_a_4,T_w_i,T_w_o,m_dot_a,m_dot_w,A_fr,n_tb,A_ts,n_b,r,d_e,L_te,n_w
p);

%terminos draft ecuation:
[dp_perd]=dp_perd(p_a_1,rho_a_1,D_3,D_5,H_3,H_5,T_a_1,T_a_4,m_dot_a,C_Dts,L_ts,d_ts,n_ts,A_fr,theta,sig
ma,K_ci,n_b,L_te);
[dp_disp]=dp_disp(H_3,H_4,H_5,T_a_1,p_a_1,T_a_4);

%funcionamiento del ciclo
W_gross=1e3*(-223.690316742301000*(T_cond+273.15) + 126692.845816053000000);
eta_ciclo=-0.00153086877828244000*(T_cond+273.15) + 0.86709022805488100000;

%gasto masico agua en preenfriamiento
m_dot_pre=m_dot_a*(he_a_3-he_1);

%resultados a mostrar
Resultados(i,:)= [T_a_4 UA m_dot_a T_w_o Q_dot_w Q_dot_a Q_dot_he Q_dot_cond dp_perd dp_disp W_gross
eta_ciclo m_dot_pre];
T_agua(i,:)= [T_w_i T_w_o T_cond];
preenfriamiento(i,:)= [T_a_1 T_a_3 he_1 he_a_3];

clear UA T_a_2 T_a_1 p_a_1 T_a_3 T_a_4 m_dot_a Q_dot_w T_w_o Q_dot_a Q_dot_he Q_dot_cond x0 dp_perd
dp_disp rho_a_1 rho_a_3 T_cond T_w_i

end

```

La potencia neta se ha calculado directamente en el Excel, restándole a la bruta el consumo de la bomba de atomización.

- Función para calcular las propiedades psicométricas del aire:

### Psychometricsnew.m

```

% VARIABLES
% Tdb (dry bulb temperature) and Tdp(dew point temperature) in C
% w (humidity ratio) in kg/kg of dry air
% phi (relative humidity) in %
% h (enthalpy) in J/kg of dry air
% v (specific volume) in m3/kg of dry air
% Twb (wet bulb temperature) in C
% P (atmospheric pressure) in kPa

% The following cases are present:
% Tdb, w; Tdb, phi; Tdb, h; w, phi; w, h; phi, h; Tdb, Twb; w, Twb; phi, Twb;

% Following ASHRAE 2013 Fundamentals SI Psychometrics chapter equations are used:
% Eq6:Pws=f(Tdb); Eq22: w=f(Tdb, phi, p); Eq24: phi=f(Tdb, w, p); Eq28:v=f(Tdb, w and p); Eq32:h=f(Tdb,
w and p);
% Eq35:Twb=f(Tdb,w); Eq39:Tdp=f(Tdb, p);
function [Tdb, w, phi, h, Tdp, v, Twb] = Psychometricsnew (varargin)

if length(varargin)<4
    display('Need four inputs:',prop1,,value1,,,prop2,,,value2,,,);
    Tdb=[];w=[];phi=[];h=[];Tdp=[];v=[];Twb=[];
    return
elseif length(varargin)>4 && length(varargin)<6
    display('Need six inputs:',prop1,,value1,,,prop2,,,value2,,,,,Pamb,,,value in kPa,,,);
    Tdb=[];w=[];phi=[];h=[];Tdp=[];v=[];Twb=[];
    return
elseif length(varargin)==4
Tdb_in=[];w_in=[];phi_in=[];h_in=[];Twb_in=[];
prop(1) = {lower(char(varargin(1)))};
prop(2) = {lower(char(varargin(3)))};
propVal(1) = cell2mat(varargin(2));
propVal(2) = cell2mat(varargin(4));
P = 101.325; %kPa, atmospheric pressure value
% P =101.71227;
% P =100;
elseif length(varargin)==6
Tdb_in=[];w_in=[];phi_in=[];h_in=[];Twb_in=[];
prop(1) = {lower(char(varargin(1)))};
prop(2) = {lower(char(varargin(3)))};
propVal(1) = cell2mat(varargin(2));
propVal(2) = cell2mat(varargin(4));
P = cell2mat(varargin(6));
end

for i=1:2
switch prop{i}
    case ,tdb,
        Tdb_in=propVal(i);
    case ,w,
        w_in=propVal(i);
    case ,phi,
        phi_in=propVal(i);
    case ,h,
        h_in=propVal(i);
    case ,twb,
        Twb_in=propVal(i);
end
end
end

```

```

if (~isempty(Twb_in) && ~isempty(h_in))
    display('function not available,');
    Tdb=[];w=[];phi=[];h=[];Tdp=[];v=[];Twb=[];
    return
end
c_air = 1006; %J/kg, value from ASHRAE 2013 Fundamentals eq. 32
hlg = 2501000; %J/kg, value from ASHRAE 2013 Fundamentals eq. 32
cw = 1860; %J/kg, value from ASHRAE 2013 Fundamentals eq. 32

%+++++
if (~isempty(Tdb_in) && ~isempty(w_in))
    Tdb=Tdb_in;w=w_in;

    % phi calculation from Tdb and w
    Pw=w*P/(0.621945+w); %partial pressure of water wapor
    Pws=Saturation_pressure(Tdb);
    phi=Pw/Pws*100;

    % h calculation from Tdb and w
    h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb); %ASHRAE 2013 fundamentals eq. 32

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P; %ASHRAE 2013 fundamentals eq. 28
end
%+++++
if (~isempty(Tdb_in) && ~isempty(phi_in))
    Tdb=Tdb_in;phi=phi_in;

