

Trabajo Fin de Máster  
Máster oficial en Sistemas de Energía Térmica

Refrigeración solar con desecantes. Análisis de  
sistemas y simulación con EES

Autor: Pablo García Piosa

Tutor: José Guerra Macho

**Dep. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2017





Trabajo Fin de Máster  
Máster Oficial en Sistemas de Energía Térmica

# **Refrigeración solar con desecantes. Análisis de sistemas y simulación con EES**

Autor:

Pablo García Piosa

Tutor:

José Guerra Macho

Catedrático de Universidad

Dep. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Máster: Refrigeración solar con desecantes. Análisis de sistemas y simulación con  
EES

Autor: Pablo García Piosa  
Tutor: José Guerra Macho

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

*A mi familia*  
*A mis maestros*  
*A mí*

# Agradecimientos

---

A todos los profesores que a lo largo de mi vida han aportado su granito de arena para culminar esta montaña, a los amigos que han ido acompañándome en este camino y, sobre todo, a mi familia, con la que sin su ayuda nada de esto hubiera sido posible.

*Pablo García Piosa  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2017*

# RESUMEN

---

El objetivo del presente documento es analizar los sistemas de refrigeración evaporativos con tecnología desecante. Se ha realizado un resumen del estado del arte de la tecnología y una revisión de las diferentes configuraciones que pueden emplearse. Finalmente, se ha desarrollado una simulación de un sistema en un software especializado con el fin de cuantificar el potencial de esta tecnología como una alternativa a los sistemas de refrigeración convencionales

# ABSTRACT

---

The aim of this document is analyze the different desiccant based evaporative cooling systems, considering technological and economical points of view. A state of art was considered including the different configurations of this technology. At the end, a simulation was realized, in order to demonstrate the use and application of this technology as a real alternative to the conventional cooling systems

# ÍNDICE

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>7</b>
<b>Resumen</b>	<b>8</b>
<b>Abstract</b>	<b>9</b>
<b>Índice</b>	<b>10</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>12</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>13</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>15</b>
1.1 <i>Introducción</i>	15
1.2 <i>Marco económico y tecnológico</i>	15
1.3 <i>Procesos psicométricos elementales</i>	17
1.4 <i>Descripción de un sistema básico de refrigeración por desecantes</i>	25
1.5 <i>Estado del arte</i>	29
1.6 <i>Estructura y contenido</i>	38
<b>2 Sistemas de refrigeración evaporativos</b>	<b>39</b>
2.1 <i>Introducción</i>	39
2.2 <i>Clasificación de los sistemas de enfriamiento regenerativo</i>	39
2.3 <i>Elementos fundamentales</i>	47
2.4 <i>Resumen de otras instalaciones existentes</i>	49
2.4.1 <i>Técnicas de refrigeración activas</i>	50
2.4.2 <i>Técnicas de refrigeración pasivas</i>	52
<b>3 Modelización de sistemas de refrigeración por desecantes</b>	<b>54</b>
3.1 <i>Introducción</i>	54
3.2 <i>Modelo de componentes</i>	54
3.2.1 <i>Rueda desecante</i>	54
3.2.2 <i>Intercambiador de calor</i>	56
3.2.3 <i>Refrigerador evaporativo directo</i>	57
3.2.4 <i>Aporte energético a la corriente de regeneración</i>	58
3.3 <i>Modelización del Sistema</i>	65
3.4 <i>Descripción del software</i>	66
3.1.1 <i>Modelización del ciclo en EES</i>	66
3.1.2 <i>Modelización de los sistemas auxiliares de energía en Excel</i>	67
<b>4 Estudio de casos y análisis de resultados</b>	<b>70</b>
4.1 <i>Introducción</i>	70
4.2 <i>Definición del caso de referencia</i>	70
4.3 <i>Resultados caso de referencia</i>	72

4.4 <i>Análisis de resultados</i>	78
<b>5 Resumen y conclusiones</b>	<b>84</b>
5.1 <i>Resumen</i>	84
5.2 <i>Conclusiones</i>	85
<b>6 Referencias</b>	<b>87</b>
<b>7 Anexos</b>	<b>90</b>
7.1 <i>Programación en EES</i>	90

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1-1: Relación de parámetros para la caracterización de módulos básicos .....	20
Tabla 1-2: Configuraciones básicas.....	21
Tabla 1-3: Diferentes técnicas de refrigeración .....	27

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Reparto en el consumo de fuentes de energía.....	15
Figura 2: Demanda mundial de HVAC.....	16
Figura 3: Diagrama higrométrico .....	17
Figura 4: Configuración clásica IEC .....	18
Figura 5: Intercambiador plato húmedo .....	19
Figura 6: Sistema evaporativo directo (DEC).....	19
Figura 7: Diagrama lógico módulos básicos.....	22
Figura 8: Modo 0 - Enfriamiento libre .....	23
Figura 9: Modo 1 - Refrigeración evaporativa .....	23
Figura 10: Modo 2 – Calentamiento.....	23
Figura 11: Modo 3 - Enfriamiento sensible .....	23
Figura 12: Modo 4 - Calentamiento + humidificación.....	23
Figura 13: Modo 5 - Enfriamiento sensible + enfriamiento evaporativo.....	23
Figura 14: Modo 6 – Desecante.....	24
Figura 15: Modo 7 - Desecante + enfriamiento sensible .....	24
Figura 16: Modo 8 – Desecante + refrigeración evaporativa.....	24
Figura 17: Modo 9 – Desecante + enfriamiento sensible + refrigeración evaporativa .....	24
Figura 18: Modo 10 – Batería de refrigeración .....	24
Figura 19: Esquema de control simultáneo.....	25
Figura 20: Condiciones básicas de confort según ASHRAE 55 .....	26
Figura 21: Acondicionamiento de aire + suelo radiante + regeneración solar .....	28
Figura 22: Configuración propuesta por Cejudo .....	28
Figura 23: Refrigeración con pre-refrigeración y DEC.....	37
Figura 24: Sistema desecante + pre-regeneración .....	37
Figura 25: Ciclo de ventilación Pennington.....	40
Figura 26: Variación del ciclo de Pennington.....	40
Figura 27: Ciclo de Pennington con recirculación .....	41
Figura 28: Ciclo Dunkle .....	41
Figura 29: Ciclo SENS .....	42
Figura 30: Ciclo REVERS .....	42
Figura 31: Ciclo DINC .....	43
Figura 32: Refrigeración escalonada .....	43
Figura 33: Tratamiento del aire en sistema multi-etapa .....	44
Figura 34: TSDC vs OTSDC .....	44
Figura 35: Sistema OTSDC .....	45
Figura 36: Configuración esquemática sistema OTSDC .....	46
Figura 37: Sistema híbrido desecante.....	47
Figura 38: Sistema desecante para producción de aire seco y agua refrigerada.....	47
Figura 39: Configuración del panel .....	48
Figura 40: Esquema de funcionamiento.....	48
Figura 41: Esquema básico fuente de energía alternativa solar.....	49

Figura 42: Refrigeración por compresión .....	50
Figura 43: Sistema absorbedor.....	51
Figura 44: Ventilación natural cruzada .....	52
Figura 45: Climatización geotérmica .....	52
Figura 46: Climatización por aguas profundas .....	53
Figura 47: Rueda desecante y definición de los puntos .....	54
Figura 48: Evolución de temperaturas en el intercambiador .....	57
Figura 49: Ciclo de Pennington con aporte de energía solar .....	64
Figura 50: Diagrama psicométrico .....	66
Figura 51: Compilación del programa.....	67
Figura 52: Valores entrada en tabla paramétrica .....	68
Figura 53: Programa Excel.....	69
Figura 54: Diagrama psicométrico del ciclo.....	70
Figura 55: Diagrama del ciclo de Pennington simulado .....	71
Figura 56: Temperatura ambiente exterior y temperatura del local .....	73
Figura 57: Temperatura salida; deshumidificador (T <sub>2</sub> ), intercambiador (T <sub>3</sub> ) y evaporativo (T <sub>4</sub> ) .....	73
Figura 58: Humedades absolutas del ramal de proceso .....	74
Figura 59: Carga latente diaria para el mes de agosto .....	75
Figura 60: Carga de refrigeración sensible para el mes de agosto.....	75
Figura 61: Temperaturas del ramal de regeneración .....	76
Figura 62: Rendimiento del captador para el día tipo .....	77
Figura 63: Potencia empleada para regenerar la corriente de la rueda.....	77
Figura 64: Temperatura exterior (T <sub>1</sub> ) vs temperatura salida rueda desecante (T <sub>2</sub> ). Agosto.....	78
Figura 65: Humedad exterior (W <sub>1</sub> ) vs humedad salida rueda (W <sub>2</sub> ). Agosto .....	78
Figura 66: Temperaturas intercambiador de calor; entrada (T <sub>2</sub> ) vs salida (T <sub>3</sub> ). Agosto .....	79
Figura 67: Temperaturas evaporativo; entrada (T <sub>3</sub> ) vs salida (T <sub>4</sub> ). Agosto .....	79
Figura 68: Calor sensible recuperado por el intercambiador de calor. Agosto.....	80
Figura 69: Ciclo de Pennigton propuesto .....	81
Figura 70: Temperaturas evaporativo directo; entrada (T <sub>5</sub> ) vs salida (T <sub>6</sub> ). Agosto.....	81
Figura 71: Temperatura intercambiador de calor; entrada (T <sub>6</sub> ) vs salida (T <sub>7</sub> ). Agosto .....	82
Figura 72: Temperaturas intercambiador solar; entrada (T <sub>7</sub> ) vs salida (T <sub>8</sub> ). Agosto.....	82
Figura 73: Temperatura entrada caldera (T <sub>8</sub> ) vs temperatura de regeneración (T <sub>8</sub> ). Agosto .....	83
Figura 74: Consumo mensual de gas natural (kg/h) por la caldera auxiliar. Mes de agosto .....	83
Figura 75: Ciclo de Pennington .....	84
Figura 76: Bypass situado en el refrigerador evaporativo directo del ramal de proceso .....	85

# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Introducción

El presente documento muestra una visión global tecnológica y económica de los sistemas de refrigeración evaporativa, incluyendo la integración de rueda desecante. Comenzando por la situación de la tecnología en el marco económico mundial; una revisión y estado del arte sobre las diferentes configuraciones de la tecnología de refrigeración evaporativa con sistemas desecantes y, por último, una simulación y modelización con el software Matlab que nos aporte unos resultados con los que establecer unas conclusiones experimentales que, además de casar con la revisión y estado del arte pruebe, justifiquen la aplicabilidad de la tecnología como sistema de refrigeración alternativo a los convencionales.

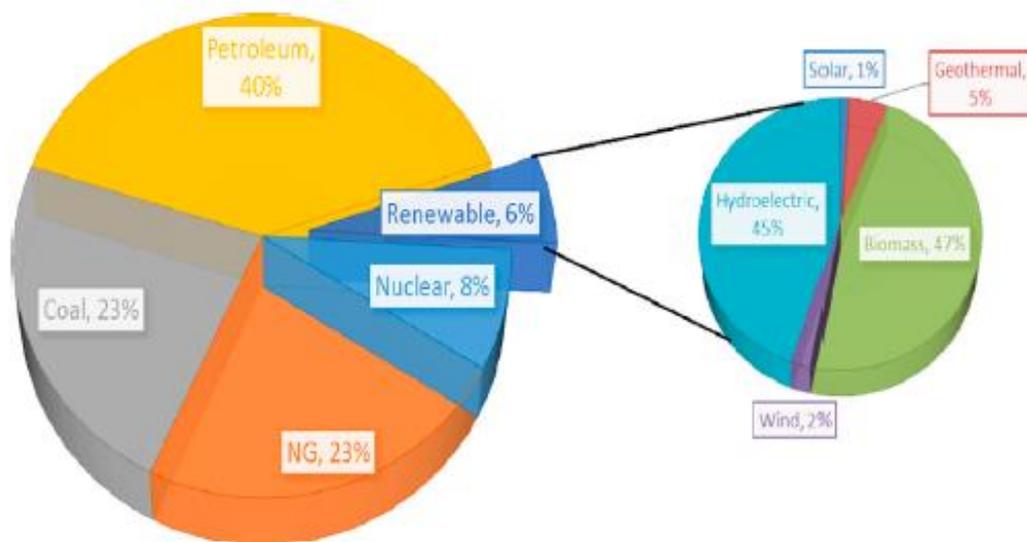


Figura 1: Reparto en el consumo de fuentes de energía

## 1.2 Marco económico y tecnológico

En las últimas décadas, el consumo eléctrico mundial ha experimentado un crecimiento exponencial. Esto ha contribuido a que, en muchos países, se haya incrementado el precio medio de la electricidad de manera directa, así como un aumento del impacto medioambiental producidos por tal incremento de las emisiones. [1]. Las fuentes de energía primaria, (Gas natural, carbón y petróleo) son

consumidas en una mayor proporción comparadas con las fuentes de energía renovables, como la energía solar, eólica, geotérmica, biomasa o la generación hidroeléctrica (Figura 1). La quema de este tipo de combustibles no solo supone un agotamiento rápido de las fuentes de energía primaria, también es la principal causa de las grandes emisiones de CO<sub>2</sub>, las cuales están incrementándose anualmente, principalmente en países en vías de desarrollo. El incremento de la emisión de dióxido de carbono y otros gases que contribuyen al efecto invernadero son las causas de los distintos disturbios climáticos, ya que incrementan la temperatura global. En cuanto a la demanda de eléctrica y fuentes de energía primaria que conciernen en este proyecto, nos centraremos en particular en nuestro campo de aplicación, la demanda de calentamiento, ventilación y acondicionamiento de aire (HVAC). A nivel mundial, la demanda de HVAC está estimada que sufra un crecimiento que ronda el 6,2% anual (Figura 2).

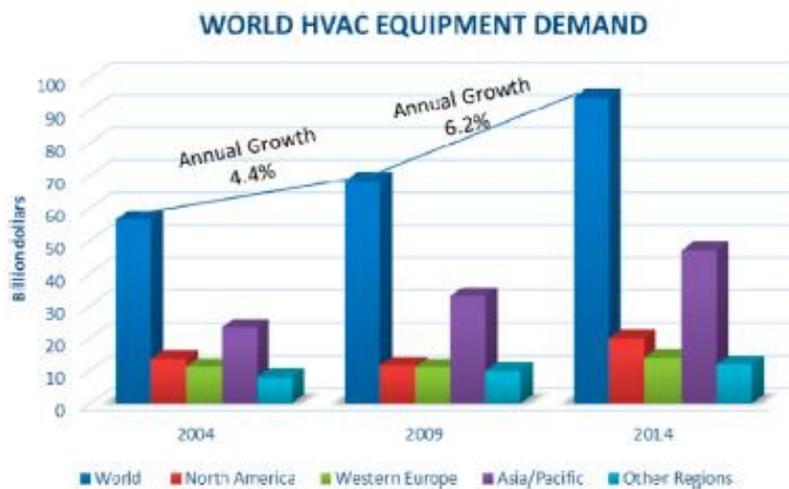


Figura 2: Demanda mundial de HVAC

El uso de fuentes de energía renovables frente a las fuentes de energía primarias ha sido rechazado en innumerables ocasiones en el pasado. Es en la actualidad donde empieza a ganar atención debido a una mayor aceptación en el ámbito comercial, unos precios más competitivos, simplicidad operacional, mantenimiento sencillo y, sobre todo, el respeto al medioambiente.

En el campo de la edificación (lo que concierne a HVAC), la mayor parte de la energía primaria consumida es para suplir las demandas de refrigeración y calefacción. Por lo tanto, a fin de reducir las emisiones de dióxido de carbono y floro-cloro-carbonos al medioambiente, se necesitan sistemas de refrigeración alternativos a los convencionales que puedan hacer uso de las energías renovables.

Para evitar este despilfarro de energía primaria y emisiones de gases perjudiciales, se propone como buena alternativa un sistema de refrigeración basada en un enfriamiento evaporativo, el cual utiliza el enfriamiento natural para conseguir refrigerar el edificio, lo cual es más económica y respetuosa

con el medio ambiente. Además, este sistema puede estar impulsado con energía térmica solar, gratuita y limpia.

En términos históricos, la técnica de refrigeración evaporativa no es nueva, ya que los primeros indicios de su utilización datan entorno al año 2500 antes de Cristo, cuando en el antiguo Egipto se utilizaban jarrones de arcilla porosa con agua en su interior para refrigerar el aire.

Similares mecanismos para producir efecto refrigerante en la edificación también se utilizaron en piscinas, estanques de agua, ollas porosas o en pequeños canales de agua. Los refrigeradores evaporativos modernos comenzaron a aparecer por primera vez en USA, en las regiones de Arizona y California, donde los espacios residenciales y comerciales fueron equipados con refrigeradores de aire por goteo de agua en los años 30.

### 1.3 Procesos psicométricos elementales

Como se ha mencionado previamente, una buena alternativa al sistema mecánico de compresión de vapor es el sistema de refrigeración evaporativo, el cual acondiciona el aire, con un menor requerimiento de potencia (prácticamente un cuarto de la requerida para el sistema de compresión mecánica).

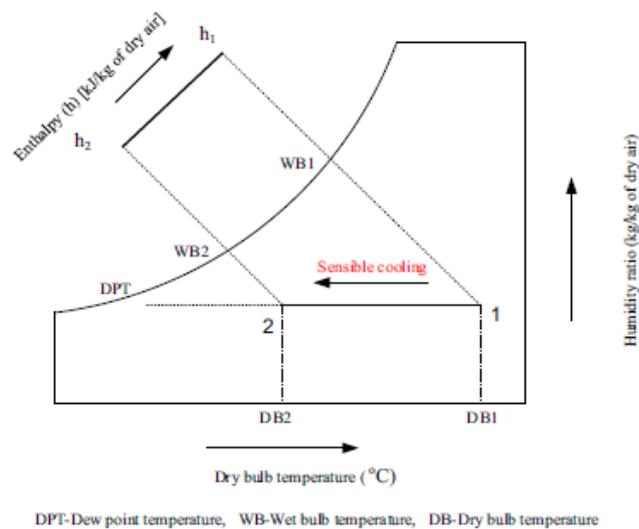


Figura 3: Diagrama higrométrico

Esta alternativa ahorra energía, es económica, simple y respetuosa con el medio ambiente, además de eliminar el flujo de recirculación y la proliferación de bacterias, problemas típicos en la refrigeración tradicional. Debido a estas características, la refrigeración evaporativa es más eficiente en aquellos lugares donde el clima es caliente y seco, aunque también puede emplearse bajo otras

condiciones. Muchos investigadores han seleccionado diferentes tipos de refrigeradores evaporativos directos, indirectos o modificados:

**Evaporación indirecta:** El sistema de evaporación indirecto (IEC) [2] utiliza un enfriamiento sensible del aire de proceso utilizando una corriente de aire de refrigeración. Ambas corrientes nunca entran en contacto o se mezclan. El funcionamiento es sencillo, la corriente de aire de proceso pasa a través de un intercambiador de calor aire/aire, utilizando la corriente húmeda de refrigeración como sumidero de calor. (Figura 3)

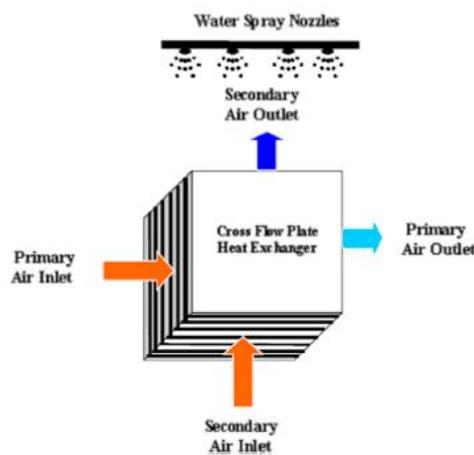


Figura 4: Configuración clásica IEC

Usualmente, el intercambiador utilizado es de tipo plato (PHE). El enfriamiento evaporativo de la corriente húmeda tiene lugar en el interior de dicho PHE, a través de los denominados conductos húmedos; tras este proceso, el aire húmedo es vertido en la atmósfera. La corriente de aire húmedo puede ser extraída o bien como aire exhausto del interior de la habitación o bien como aire exterior. Este sistema indirecto es adecuado para climas templados y secos (Los sistemas de evaporación indirectos no deben ser utilizados cuando la temperatura de bulbo húmedo supera los 25 °C). Para estas condiciones y desde el punto de vista de las condiciones de confort, el sistema indirecto (IEC) es superior al sistema directo (DEC), debido a que en la configuración IEC (Figura 4) se reduce la temperatura del aire del proceso sin incrementar el contenido en humedad al contrario de lo que se hace en un sistema DEC, donde el aire es humedecido a una temperatura de bulbo húmedo constante para reducir la temperatura de bulbo seco, de manera que las condiciones obtenidas en el interior del recinto con el sistema IEC tendrán una menor humedad relativa que en el sistema DEC.