    % w calculation from Tdb and phi
    Pws=Saturation_pressure(Tdb);
    Pw=phi/100*Pws;
    w=0.621945*Pw/(P-Pw);

    % h calculation from Tdb and w
    h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb);

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end
%+++++
if (~isempty(Tdb_in) && ~isempty(h_in))
    Tdb=Tdb_in;h=h_in;

    % w calculation from Tdb and h
    w=(h - c_air*Tdb)/(hlg+cw*Tdb);

    % phi calculation from Tdb and w
    Pw=w*P/(0.621945+w); %partial pressure of water wapor
    Pws=Saturation_pressure(Tdb);
    phi=Pw/Pws*100;

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end
%+++++
if (~isempty(w_in) && ~isempty(h_in))
    w=w_in;h=h_in;

    % Tdb calculation from w and h
    Tdb=(h - w*hlg)/(c_air+w*cw);

    % phi calculation from Tdb and w
    Pw=w*P/(0.621945+w); %partial pressure of water wapor
    Pws=Saturation_pressure(Tdb);
    phi=Pw/Pws*100;

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end

```

```

%+++++
if (~isempty(w_in) && ~isempty(phi_in))
    w=w_in;phi=phi_in;

    % Tdb calculation from phi and w
    Pw=w*P/(0.621945+w); %partial pressure of water wapor
    Pws=Pw/phi*100;
    options=optimset('LargeScale','off','Display','off');
    [y,val,exitflag]=fsolve(@Iteration_function_1, 20,options);Tdb =y(1);
    if exitflag<1
        disp('Iteration error,')
    end

    % h calculation from Tdb and w
    h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb);

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end
%+++++
if (~isempty(phi_in) && ~isempty(h_in))
    phi=phi_in;h=h_in;

    % Tdb calculation from phi and h
    options=optimset('LargeScale','off','Display','off');
    [y,val,exitflag]=fsolve(@Iteration_function_2, 20,options);Tdb =y(1);
    if exitflag<1
        disp('Iteration error,')
    end

    % w calculation from Tdb and phi
    Pws=Saturation_pressure(Tdb);
    Pw=phi/100*Pws;
    w=0.621945*Pw/(P-Pw);

    % h calculation from Tdb and w
    h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb);

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end
%+++++
if (~isempty(Tdb_in) && ~isempty(Twb_in))
    Tdb=Tdb_in;Twb=Twb_in;

    % w calculation from Tdb and Twb
    Pws=Saturation_pressure(Tdb);
    Pwsasterik=Saturation_pressure(Twb);
    ws=0.621945*Pwsasterik/(P-Pwsasterik);
    w= ((hlg-2.326e3*Twb)*ws-c_air*(Tdb-Twb))/(hlg+cw*Tdb-4.186e3*Twb);

    % phi calculation from Tdb and w
    Pw=w*P/(0.621945+w); %partial pressure of water wapor
    phi=Pw*100/Pws;

    % h calculation from Tdb and w
    h=c_air*Tdb_in+w*(hlg+cw*Tdb_in);

    % v calculation from Tdb and w
    v=0.287042*(Tdb_in+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end
%+++++
if (~isempty(w_in) && ~isempty(Twb_in))
    w=w_in;Twb=Twb_in;

    % Tdb calculation from Twb and w
    Pwsasterik=Saturation_pressure(Twb);
    ws=0.621945*Pwsasterik/(P-Pwsasterik);
    options=optimset('LargeScale','off','Display','off');
    [y,val,exitflag]=fsolve(@Iteration_function_4, Twb,options);Tdb =y(1);
    if exitflag<1
        disp('Iteration error,')
    end
end

```

```

% phi calculation from Tdb and w
Pws=Saturation_pressure(Tdb);
Pw=w*P/(0.621945+w); %partial pressure of water vapor
phi=Pw*100/Pws;

% h calculation from Tdb and w
h=c_air*Tdb_in+w*(hlg+cw*Tdb_in);

% v calculation from Tdb and w
v=0.287042*(Tdb_in+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end
%+++++
if (~isempty(phi_in) && ~isempty(Twb_in))
    phi=phi_in;Twb=Twb_in;

% Tdb calculation from phi and Twb
Pwsasterik=Saturation_pressure(Twb);
ws=0.621945*Pwsasterik/(P-Pwsasterik);
options=optimset(,LargeScale,,off,,Display,,off,);
[y,val,exitflag]=fsolve(@Iteration_function_5, Twb,options);Tdb =y(1);
if exitflag<1
    disp(,Iteration error,)
end

% w calculation from Tdb and phi
Pws=Saturation_pressure(Tdb);
Pw=phi/100*Pws;
w=0.621945*Pw/(P-Pw);

% h calculation from Tdb and w
h=c_air*Tdb+w*(hlg+cw*Tdb);