En términos del intercambiador y sus diferentes configuraciones, estos PHE suelen estar compuestos por platos de plástico, Pescod (Pescod, 1968) implemento en un IEC de ventana un modelo de PHE utilizando láminas de plástico moldeado con filas de protuberancias escalonadas. Por otra parte, Yellot y Gamero ilustran los diferentes tipos de IEC. Algunos de estos sistemas IEC utilizan

intercambiadores de aire/agua caliente mientras que en otros se utilizan intercambiadores de plato aire/aire. El primer grupo utiliza agua de refrigeración en una torre convencional o en una torre de refrigeración pulverizada. El segundo grupo utiliza los intercambiadores de plato húmedo (Figura 5) en modo de circulación de flujo paralelo, contracorriente o cruzado. Finalmente, es el último el más eficiente y adecuado para su producción comercial.

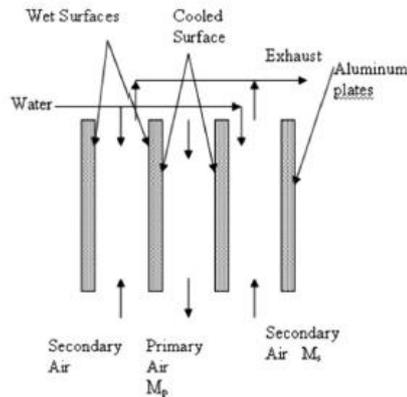


Figura 5: Intercambiador plato húmedo

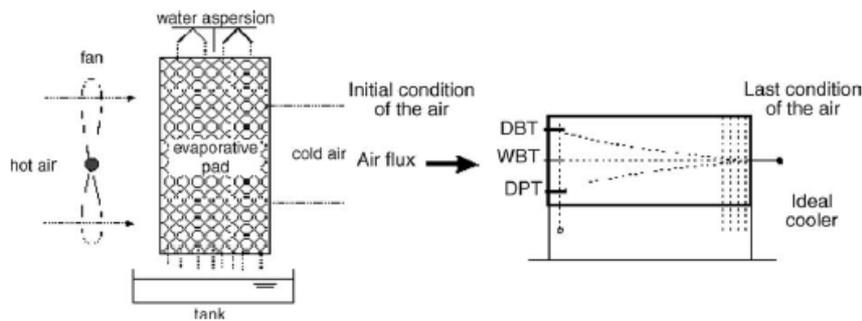


Figura 6: Sistema evaporativo directo (DEC)

**Evaporación directa:** Un sistema evaporativo directo [3] es aquel que para disminuir la temperatura del aire emplea agua vaporizada, aumentando el contenido en humedad, mediante un proceso térmico de saturación adiabática. La principal característica de este proceso es el incremento de su eficiencia cuando las temperaturas aumentan, lo que significa que se necesita una mayor capacidad de refrigeración para conseguir el confort térmico. (Figura 6). Además, tiene el atractivo adicional de un consumo de energía bajo y un mantenimiento sencillo. El principio que subyace a los sistemas de refrigeración directos es la conversión del calor sensible a calor latente. Aire no saturado es enfriado

por un incremento de la transferencia de calor y masa debido al movimiento del mismo a través de una amplia superficie de agua líquida evaporándose por el movimiento de soplantes y ventiladores.

Parte del calor sensible del aire es transferido al agua convirtiéndose en calor latente por evaporación parcial de la misma. El calor latente continúa en el vapor de agua y se difunde en el interior del aire. En el esquema de la Figura 6, el agua está continuamente en movimiento en un bucle cerrado donde el agua aportada al sumidero para remplazar la fracción evaporada debe estar en la misma temperatura de saturación que el agua de entrada. En el DEC, la transferencia de masa y energía entre la corriente de aire y la de agua causa que la temperatura de bulbo seco del aire (DBT) se reduzca aumentando su humedad, manteniendo constante la entalpía (enfriamiento adiabático) en un proceso ideal. La mínima temperatura que puede alcanzarse es la conocida como temperatura termodinámica de bulbo húmedo (TWBT) del aire de entrada. La efectividad de este sistema se define como la relación entre el descenso real de la temperatura de bulbo seco y el descenso teórico que podría darse si la refrigeración fuera 100% eficiente y el aire de salida estuviera saturado.

Tabla 1-1: Relación de parámetros para la caracterización de módulos básicos

Inputs	Parámetros	Outputs
T° Exterior	Efectividad componentes del AHU	Volumen del aire aportado
Humedad relativa en el exterior	Caída presión en los ventiladores	Modo de operación
Cargas latente y sensible		Consumo de energía primaria y térmico
Temperatura del aire aportado		Humedad de la zona
Temperatura del aire de la zona		Energía solar utilizada

En el diagrama de flujo (Figura 7) se recogen los diferentes módulos básicos de operación de cualquier sistema de refrigeración desecante evaporativa en función a las condiciones de cuatro valores principales:

- $T_0$ : Temperatura del aire en el exterior
- $T_s$ : Temperatura del aire aportado a la zona a acondicionar
- $W_0$ : Humedad del aire exterior
- $W_s$ : Humedad del aire aportado a la zona

En la Tabla 1-1 se recogen los parámetros y outputs en función del input o parámetro básico de simulación de nuestro sistema. La Tabla 1-2 recoge a modo de resumen las diferentes configuraciones básicas y los elementos que la componen

El modelo considera tres parámetros de control para ajustar el comportamiento del AHU a la demanda:

- El flujo de aire aportado a la zona
- La efectividad del intercambiador de calor
- Eficiencia de la evaporación

Tabla 1-2: Configuraciones básicas

	Modos de operación	Rueda	Batería enf	Batería cal.	Evaporativo
0	Enfriamiento libre				
1	Refrigeración evaporativa				X
2	Calentamiento			X	
3	Enfriamiento sensible		X		
4	Calentamiento + humidificación			X	X
5	Enfriamiento sensible + enfriamiento evaporativo		X		X
6	Desecante	X			
7	Desecante + Enfriamiento sensible	X	X		
8	Desecante + refrigeración evaporativa	X			X
9	Desecante + enfriamiento sensible+ refrigeración evaporativa	X	X		X
10	Bobina de refrigeración		X		

El proceso empleado se acota a las siguientes consideraciones:

1. La temperatura de la zona acondicionada se fija en 22°C en invierno y 26<sup>a</sup> en verano. En la carga de refrigeración, el calor sensible se elimina en primera instancia por el suelo. Si el suelo no fuera capaz de remover toda la carga, el AHU eliminaría el resto (Qs). Para la carga de calefacción, el suelo siempre satisface la demanda y el AHU solo aporta el aire justo para la ventilación.
2. El AHU tiene una aportación variable de aire para reducir el consumo eléctrico de los ventiladores. Para cada instante de tiempo (normalmente 1h), el flujo másico aportado es calculado con un balance sensible en la zona acondicionada. Para conocer la temperatura del aire a aportar, recurrimos a la ecuación (1-1)

- Para cada modo de operación, el modelo evaluará el consumo de energía primaria y decidirá el mejor de ellos. Una vez que el modelo haya sido seleccionado, la temperatura, humedad y el flujo de calor en cada componente del AHU será conocido.

$$m = \frac{Q_s}{C_p(T_z - T_s)} \quad (1-1)$$

- Módulos básicos de funcionamiento:** Los modelos usan los siguientes datos para cada instante de tiempo: Refrigeración o enfriamiento, condiciones exteriores (temperatura seca y humedad) y condiciones de set point (temperatura seca y rango de humedades). La temperatura de set point es de 21°C en invierno y 26°C en verano. La humedad relativa permitida se mueve entre los rangos del 45 – 60%

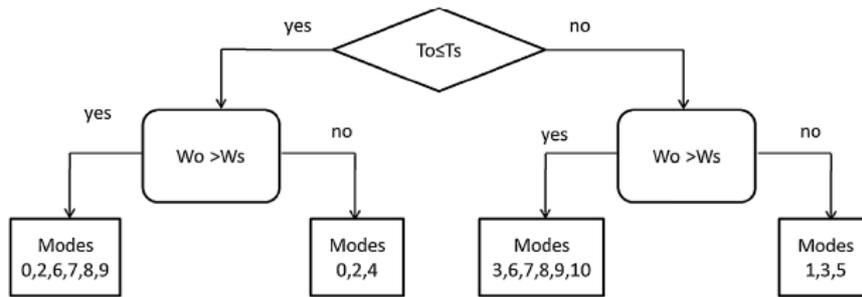


Figura 7: Diagrama lógico módulos básicos

**Configuración 0:** Si las condiciones externas son similares a las requeridas para el confort, el sistema de control del AHU no activará ningún sistema de enfriamiento sensible o evaporativo. Obviamente, mientras que sea posible, la refrigeración gratuita será prioritaria, para eliminar la máxima carga sensible (Figura 8).

**Configuración 1:** Para establecer las condiciones de confort, se modifica el grado de humedad activando la sección evaporativa. Esta configuración estará limitada por la temperatura de saturación y por el porcentaje de humedad relativa permitida por la carga. (Figura 9)

**Configuración 2:** Se produce un calentamiento sensible del flujo de aire mediante la batería de calor para alcanzar los requerimientos de confort. El contenido en agua del aire aportado es la misma que la del aire exterior. (Figura 10)

**Configuración 3:** Si el aire exterior es seco y caliente, se empleará una bobina de refrigeración que trabaja sin deshumidificación, produciéndose solo la refrigeración sensible. El modelo evalúa la humedad relativa de la zona acondicionada obteniendo como resultado los márgenes dentro de los límites de confort. (Figura 11)