% v calculation from Tdb and w
v=0.287042*(Tdb+273.15)*(1+1.607858*w)/P;
end

% dew point calculation from w
% pw=(P*w)/(0.621945+w); % water vapor partial pressure in kPa
alpha=log(Pw);
Tdp=6.54 + 14.526*alpha+0.7389*(alpha^2)+0.09486*(alpha^3)+0.4569*(Pw^0.1984); % valid for Tdp between 0 C and 93 C
%+++++
if nargout>6 && isempty(Twb_in)
% Note: this Twb calc. equations are good for patm=101325 Pa only.
if abs(Tdb - Tdp) < .001, Twb=Tdb;return;end
options=optimset(,LargeScale,,off,,Display,,off,);
[y,val,exitflag]=fsolve(@Iteration_function_3, Tdb,options);Twb=y(1);
if Twb > Tdb,Twb=Tdb;end
if Twb < Tdp,Twb=Tdp;end
end

function [Pws] = Saturation_pressure(Tdb) %saturated water vapor pressure ASHRAE 2013 fundamentals eq. 6
    T=Tdb+273.15;
    Pws=exp(-(5.8002206e3)/T+1.3914993+- (4.8640239e-2)*T+(4.1764768e-5)*(T^2)-(1.4452093e-
8)*(T^3)+6.5459673*log(T)); %in Pa valid for 0 to 200C
    Pws=Pws/1000; % in kPa
end

function result = Iteration_function_1(y) %calc Tdb from phi and w
    Tdb_as=y(1);
    Pws=Saturation_pressure(Tdb_as);
    phi_as=Pw/Pws*100; %ASHRAE 2013 fundamentals eq. 24
    % equation to satisfy
    result=phi_as-phi;
end

```

```

function result = Iteration_function_2(y) %calc Tdb from phi and h
    Tdb_as=y(1);
    % w calculation from Tdb and phi
    Pws=Saturation_pressure(Tdb_as);
    Pw=phi/100*Pws;
    w_as=0.621945*Pw/(P-Pw); %ASHRAE 2013 fundamentals eq. 22
    % h calculation from Tdb and w
    h_as=c_air*Tdb_as+w_as*(hlg+cw*Tdb_as);
    % equation to satisfy
    result=h_as-h;
end

function result = Iteration_function_3(y) %calc Twb from Tdb and w using ASHRAE 2013 fundamentals
eq. 35
    Twb_as=y(1);
    Pws_as=Saturation_pressure(Twb_as);
    ws=0.621945*Pws_as/(P-Pws_as);
    w_as= ((hlg-2.326e3*Twb_as)*ws-c_air*(Tdb-Twb_as))/(hlg+cw*Tdb-4.186e3*Twb_as);
    result=(w-w_as)*1000;
end

function result = Iteration_function_4(y) %calc Tdb from Twb and w Tdp using ASHRAE 2013
fundamentals eq. 35
    Tdb_as=y(1);
    w_as= ((hlg-2.326e3*Twb)*ws-c_air*(Tdb_as-Twb))/(hlg+cw*Tdb_as-4.186e3*Twb);
    result=(w-w_as)*1000;
end

function result = Iteration_function_5(y) %calc Tdb from Twb and phi Tdp using ASHRAE 2013
fundamentals eq. 35
    Tdb_as=y(1);
    w_as= ((hlg-2.326e3*Twb)*ws-c_air*(Tdb_as-Twb))/(hlg+cw*Tdb_as-4.186e3*Twb);
    Pw_as=w_as*P/(0.621945+w_as); %partial pressure of water wapor
    Pws_as=Saturation_pressure(Tdb_as);
    phi_as=Pw_as*100/Pws_as;
    result=phi-phi_as;
end

function result = Iteration_function_6(y) %calc Pw from Tdb and Tdp using ASHRAE 2013 fundamentals
eq. 39
    Pw_as=y(1);
    Tdp_as=
6.54+14.526*log(Pw_as)+0.7389*(log(Pw_as))^2+0.09486*(log(Pw_as))^3+0.4569*(Pw_as^0.1984); % valid for
Tdp between 0 C and 93 C
    result=Tdp-Tdp_as;
end
end

```

## AEROCONDENSADOR

```
clear all
close all
clc

%% CONDICIONES AMBIENTE

load cond_amb.mat

%% AEROCONDENSADOR

ITD=22;
[filas, columnas]=size(T_amb);
for i=1:filas
    Tamb=T_amb(i,1);
    p_amb=94.8;

    T_cond=Tamb+ITD;
    Q_dot_cond=1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319);
    W_gross=1e3*(-223.690316742301000*(T_cond+273.15) + 126692.845816053000000);
    eta_ciclo=-0.00153086877828244000*(T_cond+273.15) + 0.86709022805488100000;

    Resultados(i,:)= [T_cond Q_dot_cond W_gross eta_ciclo];

end

%UA intercambiador
Q_dot=Resultados(:,2);
[Q_max,T]=max(Q_dot);
Tcond=Resultados(T,1);
deltaT_max=15;
T_a1=T_amb(T,1);
T_a2=T_a1+deltaT_max;
UA = ua(T_a1,T_a2,Tcond,Q_max);

%flujo masico de aire

T_max=T_amb(T,1);
c_p_a=(1.045356e3-3.161783e-1*(T_max+273.15)+7.083814e-4*(T_max+273.15)^2-2.705209e-7*(T_max+273.15)^3);
m_dot_a=Q_max/(deltaT_max*c_p_a);

save aero.mat m_dot_a UA ITD
```

En este caso, la potencia neta se ha calculado directamente en el Excel, restándole a la bruta obtenida el consumo de los ventiladores.

## AEROCONDENSADOR PRE-ENFRIADO

Se emplea el mismo aerocondensador, por tanto, se cargan los valores de flujo másico de aire, UA del intercambiador e ITD al código, que habían sido guardados en un archivo .mat en el caso anterior. La única diferencia es la inclusión del pre-enfriamiento evaporativo. Así que se empleará la función *Psychometricsnew.m* adjuntada anteriormente para calcular las propiedades psicométricas del aire.

## Panel refrigerativo (Cooling pad)

```
clear all
close all
clc

%% CONDICIONES AMBIENTE

load cond_amb.mat

%% PANEL PREENFRIAMIENTO
v=1; %velocidad del aire
k=17.84;
alpha=0.26;
beta=13.2;
delta=0.2;
delta_P_pc=k*v^2; %caida de presion
epsilon=1-exp(1)^(-(beta*delta)/(v^alpha)); %eficiencia panel 7090-15 preenfriamiento

%% AEROCONDENSADOR
load aero.mat ITD m_dot_a UA

%% CONDENSADOR HÍBRIDO

[filas, columnas]=size(T_amb);
for i=1:filas
    T_a_1=T_amb(i,1);
    p_a_1=94.8;
    hr_1=hr_amb(i,1)/100;

    [~,he_1,~,~,~,T_wb] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_a_1,,phi,,hr_1*100,,Pamb,,p_a_1);
    [~,he_s,~,~,~,~] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_wb,,phi,,100,,Pamb,,p_a_1);

    T_a_2=T_a_1-epsilon*(T_a_1-T_wb); %temperatura aire a la salida del panel
    he_a_2=he_1-epsilon*(he_1-he_s); %humedad especifica aire a la salida panel

    T_cond=T_a_2+ITD;
    Q_dot_cond=1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319);
    W_gross=1e3*(-223.690316742301000*(T_cond+273.15) + 126692.845816053000000);
    eta_ciclo=-0.00153086877828244000*(T_cond+273.15) + 0.86709022805488100000;
    m_dot_w=m_dot_a*(he_a_2-he_1);

    Resultados(i,:)= [T_a_2 T_cond Q_dot_cond W_gross eta_ciclo m_dot_w];

end

%% cálculo de la potencia neta

W_dot_aero=4066.8e3; %consumo ventilador aero
eta_vent=0.45; % eficiencia ventilador

for i=1:filas
    Tamb=T_amb(i,1);
    R=0.287;
    rho_amb=p_a_1/(R*(Tamb+273.15));
    V_dot_a=m_dot_a/rho_amb;

    delta_P_aero=(W_dot_aero*eta_vent)/V_dot_a;%caida de presion en aerocondensador
    delta_Pt=delta_P_aero+delta_P_pc; %caida de presion total

    W_vent(i,1)=W_dot_aero*(1+delta_P_pc/delta_P_aero); %consumo del ventilador híbrido
    W_net(i,1)=Resultados(i,4)-W_vent(i,1); %potencia neta condensador híbrido

    %otra manera de calcularlo
    W_fan(i,1)=(delta_Pt*V_dot_a)/eta_vent; %consumo del ventilador híbrido
    W_net(i,1)=Resultados(i,4)-W_fan(i,1); %potencia neta condensador híbrido

end

Resultados(:,7)=W_fan;
Resultados(:,8)=W_net;
```

## Espray

```
clear all
close all
clc

%% CONDICIONES AMBIENTE

load cond_amb.mat

g=9.8;

%% ATOMIZADOR
epsilon=0.6; %eficiencia pre enfriamiento
delta_P=200; %m
eta_b= 0.8; %rendimiento bomba

%% AEROCONDENSADOR
load aero.mat ITD m_dot_a UA

W_dot_aero=4066.8e3; %consumo ventilador aero
eta_vent=0.45; % eficiencia ventilador
%% CONDENSADOR HÍBRIDO

[filas, columnas]=size(T_amb);
for i=1:filas
    T_a_1=T_amb(i,1);
    p_a_1=94.8;
    hr_1=hr_amb(i,1)/100;

    [~,he_1,~,~,~,T_wb] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_a_1,,phi,,hr_1*100,,Pamb,,p_a_1);
    [~,he_s,~,~,~,~] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_wb,,phi,,100,,Pamb,,p_a_1);

    T_a_2=T_a_1-epsilon*(T_a_1-T_wb); %temperatura aire a la salida del panel
    he_a_2=he_1-epsilon*(he_1-he_s); %humedad especifica aire a la salida panel

    T_cond=T_a_2+ITD;
    Q_dot_cond=1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319);
    W_gross=1e3*(-223.690316742301000*(T_cond+273.15) + 126692.845816053000000);
    eta_ciclo=-0.00153086877828244000*(T_cond+273.15) + 0.86709022805488100000;
    m_dot_w=m_dot_a*(he_a_2-he_1);

    %calculo potencia neta
    W_b=(delta_P*g*m_dot_w)/eta_b;
    W_neta= W_gross-W_b-W_dot_aero;

    Resultados(i,:)=[T_a_2 T_cond Q_dot_cond W_gross W_neta eta_ciclo m_dot_w];
end
```

## TORRE DE REFRIGERACIÓN (MDWCT)

- Teoría de Poppe: para calcular el número de Merkel (**Me\_Poppe\_cc**)

```
function [Me_Poppe] = Me_Poppe_cc(Tw1,Tw2,Tas1,Tbh,ma,mw,pT)
%% Constantes para el cálculo de las propiedades termofiscas del aire y vapor de agua Kröger (Anexo A
AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS AND COOLING TOWERS)
N=5;
T0= 273.15;
C1=1.045356*10^3;
C2=3.161783*10^(-1);
C3=7.083814*10^(-4);
C4=2.705209*10^(-7);
C5=1.3605*10^3;
C6=2.31334;
C7=2.46784*10^(-10);
C8=5.91332*10^(-13);
C9=3.4831814*10^6;
C10=5.8627703*10^3;
C11=12.139568;
C12=1.40290431*10^(-2);
C13=8.15599*10^3;
C14=2.80627*10^1;
C15=5.11283*10^(-2);
C16=2.17582*10^(-13);
C17=2501.6;
C18=2.3263;
C19=1.8577;
C20=4.184;
C21=0.62509;
C22=1.005;
C23=1.00416;
C24=10.79586;
C25=5.02808;
C26=1.50474*10^(-4);
C27=4.2873*10^(-4);
C28=2.786118312;
C29=0.865;
C30=0.667;
C31=0.622;

hfg=C9-C10*To+C11*(To^2)-C12*(To^3); % Calor latente del agua a la temperatura T=To