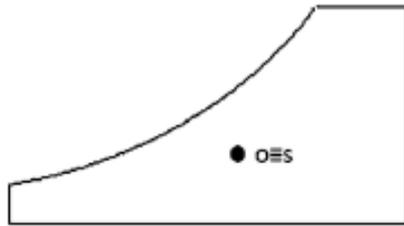


Figura 8: Modo 0 - Enfriamiento libre

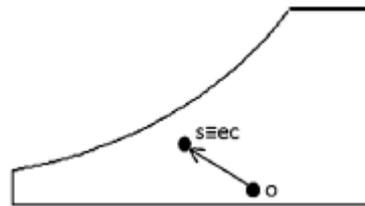


Figura 9: Modo 1 - Refrigeración evaporativa

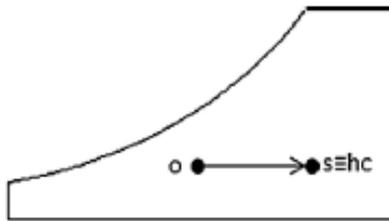


Figura 10: Modo 2 - Calentamiento

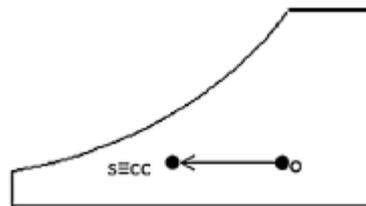


Figura 11: Modo 3 - Enfriamiento sensible

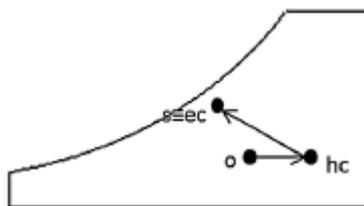


Figura 12: Modo 4 - Calentamiento + humidificación

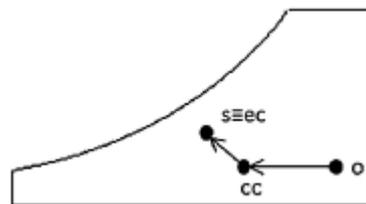


Figura 13: Modo 5 - Enfriamiento sensible + enfriamiento evaporativo

**Configuración 4:** Este modo complementa al modo 2 en situaciones donde la humedad relativa de la zona es muy baja. La sección evaporativa incrementa el contenido en agua del flujo de aire aportado, fijando la temperatura y el contenido de humedad del aire aportado a la zona. En el proceso de humidificación, la temperatura de bulbo húmedo es constante. (Figura 12)

**Configuración 5:** Similar al modo de operación 4, complementa al modo 3 en situaciones donde el aire aportado tiene un bajo contenido en agua. Tras la bobina de refrigeración (enfriamiento sensible), la sección evaporativa incrementa el contenido en agua del aire aportado, disminuyendo su temperatura y alcanzándose las condiciones de confort. (Figura 13)

**Configuración 6:** El modo de operación más simple que incluye la actuación del sistema desecante. La rueda es activada junto al intercambiador de calor rotativo. Estas dos secciones son suficientes para alcanzar las condiciones de confort. (Figura 14)

**Configuración 7:** La bobina de refrigeración completa el enfriamiento sensible del intercambiador de calor rotativo, alcanzándose las condiciones de confort. (Figura 15)

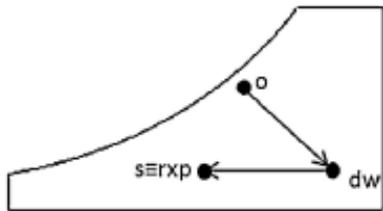


Figura 14: Modo 6 – Desecante

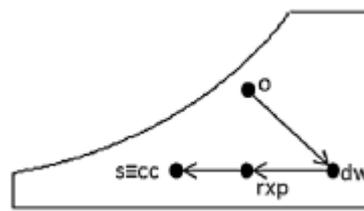


Figura 15: Modo 7 - Desecante + enfriamiento sensible

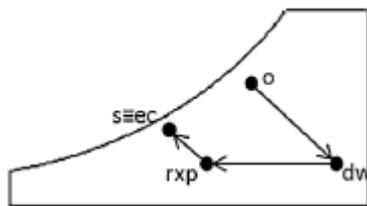


Figura 16: Modo 8 – Desecante + refrigeración evaporativa

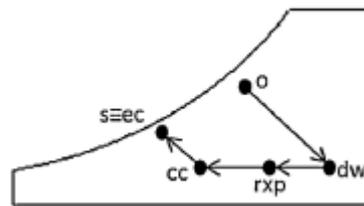


Figura 17: Modo 9 – Desecante + enfriamiento sensible + refrigeración evaporativa

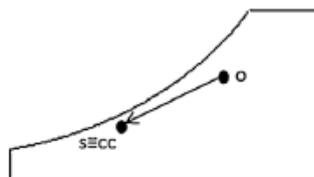


Figura 18: Modo 10 – Batería de refrigeración

**Configuración 8:** Cuando se necesita de una refrigeración suplementaria en el modo 6, activamos la sección evaporativa, fijando el contenido en agua del aire aportado y manteniendo la humedad relativa de la zona dentro de los límites de confort. (Figura 16)

**Configuración 9:** Muy similar al modo 8, pero en este caso, la bobina de refrigeración contribuye al enfriamiento sensible del aire tras su paso por el intercambiador de calor rotativo. (Figura 17)

**Configuración 10:** El modo de operación más usual en temporada estival. La bobina de refrigeración enfría y deshumidifica el aire de salida exterior hasta alcanzar las condiciones

requeridas. (Figura 18)

#### 1.4 Descripción de un sistema básico de refrigeración por desecantes

Con el fin de suministrar las condiciones de confort humano en un sistema HVAC, la técnica de refrigeración debe contemplar un control tanto de la capacidad sensible de enfriamiento (control de temperatura) así como en la capacidad latente (control de la humedad), esta última con especial hincapié en climas cálidos y húmedos (Figura 19) [1]. El rango de operatividad que suministra las condiciones básicas de confort que tomaremos de referencia serán las suministradas por la normativa ASHRAE55 (Figura 20). Estableceremos pues, una ratio que relacione las dos componentes de la carga (sensible y latente) denominado ratio de calor sensible. A menor valor de la ratio de calor sensible, mayor valor de la carga de enfriamiento latente

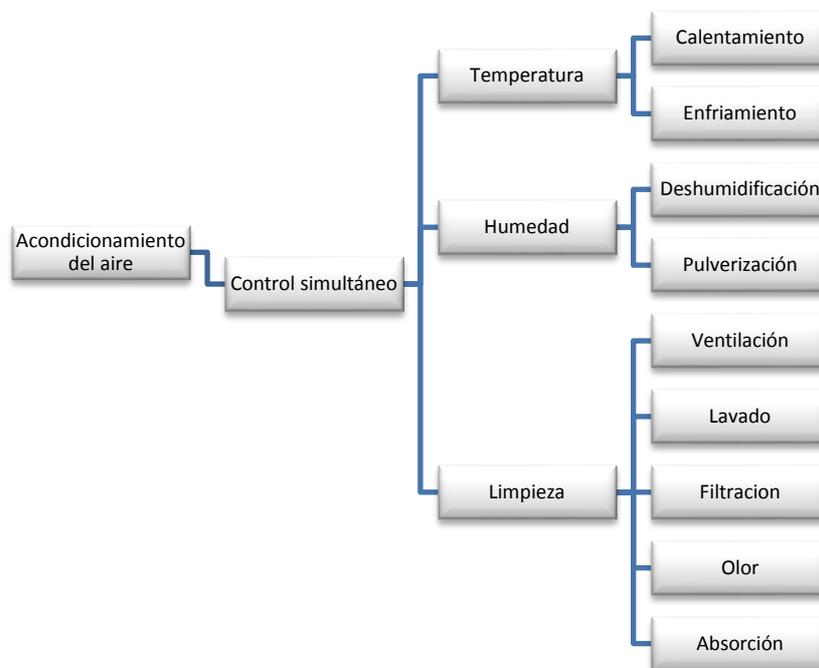


Figura 19: Esquema de control simultáneo

Para los sistemas convencionales por compresión mecánica, el valor de la ratio de calor sensible está en torno a 0.75 lo que se traduce en que el 75% de la capacidad del sistema es usada solo para controlar la carga sensible, y el 25% restante para la carga latente. Así pues, los sistemas convencionales pueden proveer las condiciones de confort solo cuando la ratio de calor sensible es mayor al 75%.

Es en este punto, donde los sistemas convencionales sufren la primera limitación tecnológica, ya que

el valor de la ratio de calor sensible designado puede ser inferior a 0.75 en climas húmedos y cálidos. En estos casos, la refrigeración evaporativa es la solución. Otra de las limitaciones de los sistemas convencionales hace referencia al condensado de salida, ya que puede evaporarse al volver a la zona acondicionada debido a su sobreenfriamiento, incrementando el nivel de humedad en la zona de confort. Esta problemática de los sistemas de enfriamiento convencionales puede solucionarse de nuevo empleando la tecnología de enfriamiento evaporativo basado en desecantes.

$$\text{Ratio calor sensible} = \frac{\text{Calor sensible}}{\text{Calzor sensible} + \text{Calor latente}} \quad (1-2)$$

Esta tecnología combina un deshumidificador desecante y un enfriamiento evaporativo indirecto para efectuar un control latente y sensible. En la tecnología de refrigeración evaporativa, la energía utilizada en el sistema se emplea en accionar los ventiladores, la bomba de agua y regenerar el deshumidificador desecante. Dicha energía puede suministrarse con una instalación solar térmica de baja temperatura.

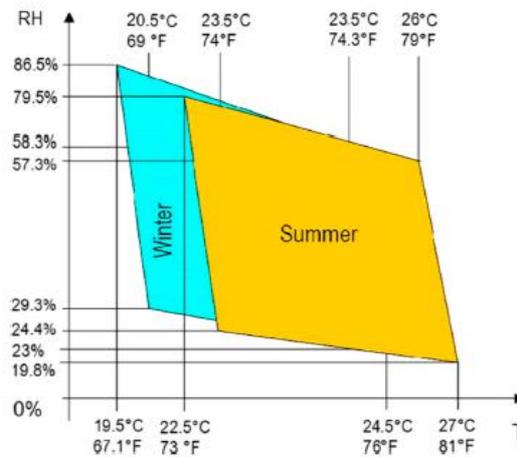


Figura 20: Condiciones básicas de confort según ASHRAE 55

Una comparación de las diferentes técnicas de refrigeración se muestra en la Tabla 1-3

Las cargas latentes y sensibles son controladas por separado en este sistema usando un termostato para el control de la temperatura de bulbo seco y un humidistato para el control de las temperaturas de bulbo húmedo. Por otra parte, el sistema puede operar en un amplio rango de ratios de calor sensible debido al desacoplamiento de las cargas de enfriamiento latente y sensible. Un sistema evaporativo simple no podrá emplearse en condiciones climáticas cálidas y húmedas. Bajo estas condiciones, podremos emplear un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto, junto a un sistema

de deshumidificación, el cual es el encargado de extraer el vapor de agua del aire. La aplicación de una humidificación por adsorción permitirá el uso efectivo de los enfriamientos evaporativos directos e indirectos en climas húmedos y calientes.