% Con la función Psychrometricsnew calculo las propiedades en la entrada
[Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb] =Psychrometricsnew(,Tdb,,Tas1-273.15,,Twb,,Tbh-273.15);

%SIENDO tdb TEMPERATURA DE BULBO SECO, humratio HUMEDAD ESPECIFICA, phi
%HUMEDAD RELATIVA, entalphy ENTALPIA, tdp (), volume VOLUMEN, twb
%TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

%% Inicio Runge-Kutta 4º orden
% Número de intervalos y DeltaTw

DeltaTw=(Tw1-Tw2)/N;

% Preveamos las dimensiones de las matrices de resultados y de cálculo y
% definimos el primer nivel de la matriz de resultados
R_cc=zeros(19,4*N);
Res_cc=zeros(7,N+1);

% Creamos la primera columna matriz resultados Res(:,1).
% Res(:,1)=[humratio;entalphy/1000;Tw2;0;Tas1;phi;Tbh;0;0;0;0;0;0;0];
Res_cc(1,1)=humratio; %HUMEDAD ESPECIFICA
Res_cc(2,1)=entalphy/1000; %ENTALPIA
Res_cc(3,1)=Tw2; %TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA
Res_cc(4,1)=0; % Me al inicio es nulo
Res_cc(5,1)=Tas1; %TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE
Res_cc(6,1)=phi;%HUMEDAD RELATIVA
Res_cc(7,1)=Tbh;%TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO EN LA ENTRADA DE AIRE.

%% El cálculo de Me depende de la humedad absoluta a la salida. Al ser desconocida realizamos la
programación en torno a ella.
% Para ello, calculamos un vector de humedades que debe converger en el
% valor de humedad a la salida. El primer valor será el correspondiente a
% la entrada y el segundo lo aumentamos un 5% para que entre en el bucle
% del while

% Humedad específica en la sección de entrada (ya calculada)
w(1)=Res_cc(1,1);
wo=w(1,1); %LA HUMEDAD QUE TENGO A LA SALIDA DIGO QUE VA A SER IGUAL QUE LA QUE TENGO EN LA ENTRADA

f=2;
w(f)=1.05*wo;
```

Constantes a incluir en códigos:

T\_da\_ss

w\_a

```

while abs(w(f)-w(f-1))*100/w(f)>0.1 %ESTE BUCLE VA HACIENDO LAS ITERACIONES HASTA QUE EL ERROR SEA MENOR DE
0.1
    f=f+1;