Por otra parte, el uso de estos sistemas en conjunción con desecantes es interesante ya que el sistema desecante consigue desacoplar las cargas sensibles y latentes evitando la condensación [4]. La rueda desecante reduce el contenido en agua del aire exterior y requiere un aporte de calor para ser regenerado. Aquí es donde entra en juego la tecnología solar, ya que su uso para regenerar el desecante de nuestro AHU es a priori, una opción interesante. (Figura 21)

Tabla 1-3: Diferentes técnicas de refrigeración

Parámetro	Compresión mecánica	Sistema evaporativo	Sistema evaporativo + rueda desecante
Coste de operación	Alto	Bajo	Bajo
Fuente de energía	Electricidad, GN, vapor	Energía baja calidad	Energía baja calidad
Control latente	Moderado	Bajo	Preciso
Control sensible	Preciso	Preciso	Preciso
Calidad del aire	Media	Buena	Muy buena
Complejidad instalación	Media	Media	Ligeramente complicada
Emissiones	Alto	Bajo	Bajo
Potencial de mercado	Dominante	Aplicaciones limitadas	Tecnología inmadura
Medio refrigerante	Refrigerantes	Agua	Agua

### - Descripción del sistema –

En la Figura 22 se muestra esquemática del AHU propuesto. Podríamos dividir el siguiente sistema en tres secciones:

- A) Una sección desecante, compuesta por una rueda desecante, un intercambiador de calor sensible y una fuente de calor.
- B) Una batería de enfriamiento – calentamiento
- C) Un refrigerador evaporativo

Las secciones operan dependiendo de la carga requerida y por las condiciones del aire ambiente. En función de estas dos variables, el AHU seleccionara el modo de operación óptimo con el fin de

optimizar al máximo el ahorro de energía. Efectuando un balance de energía entre el calor latente y sensible, podremos calcular el volumen de aire necesario para suplir la carga, así como su temperatura y humedad. El balance de energía entre el calor latente y sensible permitirá calcular el volumen de aire que se necesitará suplir a la zona, así como su temperatura y humedad.

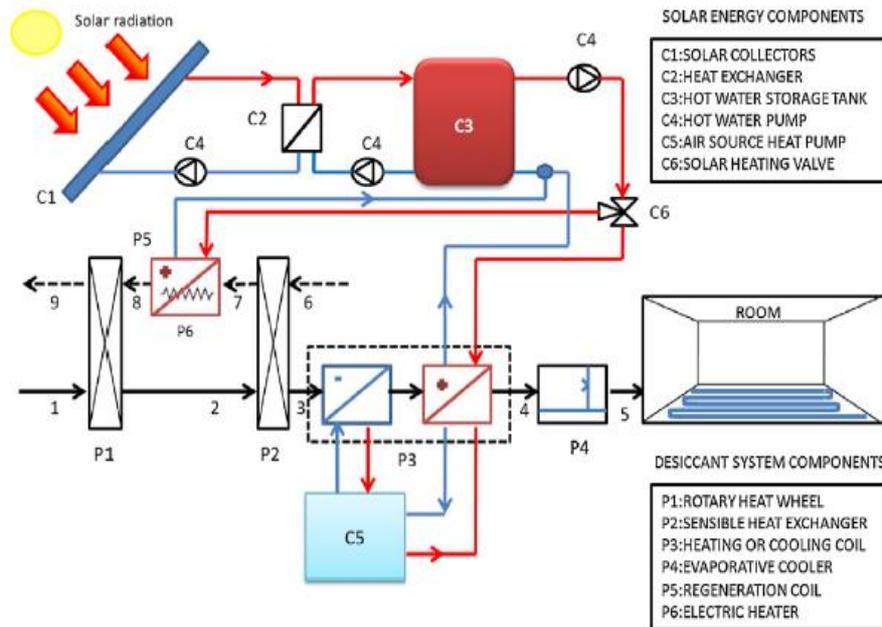


Figura 21: Acondicionamiento de aire + suelo radiante + regeneración solar

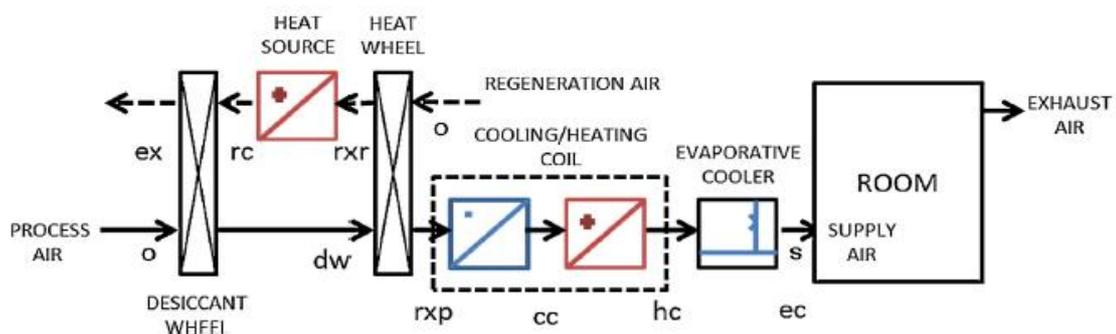


Figura 22: Configuración propuesta por Cejudo

En el esquema descrito en la Figura 22, el aire de proceso pasa por la rueda desecante (proceso o-dw) donde disminuye el contenido en humedad, aumentando su temperatura. El aire de proceso resultante, seco y caliente, sufre un enfriamiento sensible (dw-rxp) en el intercambiador de calor,

con el fin de atemperar y reducir la temperatura del aire de proceso.

Tras la atemperación, el aire de proceso pasa por la batería de enfriamiento/calentamiento donde se adecua el aire de proceso a las condiciones de confort requerida (proceso rxp – hc). Finalmente, el aire de proceso pasa por un refrigerador evaporativo (proceso hc-ec) donde finalmente, el aire de proceso sufre un enfriamiento latente y sensible hasta alcanzar las condiciones de la carga requeridas, tanto en humedad como en temperatura.

En el proceso paralelo superior, el aire de regeneración pre-enfría el aire de proceso (o-rxr) con el fin de reducir el consumo en las baterías y en el refrigerador evaporativo. Tras este proceso, necesita aumentar su temperatura para poder regenerar la rueda (proceso rxr-rc) para lo cual, utilizaremos la energía solar como fuente de calor. Finalmente, en el proceso rx-ex, el aire de regeneración ya caliente, regenera la rueda desecante eliminando su contenido en humedad.

## 1.5 Estado del arte

A continuación, se mencionan junto a una breve síntesis, la revisión bibliográfica efectuada para la realización de este trabajo:

**P.L. Dhar, S.K. Singh. Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems. New Delhi, India. Applied Thermal Engineering 21 (2001) 119-134 [5]**

En este artículo, P.L. Dhar muestra los resultados del uso de un sistema de acondicionamiento de aire híbridos que emplea con desecantes sólidos. Para ello, se evaluaron los rendimientos de cuatro ciclos híbridos para condiciones climáticas típicas de climas cálidos y secos, así como cálido y húmedos, utilizando para ello un procedimiento detallado basado en el método de Maclaine-Cross y Banks [I.L. Maclaine-Cross, P.J. Banks, Coupled heat and mass transfer in regenerators - predictions using an analogy with heat transfer, Int. J. of Heat and Mass Transfer 15 (1972) 1225-1241].

**D. La, Y.J. Dai, Y. Li, R.Z. Wang, T.S. Ge. Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review. Shangai, PR China. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 130–147 [6]**

D. La, Y.J. Dai y otros analizan en este artículo el estado de los sistemas de acondicionamiento de aire y deshumidificación desecante rotativa considerando el desarrollo de nuevos materiales desecantes, la optimización de la configuración del sistema y la utilización de la energía solar como fuente primaria. Así conseguimos una visión global de conjunto de los nuevos esfuerzos por el desarrollo de los mismos.

**Marderos Aar Sayegh, Mohammad Hammad, Zakwan Faraa. University of Aleppo, Aleppo, Syria. Energy Procedia 6 (2011) 759–768 [7]**

El objetivo de esta investigación es la comparación de dos metodologías de mejora en la deshumidificación de los sistemas de acondicionamiento de aire. Los dos métodos analizados son el sistema híbrido (ciclo de refrigeración – desecante rotativo) y un ciclo de intercambio de calor. Para

dicha investigación, se tuvo en cuenta tanto el impacto del desecante en el rendimiento del sistema híbrido, así como el impacto de la eficiencia del intercambiador de calor en el ciclo de intercambio. Se compararon ambos ciclos junto a un ciclo de refrigeración convencional con diferentes condiciones del flujo de aire de entrada. De esta manera, se obtuvo que los sistemas híbridos pueden alcanzar ratios de calor sensible más bajos, así como una baja temperatura de rocío comparados con el sistema de intercambiador de calor. A su vez, los sistemas de intercambio ofrecen menores ratios de calor sensible y temperatura de rocío que los sistemas de enfriamiento convencional, pero su rendimiento y efecto de refrigeración es menor.

**D. La, Y.J. Dai, Y. Li, T.S. Ge, R.Z. Wang. Use of regenerative evaporative cooling to improve the performance of a novel one-rotor two-stage solar desiccant dehumidification unit. Shanghai, China. Applied Thermal Engineering 42 (2012) 11-17 [8]**

El objetivo de este artículo es comparar el rendimiento termodinámico de un sistema de refrigeración desecante por refrigeración evaporativa regenerativa y un sistema de refrigeración desecante con rotor de dos etapas, comparándolos bajo las condiciones ambientales de verano en Shanghai, condiciones ARI húmedas y condiciones ARI estivales. Comparado con los sistemas convencionales de refrigeración desecante, la refrigeración desecante con enfriamiento evaporativo regenerativo puede operar con aire a menor temperatura manteniendo un buen rendimiento térmico, sugiriéndose este sistema para combatir la limitación de temperatura mínima que ocurre en los sistemas desecantes convencionales.

**Jan Wrobel, Pablo Sanabria Walter, Gerhard Schmitz. Performance of a solar assisted air conditioning system at different locations. Hamburg, Germany. Solar Energy 92 (2013) 69–83 [9]**

En este artículo, Jan Wrobel y otros muestran una instalación piloto de acondicionamiento de aire asistida por energía solar térmica y geotérmica localizada en Hamburgo, Alemania. La combinación de un sistema de acondicionamiento de aire desecante con un intercambiador de calor radiante permite una mayor eficiencia en el sistema HVAC. Debido a la fuerte influencia de las condiciones del aire exterior, el sistema modelo es construido a fin de evaluar el rendimiento del sistema a diferentes condiciones climáticas, presentando una evaluación económica y energética.

**Irfan Uçkan, Tuncay Yılmaz, Ertaç Hürdoğan, Orhan Büyükalaca. Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system. Turkey. Energy Conversion and Management 65 (2013) 606–615 [10]**

En este artículo, Irfan Uçkan y otros realizan una investigación para desarrollar una nueva configuración de un sistema de acondicionamiento de aire que emplea una refrigeración evaporativa desecante. Para ello, en los inicios de la etapa de diseño, se realizó un análisis para determinar el máximo rendimiento del sistema. Además, se determinó que el aire exterior debe ser usado para la regeneración, incrementado el rendimiento del sistema. Por ellos, se emplearon tres canales de aire. Los análisis se realizaron durante el verano, en un clima cálido y húmedo. Los resultados mostraron que la efectividad de los intercambiadores de calor y los refrigeradores evaporativos eran muy altas bajo diferentes condiciones exteriores.

**José M. Cejudo López, Francisco Fernández Hernández, Fernando Domínguez Muñoz, Antonio Carrillo Andrés. The optimization of the operation of a solar desiccant air handling unit coupled with a radiant floor. Malaga. Energy and Buildings 62 (2013) 427–435 [11]**

Cejudo y otros propone en este artículo complementar una unidad para retirar la humedad del aire mediante tecnología solar desecante con baterías de enfriamiento y calentamiento convencionales. El objetivo principal es analizar el relativo interés de la aplicación de este sistema en dos edificios civiles emplazados en España, con variedad de clima (húmedo o seco). La estrategia de control ha sido estudiada cuidadosamente ya que existen amplias posibilidades de alcanzar las condiciones del aire requeridas por la zona. Se ha demostrado por modelado en TRNSYS, que la implementación de este sistema combinado cobra fuerza en climas húmedos. Por el contrario, para climas secos se demuestra que la utilidad de la rueda desecante es limitada y su uso no está justificado.

**T.S. Ge, Y.J. Dai, R.Z. Wang. Review on solar powered rotary desiccant wheel cooling system. Shangai, China. Renewable and Sustainable Energy Reviews 39 (2014) 476–497. [12]**

T.S Ge, Dai y Wang tienen como objetivos en este artículo realizar un resumen del desarrollo de las recientes investigaciones sobre el uso de sistemas de refrigeración por rueda desecante empleando como fuente de energía la energía solar y proveer información acerca de su potencial uso en la actualidad. Para ello y basado en la teoría de si se requiere de un sistema auxiliar de refrigeración, los sistemas estudiados se subdividen en dos categorías: sistemas de refrigeración con rueda desecante con aportación solar y sistemas híbridos solares.

**Muhammad Sultan, Ibrahim I. El-Sharkawy, Takahiko Miyazaki, Bidyut Baran Saha, Shigeru Koyama. An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems. Egypt, Japan. Renewable and Sustainable Energy Reviews 46(2015)16–29. [13]**

En este artículo se muestra una visión de conjunto donde se justifica la importancia de los sistemas desecantes de acondicionamiento de aire además de efectuar una comparación entre estos y los sistemas convencionales por compresión de vapor. Tanto el rendimiento como la factibilidad económica del sistema se justifica con una revisión literaria para relaciones los diferentes esquemas de sistemas desecantes con la perspectiva de ahorro energético y el periodo de “payback” o retorno de la inversión. Para ello, el estudio aporta tres ejemplos de refrigeradores desecantes existentes, denominados, sistema autónomo de acondicionamiento de aire por desecante, sistema híbrido desecante de una sola etapa y sistema híbrido desecante de dos etapas, subrayando, además, la influencia de las condiciones climáticas.

**M. Mujahid Rafique, P. Gandhidasan, Shafiqur Rehman, Luai M. Al-Hadhrami. A review on desiccant based evaporative cooling systems. Saudi Arabia. Renewable and Sustainable Energy Reviews 45(2015)145–159. [14]**

En este artículo, Rafique y otros tratan la necesidad de controlar el calor sensible y latente del acondicionamiento de aire para la edificación, con el fin de proveer las condiciones de confort en el interior. En el presente estudio se atajan varios aspectos de diseño, incluyendo los antecedentes en el proceso de acondicionamiento, así como la necesidad de sistemas de refrigeración alternativos, el

concepto de refrigeradores evaporativos convencionales y desecantes, configuraciones del sistema, modos de operación, así como el actual estado de la tecnología de refrigeración evaporativa basada en desecantes.

**Wenzhong Gaoa, William Worek, Vinaykumar Konduru, Keith Adensinb. Numerical study on performance of a desiccant cooling system within direct evaporative cooler. Shanghai-Houghton, China-USA. Energy and Buildings 86 (2015) 16–24 [15]**

En este artículo se propone un análisis matemático para comparar y mostrar que un sistema de refrigeración evaporativa indirecta con tecnología de desecantes sólidos y utilizando una fuente de calor de bajo grado es una alternativa ideal a los sistemas convencionales de compresión de vapor a la hora de proveer las condiciones de confort en ares húmedas. Se desarrolla un modelo matemático para evaluar un sistema de refrigeración híbrido, basado en el acoplamiento en la transferencia de energía y masa, en términos del coeficiente de operación COP y  $E_m$ . Los sub-modelos obtenidos fueron comparados a su vez con los resultados experimentales.

Los efectos de los parámetros de operación, así como de la eficiencia NTU en el rendimiento del intercambiador de calor y el refrigerador evaporativo indirecto son estudiados, arrojando como conclusión, que la temperatura y flujo de entrada de aire ideal para el proceso debe ser de 35 °C y 18g/kg, o que  $E_m$  es independiente de la velocidad de entrada del aire.

**Muzaffar Ali, Vladimir Vukovic, Nadeem Ahmed Sheikh, Hafiz M. Ali. Performance investigation of solid desiccant evaporative cooling system configurations in different climatic zones. Vienna, Austria; Taxila, Pakistan; Teesside, UK. Energy Conversion and Management 97 (2015) 323–339. [16]**

En esta línea de investigación, realiza un análisis del rendimiento de cinco configuraciones diferentes de refrigeradores desecantes evaporativos, bajo condiciones climáticas diferentes en cinco ciudades de latitudes distintas: Viena, Karachi, Sao Paulo, Shanghai y Adelaida. Para el ciclo básico de operación, tres configuraciones standard y dos modificadas (ventilación, recirculación ciclos dunkle, ventilación-recirculación y ventilación-dunkle) son analizadas in las zonas climáticas comentadas utilizando un sistema de objeto orientado basado en ecuaciones de modelado y aproximación por simulación para determinar la configuración óptima del sistema evaporativo desecante para cada zona climática

**Giovanni Angrisani, Carlo Roselli, Maurizio Sasso. Experimental assessment of the energy performance of a hybrid desiccant cooling system and comparison with other air-conditioning technologies. Benevento, Italy. Applied Energy 138 (2015) 533–545. [17]**

En este trabajo, Angrisani y otros realizan baterías de test para investigar el empleo de un sistema de refrigeración desecante híbrido que emplea una rueda desecante y que interactúa con una cogeneración. En este artículo, se tiene en cuenta para el estudio desde el número máximo de condiciones de operación, los parámetros de rendimiento utilizados, la definición de un nuevo COP o la comparación del sistema híbrido desecante con otros acondicionadores de aire. El rendimiento fue analizado variando cinco condiciones de operación: Temperatura de regeneración, la velocidad

de rotación el volumen del flujo de aire de entrada, la temperatura del exterior y la ratio de humedad. Se investigaron un amplio número de parámetros de rendimiento basados en la energía primaria, electricidad o energía térmica.

**E. Elgendy, A. Mostafa, M. Fatouh. Performance enhancement of a desiccant evaporative cooling system using direct/indirect evaporative cooler. Cairo, Egypt. International journal of refrigeration 51 (2015) 77-87. [18]**

En este artículo, tres nuevas configuraciones de sistemas evaporativos desecantes son propuestas, simuladas y comparadas con el sistema convencional de compresión de aire bajo amplias condiciones de temperatura ambiente y ratio de humedad. En la configuración I, un evaporador directo/indirecto es insertado antes del intercambiador rotativo. Sin embargo, este evaporador se inserta tras el intercambiador; y en la configuración III se añade un evaporador extra en la dirección opuesta. Mediante un análisis energético, se termina que la configuración I tiene la mayor capacidad de refrigeración, pero es la configuración III la que posee el mayor COP.

**Ahlem Zouaoui, Leila Zili-Ghedira, Sassi Ben Nasrallah Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study. Manastir, Tunisia. Renewable and Sustainable Energy Reviews 54 (2016) 889–917 [19]**

Ahlem Zouaoui y otros presentan en este artículo una visión de conjunto sobre los nuevos métodos y sus objetivos para el acondicionamiento de aire evitando las emisiones de CFC empleado energías renovables como la energía solar o el calor residual, tratando con transferencias de masa y calor en las instalaciones, las cuales están compuestas principalmente por una cama desecante, un intercambiador de calor y un deshumidificador. El aire de ventilación es enfriado a través de estas instalaciones para reducir su temperatura y ajustar la humedad, En este estudio, una cama de geometría cilíndrica empleada en lugar de la típica rueda desecante. La evolución temporal de la temperatura del aire, así como su humedad a la salida de cada elemento del sistema de refrigeración son analizados y mostrados en gráficas.

**Uçkan I, Yılmaz T, Büyükalaca O, Hürdoğan E. First experimental results of a desiccant based evaporative cooling system in Adana. ROOMVENT, Norway 2011. [20]**

Uçkan presenta resultados utilizando un sistema de refrigeración evaporativo desecante para unas condiciones climáticas calientes y húmedas. El refrigerador evaporativo usado por Uçkan es su experimento es de tipo indirecto. Los resultados mostraron que el aire ambiente puede ser enfriado a 19°C desde 30°C, proporcionando un aire de 25°C en el espacio acondicionado.

**Riangvilaikul B, Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. Energy Build 2010; 42(5): 637–44. [21]**

Riangvilaikul y Kumar propusieron y testearon un sistema de refrigeración evaporativo indirecto para reducir la temperatura del aire de salida de la rueda deshumificadora sin perturbar la humedad del aire. Los resultados mostraron un buen rendimiento del sistema tanto para condiciones ambiente seca y húmeda. El sistema resultante tuvo un punto de rocío de 0.58-0.84 y un bulbo húmedo

efectivo de 0.9-1.14. En vez de un refrigerador evaporativo, Katejanekarn y Kumar utilizan un intercambiador de calor para reducir la temperatura del aire seco de entrada desde el deshumificador sin añadir humedad al aire.