for i=1:N;
    if Res_cc(6,i)<100; % Evaluamos HR. Si HR<100 al final del intervalo calculamos normal. De lo contrario
consideramos sobresaturación
        %Todo lo que va aqui dentro es el cálculo sin saturación
        for k=1:4; % Cálculo de subetapas en cada intervalo
            j=4*(i-1)+k;
            if j==1 % Sirve para identificar que la primera etapa es la entrada del aire y salida del agua
                R_cc(1,j)=Res_cc(1,i); %GUARDO LA HUMEDAD ESPECIFICA
                R_cc(2,j)=Res_cc(2,i)*1000; %GUARDO LA ENTALPIA
                R_cc(3,j)=Res_cc(3,i); %TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA
            else % Si no es la primera etapa
                if k==1
                    R_cc(1,j)=Res_cc(1,i); % Humedad en el step anterior
                    R_cc(2,j)=Res_cc(2,i)*1000; %h
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i);
                    R_cc(17,j)=Res_cc(4,i); %Me
                elseif k==2
                    R_cc(1,j)=R_cc(1,j-1)+R_cc(14,j-1)/2;
                    R_cc(2,j)=R_cc(2,j-1)+R_cc(15,j-1)/2;
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
                elseif k==3
                    R_cc(1,j)=R_cc(1,j-2)+R_cc(14,j-1)/2;
                    R_cc(2,j)=R_cc(2,j-2)+R_cc(15,j-1)/2;
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
                else
                    R_cc(1,j)=R_cc(1,j-3)+R_cc(14,j-1);
                    R_cc(2,j)=R_cc(2,j-3)+R_cc(15,j-1);
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
                end
            end
            R_cc(4,j)=(R_cc(3,j)+273.15)/2; %T@cps (TEMPERATURA A LA QUE TIENEN QUE SER EVALUADOS LOS CALORES
ESPECIFICOS)
            R_cc(5,j)=C1-C2*R_cc(4,j)+C3*(R_cc(4,j))^2-C4*(R_cc(4,j))^3; %Cpa (CALOR ESPECIFICO DEL AIRE SECO)
            R_cc(6,j)=C5+C6*R_cc(4,j)-C7*(R_cc(4,j))^5+C8*(R_cc(4,j))^6; %Cpv (CALOR ESPECIFICO DEL VAPOR DE
AGUA)
            R_cc(7,j)=C13-C14*R_cc(4,j)+C15*(R_cc(4,j))^2-C16*(R_cc(4,j))^6; %Cpw (CALOR ESPECIFICO DEL AGUA)
            R_cc(8,j)=10^(C24*(1-(To/R_cc(3,j)))+C25*(log10(To/R_cc(3,j)))+C26*(1-10^((-8.29692)*((R_cc(3,j)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/R_cc(3,j))))-1)+C28); % pvs (PRESION DE VAPOR DE AGUA EVALUADA EN TO)
            R_cc(9,j)=(C21*R_cc(8,j))/(pT-(C22*R_cc(8,j))); %wsw (RELACION DE HUMEDAD PARA AIRE SATURADO)
            R_cc(10,j)=hfg+(R_cc(6,j)*(R_cc(3,j)-To)); %hv (ENTALPIA DEL VAPOR DE AGUA A LA TEMPERATURA LOCAL,
EN RELACION CON EL AGUA A 0°C)
            R_cc(11,j)=(R_cc(5,j)*(R_cc(3,j)-To)+R_cc(9,j)*R_cc(10,j)); %hmasw (ENTALPIA DE AIRE SATURADO A LA
TEMPERATURA DEL AGUA)
            R_cc(12,j)=(C29^C30)*(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(1,j)))-1)/(log(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(1,j)))));
%Le (NUMERO DE LEWIS)
            R_cc(13,j)=(mw/ma)*(1-((ma/mw)*(wo-R_cc(1,j)))); %Balance de masa (BALANCE DE MASA)
            R_cc(14,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j)*(R_cc(9,j)-R_cc(1,j)))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-
1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(10,j))-((R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To)));
%j (CALCULO DE LA j)
            R_cc(15,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j)*(1+(((R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-
To))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(10,j))-((R_cc(9,j)-
R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))))); %k (CALCULO DE LA k)
            R_cc(16,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-
R_cc(1,j))*R_cc(10,j))-((R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))); %l (CALCULO DE LA l)
            [Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb] =Psychrometricsnew(j,h,R_cc(2,j),w,R_cc(1,j));
%PARA ESA ENTALPIA Y HUMEDAD ESPECIFICA DE ESE SUBNIVEL OBTENGO LOS VALORES PSICROMETRICOS
            R_cc(18,j)=Tdb+273.15; % Tas puede que difiera del valor real si dentro del intervalo se produce
sobresaturación. Si se activan los siguientes comandos se puede evaluar
        end
        % Al final del ciclo de k completamos la matriz de resultados. Dejamos en
        % blanco la temperatura del aire, la humedad y el bulbo húmedo al no saber si estamos en condiciones de
        % sobresaturación. Completamos i+1 ya que estamos en k=4 del nivel
        % anterior
        Res_cc(1,i+1)=Res_cc(1,i)+(R_cc(14,j-3)+2*R_cc(14,j-2)+2*R_cc(14,j-1)+R_cc(14,j))/6; %RELACION DE HUMEDAD EN
EL NIVEL CORRESPONDIENTE
        Res_cc(2,i+1)=(1000*Res_cc(2,i)+(R_cc(15,j-3)+2*R_cc(15,j-2)+2*R_cc(15,j-1)+R_cc(15,j))/6)/1000; %ENTALPIA DEL
AIRE EN EL NIVEL CORRESPONDIENTE
        Res_cc(3,i+1)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
        Res_cc(4,i+1)=Res_cc(4,i)+(R_cc(16,j-3)+2*R_cc(16,j-2)+2*R_cc(16,j-1)+R_cc(16,j))/6; %NUMERO DE MERKEL EN EL
NIVEL CORRESPONDIENTE
    end
end

```

```

% Con la función Psychrometricsnew calculo las propiedades a partir h y w
% de la matriz Res
[Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb]
=Psychrometricsnew(h,,1000*Res_cc(2,i+1),,w,,Res_cc(1,i+1));

% Asumimos aire no saturado, E INTRODUCIMOS LOS VALORES QUE NOS INTERESAN
% DEL DIAGRAMA PICROMETRICO
Res_cc(5,i+1)=Tdb+273.15; %TEMPERATURA DE BULBO SECO
Res_cc(6,i+1)=phi;%HUMEDAD RELATIVA
Res_cc(7,i+1)=Twb+273.15; %TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

if Res_cc(6,i+1)<100; %SI LA HUMEDAD RELATIVA ES MENOR DE 100
% Confirmamos si no está saturado
Res_cc(5,i+1)=Tdb+273.15;
Res_cc(6,i+1)=phi;
Res_cc(7,i+1)=Twb+273.15;
else
% Corregimos si está sobresaturado
Res_cc(5,i+1)=T_da_ss(Res_cc(2,i+1),Res_cc(1,i+1),pT);
% La función T_da_ss devuelve la temperatura del aire (K) que, en
%condiciones de sobresaturación, verifica los valores de entalpia y humedad
%específica introducidos como inputs.
Res_cc(6,i+1)=100; %EN ESTE CASO AL ESTAR SOBRESATURADO LA HUMEDAD RELATIVA ES 100
Res_cc(7,i+1)=Res_cc(5,i+1);
end