**Parmar H, Hindoliya DA. Performance of a solid desiccant based evaporative cooling system in warm and humid climatic zone of India. Int J Eng Sci Technol 2010; 2(10):5504–8. [22]**

Parman y Hindoliya estudiaron el potencial de un desecante sólido en conjunto con un sistema de refrigeración evaporativo directo en cinco ciudades de la India, comparando la actuación del sistema para todas las ciudades. El 50% del aire de retorno desde las condiciones del ambiente fueron mezclados con aire regenerado manteniendo el 50% con el aire de proceso. El resultado mostró que el COP del sistema para las diferentes ciudades variaba entre 0.14 y 0.21. El mejor rendimiento del sistema fue observado en ciudades costeras (Mumbai). La humedad de entrada en el aire y la efectividad del refrigerador evaporativo directo tienen un fuerte efecto en el rendimiento del sistema ya que la eficacia del sistema se incrementó un 30-50% con el 15% de incremento de efectividad en el refrigerador evaporativo.

**Oliveira AC, Afonso CF, Riffat SB, DohertyPS. Thermal performance of a novel air conditioning system using a liquid desiccant. Appl Therm Eng 2010; 20(13):1213–23. [23]**

Oliveira propone un sistema de refrigeración usando un deshumificador desecante líquido de bromuro de litio en conjunción con un refrigerador evaporativo directo sin circulación de aire. Los resultados de la simulación mostraron que esta nueva alternativa tiene un gran potencial para reemplazar a los sistemas de aire acondicionados convencionales con un coste inicial muy bajo.

**Kessling W, Laevemann E, Kapfhammer C. Energy storage for desiccant cooling systems component development. Sol Energy 1998;64(4-6):209–21. [24]**

Kessling experimentalmente testó un sistema desecante líquido en conjunción con una refrigeración evaporativa indirecto usando una solución desecante de cloruro de litio, en la cual se podía regenerar a baja temperatura, menos de 80°C.

**Wurtz E, Maalouf C, Mora L, Allard F. Parametric analysis of a solar desiccant cooling system using the SimSPARK Environment. In: Ninth international IBPSA conference Montréal, Canada; 2005.p.15–18. [25]**

Maalouf estudió el potencial refrigerante del desecante, en un sistema de refrigeración evaporativo para condiciones climáticas situadas en Francia por simulación del modelo. Los resultados fueron que el sistema era adecuado para regiones con ratios de humedad moderados.

**Ouazia B, Barhoun H, Barhoun H, Haddad K, Armstrong MM, Marchand RG, Szadkowski F. Desiccant-evaporative cooling system for residential buildings. In:12th Canadian conference on building science and technology. Montréal, Québec; 2009. [26]**

Ouazia desarrolló un modelo de un sistema de refrigeración desecante evaporativa para residencias y

observó tanto su rendimiento teórico como el experimental. Los resultados mostraron que la refrigeración desecante evaporativa es adecuada para reemplazar los sistemas de aire acondicionados convencionales mejorando el control de temperatura y humedad, especialmente en áreas con alta carga latente.

**Saman WY, Alizadeh S. Modelling and performance analysis of across-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling. SolEnergy 2001;70 (4):361–72. [27]**

Saman propuso un sistema de refrigeración desecante líquido en conjunción con un sistema de refrigeración evaporativo indirecto en un intercambiador de calor tipo plato (PHE) contracorriente, teniendo una fase de aire-agua y una solución desecante separadas cada una usando platos de plásticos. Los finos platos también están provistos por una superficie de contacto para la transferencia de calor y masa entre el aire-agua y la solución desecante. El aire secundario el cual es enfriado por el refrigerante evaporativo directo se pone en contactos con el agua en unos de los lados del plato. El aire secundario enfriado elimina el calor del aire primario en el otro lado del plato, para ello hace uso del refrigerante evaporativo indirecto. El aire primario es deshumificado por lo tanto mediante la solución desecante que es rociado a contracorriente con el área de contacto. El rendimiento del modelo propuesto fue primero observado de forma teórica y luego experimental bajo las condiciones climáticas de Brisbane, Australia. Se encontraron con que la efectividad del refrigerador evaporativo podía alcanzar el 75% para un ángulo de intercambio de 45 grados.

**Nelson JS, Beckman WA, Mitchell JW, CloseDJ. Simulations of the performance of open cycle desiccant systems using solar energy. SolEnergy 1978;21(4):273–8. [28]**

Nelson desarrolló y simuló dos diferentes modelos de sistemas de refrigeración desecante evaporativa trabajando con recirculación y ciclos de ventilación para las condiciones de Miami, Florida. Los resultados mostraron que el 95% de la energía puede ser obtenida del sol por regeneración de rueda desecante usando un colector de 45m<sup>2</sup> para un sistema que trabaja con ciclos de ventilación.

**Smith RR, Hwang CC, Dougall RS. Modeling of a solar-assisted desiccant air conditioner for a residential building. Energy 1994;19(6):679–91. [29]**

Smith desarrolló y estudió la refrigeración desecante operando con ciclos de ventilación en conjunción con refrigeradores evaporativos directos para 3 localizaciones Pittsburg (Pennsylvania), Macon (Georgia) y Albuquerque (Nuevo México). Los resultados obtenidos mostraron que el desecante basado en un sistema de refrigeración evaporativo tenían buen rendimiento y podían cubrir las demandas para las 3 localizaciones. La máxima fracción de energía solar de la regeneración de energía requerida es para Pittsburg (75%).

**Al-Sulaiman FA, Gandhidasan P, Zubair SM. Liquid desiccant based two-stage evaporative cooling system using reverse osmosis (RO) process for regeneration. Appl Therm Eng 2007;27(14):2449–54. [30]**

Al-Sulaiman analizó los sistemas de refrigeración multi-etapa usando un deshumificador de líquido

desecante entre etapas. Tanto la energía térmica como la mecánica fueron usados para la regeneración de la solución desecante. Los resultados mostraron que la energía consumida fue de 25% más al utilizar una fuente mecánica para la regeneración, mientras que la fuente térmica incrementó la temperatura del desecante en 22°C. Muchas investigaciones han estudiado la transferencia de masa y calor de los sistemas de refrigeración evaporativa desecante aplicando ecuaciones diferenciales de calor y masa para cada componente individual sin analizar el rendimiento total del sistema.

**Radhwan AM, Elsayed MM, Gari HN. Mathematical modeling of solar operated liquid desiccant-evaporative air conditioning system. Eng Sci 1999;11(1):119–41. [31]**

Radhwan matemáticamente modeló un sistema de refrigeración evaporativo desecante líquido asistido de forma solar y observó que el rendimiento del sistema para operaciones a la larga bajo las condiciones de Jeddah, Arabia Saudí. El ratio del sistema térmico (STR), factor de reemplazo desecante (DRF) y el factor de utilización solar (SUF) fueron definidos para observar el rendimiento del sistema para diferentes condiciones climáticas. Los resultados mostraron que el sistema tiene un buen rendimiento para climas calientes y húmedos.

**Bellemo L, Elmegaard B, Reinholdt LO, Kærn MR. Modeling of a regenerative indirect evaporative cooler for a desiccant cooling system. In: Fourth IIR conference on thermophysical properties and transfer processes of refrigerants, Delft, The Netherlands; 2013. [32]**

Bellemo numéricamente estudió el punto de rocío de un refrigerador evaporativo, también llamado refrigerador evaporativo de regeneración indirecta, el cual es parte del sistema de refrigeración desecante y analizó su rendimiento para distintos ratios de flujo de aire, condiciones de aire de entrada y fracciones de recirculación. Los resultados mostraron que la calidad refrigerativa del punto de rocío de un refrigerador evaporativo estaba maximizada para una fracción de recirculación de 0.3 y que la mayoría de las condiciones fueron mayormente afectadas por el ratio de humedad del aire de entrada. Debido a la estructura regenerativa el punto de rocío de un refrigerador evaporativo no requiere aire secundario como requería el refrigerador evaporativo indirecto. La temperatura del bulbo húmedo del aire de entrada puede ser conseguida.

**Goldsworthy M, White S. Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler. Int J Refrig 2011;34(1):148–58. [33]**

Goldsworthy y White estudiaron el sistema de refrigeración evaporativa con desecante sólido usando un refrigerador evaporativo indirecto. El sistema tiene un gran potencial para ahorrar energía y reducir emisiones. Los resultados también mostraron que un alto valor del coeficiente eléctrico podía ser logrando con la regeneración de temperatura de 70°C, el ratio del proceso de regeneración del flujo de aire 0.67 y el ratio secundario para el flujo de aire primario de 0.3.

**Pescod D. A heat exchanger for energy saving in an air-conditioning plant. ASHRAE Trans 1979; 85(2):238–51. [34]**

Pescod describió un refrigerador evaporativo indirecto a contracorriente con un flujo de agua en el canal húmedo opuesto al flujo secundario de aire. El espacio del canal, longitud del canal, las velocidades de flujo y ratios de flujo del agua fueron la clave para el diseño llevado a cabo en el estudio.

**Camargo JR, Ebinuma CD, Cardoso S. A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems. In: Proceedings of the ninth Brazilian congress of thermal engineering and sciences, ENCIT, UFPB, PB, paper CIT02-0855; 2002. [35]**

Un análisis termo-económico del sistema de refrigeración evaporativo directo junto a un deshumificador desecante fue llevado a cabo por Camargo, basado en la primera y segunda ley de la termodinámica.

**Chen PL, Qin HM, Huang YJ, Wu HF. A heat and mass transfer model for thermal and hydraulic calculations of indirect evaporative cooler performance. ASHRAE Transl 991;97(2):852–63. [36]**

Chen desarrolló un modelo de transferencia de calor y masa para el cálculo de los rendimientos térmico e hidráulico del refrigerador evaporativo indirecto. Ellos concluyeron que el sistema tenía un gran rendimiento cuando el aire de la habitación era usado con aire secundario.