else %ESTE VA CON EL IF QUE ESTA JUSTO ANTES DEL FOR DE ARRIBA DE MANERA QUE
%COMO EN ESE NOS SALE QUE EL AIRE YA ESTA SATURADO DA EL SALTO A
%ESTAS ECUACIONES Y NO HACE EL CALCULO DE NO SATURADO Y DESPUES
%CORREGIR.
%Todo lo que va aqui dentro es el cálculo con sobre saturación
for k=1:4; % Cálculo de subetapas en cada intervalo
j=4*(i-1)+k;
if k==1
R_cc(1,j)=Res_cc(1,i); % Humedad en el step anterior
R_cc(2,j)=Res_cc(2,i)*1000; %h
R_cc(3,j)=Res_cc(3,i);
R_cc(17,j)=Res_cc(4,i); %Me
elseif k==2
R_cc(1,j)=R_cc(1,j-1)+R_cc(14,j-1)/2;
R_cc(2,j)=R_cc(2,j-1)+R_cc(15,j-1)/2;
R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
elseif k==3
R_cc(1,j)=R_cc(1,j-2)+R_cc(14,j-1)/2;
R_cc(2,j)=R_cc(2,j-2)+R_cc(15,j-1)/2;
R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
else
R_cc(1,j)=R_cc(1,j-3)+R_cc(14,j-1);
R_cc(2,j)=R_cc(2,j-3)+R_cc(15,j-1);
R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
end

% Para condiciones de sobresaturación se requiere la humedad específica
% del aire en condiciones de saturación a Tas. Se añade 1 fila con wsa
% R(20,j). El cálculo de j, k y l cambia en condiciones de saturación
% frente a aire no saturado.
R_cc(4,j)=(R_cc(3,j)+273.15)/2; %Tacps
R_cc(5,j)=C1-C2*R_cc(4,j)+C3*(R_cc(4,j))^2-C4*(R_cc(4,j))^3; %Cpa
R_cc(6,j)=C5+C6*R_cc(4,j)-C7*(R_cc(4,j))^5+C8*(R_cc(4,j))^6; %Cpv
R_cc(7,j)=C13-C14*R_cc(4,j)+C15*(R_cc(4,j))^2-C16*(R_cc(4,j))^6; %Cpw
R_cc(8,j)=10^(C24*(1-(To/R_cc(3,j)))+C25*(log10(To/R_cc(3,j)))+C26*(1-10^((-8.29692)*((R_cc(3,j)/To)-1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/R_cc(3,j))))-1)+C28); % pvs
R_cc(9,j)=(C21*R_cc(8,j))/(pT-(C22*R_cc(8,j))); %wsW
R_cc(10,j)=hfg+(R_cc(6,j)*(R_cc(3,j)-To)); %hv
R_cc(11,j)=(R_cc(5,j)*(R_cc(3,j)-To)+R_cc(9,j)*R_cc(10,j)); %hmasw
R_cc(18,j)=T_da_ss(R_cc(2,j)/1000,R_cc(1,j),pT); % Tas
R_cc(19,j)=w_a(R_cc(18,j),100,pT); % wsa
R_cc(12,j)=(C29^C30)*(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(1,j)))-1)/(log(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(12,j))))); %Le
R_cc(13,j)=(mw/ma)*(1-((ma/mw)*(wo-R_cc(1,j)))); %Balance de masa
R_cc(14,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j)*R_cc(9,j)-R_cc(9,j))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j))-(R_cc(9,j)-R_cc(19,j))*R_cc(10,j)+(R_cc(1,j)-R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))+((R_cc(1,j)-R_cc(9,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To)); %j

```

```

R_cc(15,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j))*(1+(((R_cc(9,j)-R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))/(R_cc(11,j)-
R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-R_cc(19,j))*R_cc(10,j)+(R_cc(1,j)-
R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))+((R_cc(1,j)-R_cc(9,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))))); %k
R_cc(16,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-
R_cc(19,j))*R_cc(10,j)+(R_cc(1,j)-R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))+((R_cc(1,j)-
R_cc(9,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))); %l
    End
% Las 4 primeras filas son w, h, Tw y Me, calculadas con RK.
% Res(:,i+1)=[Res(1,i)+(R(14,j-3)+2*R(14,j-2)+2*R(14,j-1)+R(14,j))/6;(1000*Res(2,i)+(R(15,j-3)+2*R(15,j-
2)+2*R(15,j-1)+R(15,j))/6)/1000;Res(3,i)+DeltaTw;Res(4,i)+(R(16,j-3)+2*R(16,j-2)+2*R(16,j-
1)+R(16,j))/6;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
    Res_cc(1,i+1)=Res_cc(1,i)+(R_cc(14,j-3)+2*R_cc(14,j-2)+2*R_cc(14,j-1)+R_cc(14,j))/6;
    Res_cc(2,i+1)=(1000*Res_cc(2,i)+(R_cc(15,j-3)+2*R_cc(15,j-2)+2*R_cc(15,j-1)+R_cc(15,j))/6)/1000;
    Res_cc(3,i+1)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
    Res_cc(4,i+1)=Res_cc(4,i)+(R_cc(16,j-3)+2*R_cc(16,j-2)+2*R_cc(16,j-1)+R_cc(16,j))/6;
    Res_cc(5,i+1)=T_da_ss(Res_cc(2,i+1),Res_cc(1,i+1),pT);
    Res_cc(6,i+1)=100;
    Res_cc(7,i+1)=Res_cc(5,i+1);
end
end

w(f)=Res_cc(1,N+1);
wo=w(f);
end

Me_Poppe=Res_cc(4,N+1);

end

```

- Funciones complementarias para el código Me\_Poppe\_cc:
  - T\_da\_ss

Calcula la temperatura del aire en condiciones de saturación y verifica el resto de propiedades psicrométricas. Las constantes para el cálculo de las propiedades termofísicas son las mismas, por ello no las adjuntamos, pero se deben incluir.

```

function [Tda_ss] = T_da_ss(h,w,pT)
%La función T_da_ss devuelve la temperatura del aire (K) que, en
%condiciones de sobresaturación, verifica los valores de entalpía y humedad
%específica introducidos como inputs.

h_fg=C9-C10*To+C11*(To^2)-C12*(To^3); % Entalpía de vaporización (evaluada en 273.15 K)

f=@(x)((((C1-C2*((x(1)+273.15)/2)+C3*((x(1)+273.15)/2)^2-C4*((x(1)+273.15)/2)^3)*(x(1)-
273.15)+((0.62198*(10^(C24*(1-(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-10^((-8.29692)*(x(1)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28)))/(pT-(10^(C24*(1-(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-
10^((-8.29692)*(x(1)/To)-1))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28)))*(h_fg+(C13-
C14*((x(1)+273.15)/2)+C15*((x(1)+273.15)/2)^2-C16*((x(1)+273.15)/2)^6)*(x(1)-273.15))+
((0.62198*(10^(C24*(1-(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-10^((-8.29692)*(x(1)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28)))/(pT-(10^(C24*(1-(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-
10^((-8.29692)*(x(1)/To)-1))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28)))*(C13-
C14*((x(1)+273.15)/2)+C15*((x(1)+273.15)/2)^2-C16*((x(1)+273.15)/2)^6)*(x(1)-273.15)/1000)-h);
x0=[273.15];
x=fsolve(f,x0);

Tda_ss=x;

```

- $w_a$

Calcula la humedad específica del aire, a partir de su temperatura, humedad relativa y presión total.

```
function [w_a] = w_a(Tda,HR,pT)
%La función w devuelve la humedad del aire en (kg/kg) a partir de la temperatura seca del aire
(K), la humedad relativa (%) y la presión total del aire (Pa)

%% Cálculo humedad

pvs=10^(C24*(1-(To/Tda))+C25*(log10(To/Tda))+C26*(1-10^((-8.29692)*((Tda/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/Tda)))-1)+C28); % pvs

w_a = (0.62198 * pvs * (HR / 100)) / (pT - pvs * (HR / 100)); %w
```

- Función para calcular el agua evaporada en la torre

Se utiliza el mismo código *Me\_Poppe\_cc*, ya que la teoría de Poppe permite saber en todo punto las propiedades psicrométricas del aire, y así nos permite evaluar el agua que se emplea para refrigerar el resto de agua del circuito. Pero se debe añadir la expresión del flujo másico de agua:

```
m_ev=ma*(Res_cc(1,N+1)-Res_cc(1,1));
```

- Modelo de la CPS con la torre húmeda acoplada

En este caso, al resolverse una primera vez para obtener los parámetros de diseños esos resultados (flujo másico de agua) se guardan en un archivo .mat que luego se carga en el código. Puntualizar que la potencia neta se ha evaluado directamente en el Excel, restándole a la bruta obtenida el consumo auxiliar: ventilación y bomba para la atomización del agua en el aire.

```

clear all
close all
clc

%% PARAMETROS DISEÑO TORRE HÚMEDA

load parametros_diseno_torre_humeda.mat ITD Me m_dot_w;
m_dot_a=m_dot_w;
D=0.0005/100; %drift losses (perdidas)
C_c=6; %ciclos de concentracion para perdidas por purgacion

%% CONDICIONES AMBIENTE

load cond_amb.mat

%% TORRE HÚMEDA ACOPLADA A CENTRAL

[filas, columnas]=size(T_amb);
for i=8423:filas

    %propiedades aire a entrada
    T_a_1=T_amb(i,1);
    p_amb=94.8;
    hr_1=hr_amb(i,1)/100;

    [~,he, ~,h,~,~,Twb] = Psychrometricsnew (,Tdb,,T_a_1,,phi,,hr_1*100,,P,,p_amb);
    T_cond=Twb+ITD;

    %sistema de ecuaciones a satisfacer
    f=@(x)[Me-
    Me_Poppe_cc(x(1)+273.15,x(2)+273.15,T_a_1+273.15,Twb+273.15,m_dot_a,m_dot_w,p_amb*1000);
    m_dot_w*(x(1)-x(2))*cpw(x(1),x(2))-
    1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319)];

    x0=[Twb+12,Twb+5];
    x=fsolve(f,x0);

    T_w1=x(1);
    T_w2=x(2);

    Q_dot_cond=1e3*(223.686968325849000*(T_cond+273.15)+19411.3822443319);
    Q_dot_w=m_dot_w*(T_w1-T_w2)*cpw(T_w1,T_w2);

    Me_p=Me_Poppe_cc(T_w1+273.15,T_w2+273.15,T_a_1+273.15,Twb+273.15,m_dot_a,m_dot_w,p_amb*1000);

    W_gross=1e3*(-223.690316742301000*(T_cond+273.15) + 126692.845816053000000);
    eta_ciclo=-0.00153086877828244000*(T_cond+273.15) + 0.86709022805488100000;

    m_ev=agua_ev(T_w1+273.15,T_w2+273.15,T_a_1+273.15,Twb+273.15,m_dot_a,m_dot_w,p_amb*1000);
    m_d=m_dot_w*(D/100);
    m_b=(m_ev+m_d)/(C_c-1);
    m_perd=m_ev+m_d+m_b;

    Resultados(i,:)=[T_a_1 Twb T_cond T_w1 T_w2 m_perd W_gross Q_dot_cond Q_dot_w eta_ciclo Me_p
    m_ev m_d m_b];

    clear T_w1 T_w2 T_cond Q_dot_cond Q_dot_w Me_p he h Twb hr_1 x0 T_a_1 m_ev W_gross
    eta_ciclo m_d m_b m_perd

end

```