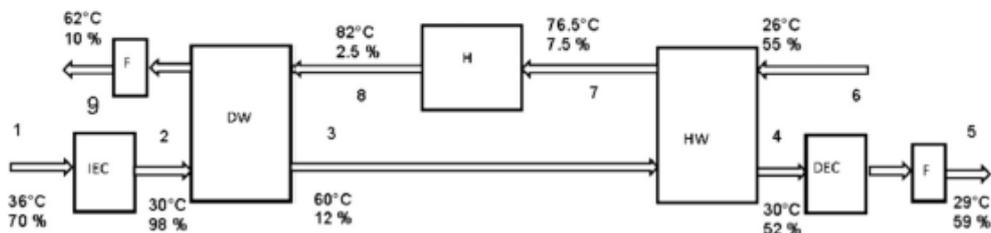


Figura 23: Refrigeración con pre-refrigeración y DEC

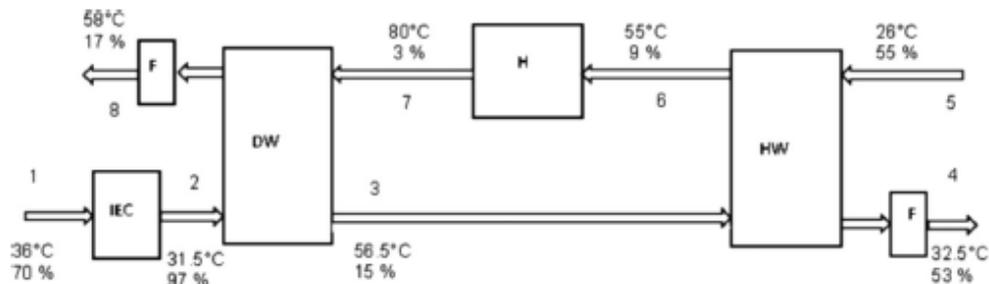


Figura 24: Sistema desecante + pre-regeneración

**Subramanyam N, Maiya MP, Murthy SS. Application of desiccant Wheel to control humidity in air-conditioning systems. Appl Therm Eng 2004; 24(17-18):2777–88. [37]**

Subramanyam estudio los efectos de los diferentes parámetros, que son el ratio de flujo de aire, velocidad de rueda, etc. en el rendimiento de las ruedas desecantes sólidas para condiciones de baja humedad. La velocidad óptima de la rueda es de 17.5rpm para mejores rendimientos los sistemas y mejor capacidad para eliminar humedad de la rueda desecante.

**Khoukhi M. The use of desiccant cooling system with IEC and DEC in hot- humid climates. Int J Energy Eng 2013;3(4):107–11. [38]**

Khoukhi simularon un sistema de refrigeración desecante sólido con refrigeradores directos e indirectos usando datos medidos para observar el rendimiento del sistema bajo condiciones climáticas de calor y humedad.

En la Figura 23 se muestran las temperaturas y humedades de cada punto del ciclo para un ciclo de refrigeración desecante estándar con pre-refrigeración y refrigerador evaporativo directo mientras que en la Figura 24 se muestran los resultados del sistema desecante sólo con pre-refrigeración.

Los resultados mostraron que para ambiente de temperatura de bulbo seco y humedad relativa de 36°C y 70%, respectivamente, los sistemas de refrigeración desecante sólidos en conjunción con refrigeradores evaporativos directos o indirectos pueden lograr un aceptable rango de temperaturas y humedad para el rango de confort humano.

Suryawanshi concluyó comparando con sistemas convencionales, 2 etapas refrigerativas evaporativas es 4.5 veces más eficientes, pero solo en climas secos y calientes. Para condiciones calientes y húmedas puedes ser combinado con deshumificadores desecantes.

## 1.6 Estructura y contenido

En el presente documento, la estructuración del contenido se reparte en cinco módulos:

- i. Una primera toma de contacto con respecto a la demanda mundial de refrigeración/calefacción. (Módulo 1)
- ii. Introducción a la tecnología y revisión bibliográfica que recoge el estado actual de la técnica. (Módulo 1)
- iii. Una discusión y comparación sobre los diferentes sistemas de enfriamiento regenerativo. (Módulo 2)
- iv. Modelización y creación de entorno simulado mediante software Matlab. (Módulo 3)
- v. Análisis de los resultados obtenidos (Módulo 4)
- vi. Resumen y conclusiones (Módulo 5)
- vii. Bibliografía específica empleada. (Módulo 6)
- viii. Anexos (Modulo 7)

# 2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

## EVAPORATIVOS

---

### 2.1 Introducción

En el apartado anterior se asentaron las bases de la tecnología evaporativa, comenzando por un pequeño estudio a sobre los nuevos sistemas HVAC que incorporan fuentes alternativas y renovables en sustitución de las fuentes de energía primaria actuales, así como una introducción a la tecnología de manera general, en materia de conceptos y terminología básica. En la revisión bibliográfica se plantearon las distintas líneas de investigación a escala internacional en las últimas tres décadas a modo de argumentación que sustente el desarrollo del proyecto a lo largo de este documento.

En este punto, el objetivo principal será adentrarnos en las diferentes configuraciones y sistemas de refrigeración evaporativa que existen en la actualidad, repasar los distintos módulos básicos que poseen en común además de contemplar otros sistemas alternativos

### 2.2 Clasificación de los sistemas de enfriamiento regenerativo

A continuación, se introducirán los principales sistemas desecantes

- **Sistema básico de acondicionamiento de aire con deshumidificación desecante rotativa:** La primera patente conocida sobre la aplicación de un ciclo de acondicionamiento de aire con desecante rotativo data de 1995. La Figura 25 muestra el mencionado ciclo de ventilación, también conocido como ciclo de Pennington. Se toma como aire de proceso el aire ambiente (estado 1), el cual pasa a través de la rueda desecante (simbolizada como DW), en la cual la humedad es eliminada y se incrementa su temperatura debido al efecto térmico de adsorción. Tras pasar por la rueda, este aire seco y caliente se enfría de manera sensible desde el estado dos al tres en un intercambiador de calor (HE), tras el cual, el aire de proceso es enfriado de manera evaporativa pasando la corriente del mismo a través de refrigerador de evaporación directa (DEC).

En el lado del esquema correspondiente a la regeneración de aire, el aire de retorno (estado 5) es enfriado y humidificado en otro refrigerador de evaporación directa (DEC). Esta corriente de aire intercambia calor sensible con el aire de proceso con el fin de pre-enfriar el aire de proceso, precalentándose así mismo. La corriente de aire caliente incrementa aún más su temperatura (estado 7 al 8) gracias a la fuente de calor externa. Tras regenerar la rueda desecante (DW), obtenemos aire residual de proceso (estado 9).

Considerando que el escape de aire residual de la carga no está centralizado o localizado en un emplazamiento que facilite su uso para co-procesar el aire de proceso, se propone una modificación del ciclo de Pennington (Figura 26) el cual procesa el aire ambiente para la edificación, pero utiliza el aire ambiente también en el circuito de regeneración de la rueda desecante. Obviamente, los rendimientos térmicos (incluyendo el coeficiente de rendimiento térmico o COP) y la capacidad específica de refrigeración se ven reducidos en comparación con el ciclo de ventilación estándar debido a que el ratio de humedad y la temperatura del aire ambiente son mayores que las del aire de retorno que proviene de la carga.

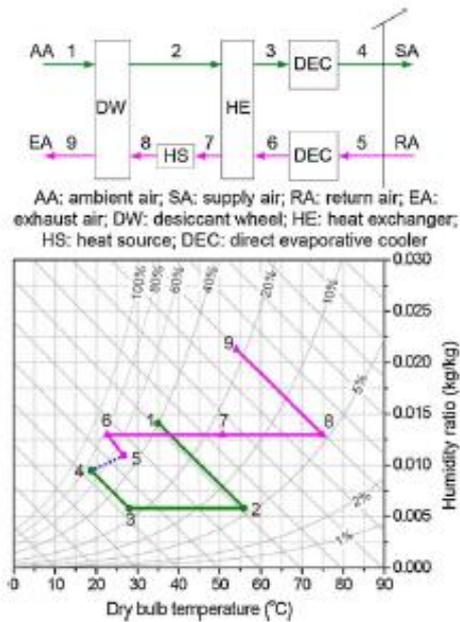


Figura 25: Ciclo de ventilación Pennington

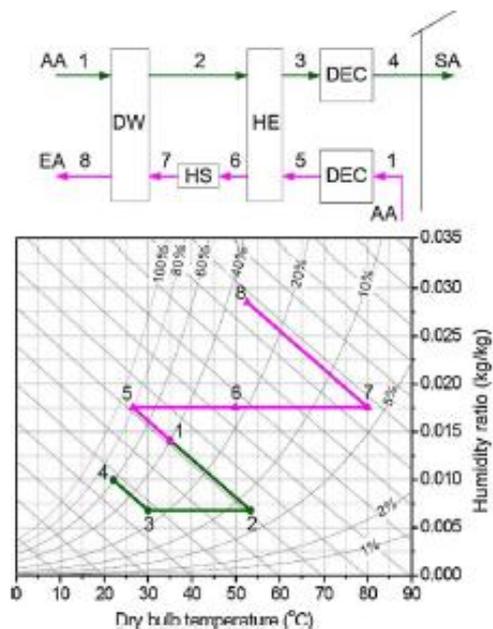


Figura 26: Variación del ciclo de Pennington

Con el fin de incrementar la capacidad de refrigeración, se desarrolla una variante al ciclo de Pennington con recirculación, tal y como se describe en la Figura 27.

El aire ambiente es empleado como corriente de refrigeración en este ciclo de recirculación alternativo (Figura 27). En este ciclo, el aire empleado como aire de proceso es el aire de retorno de la carga, operando en un ciclo cerrado. Por otro lado, el aire ambiente es el empleado en el circuito de regeneración para la rueda desecante. Debido a que la ratio de humedad y temperatura del aire son relativamente bajos, el COP del ciclo alcanza valores máximos en torno a 0.8. La principal desventaja de este ciclo de recirculación es, obviamente, la carencia de aire fresco como aire de proceso.

El ciclo de Dunkle (Figura 28) combina los beneficios del ciclo de ventilación, el cual proporciona aire frío con una temperatura relativamente baja para el HE, con los beneficios del ciclo de recirculación, el cual proporciona un espacio totalmente acondicionado con una capacidad relativamente alta de refrigeración. Para ello, el aire de proceso circula en circuito cerrado, como el ciclo de recirculación, pero en este caso, emplearemos antes de la rueda desecante un refrigerador evaporativo directo, el cual refrigerará el aire de proceso para que este, en el paso 5-6 del ciclo

refrigere propio aire de proceso de manera sensible. Tras pasar por este, la rueda desecante reducirá su contenido de humedad aumentando su temperatura. A diferencia de otros ciclos, el ciclo de Dunkle opera con un intercambiador de calor adicional, produciéndose dos enfriamientos sensibles y reduciendo la carga de refrigeración del evaporativo directo situado antes de la carga. Al igual que el ciclo de recirculación, sufre la limitación de la carencia de aire fresco. Obviamente, aire fresco no solo significa confort y salud, también representa una carga adicional. Además, muchas de las cargas de refrigeración no necesitan que el aire del exterior sea la fuente del sistema.

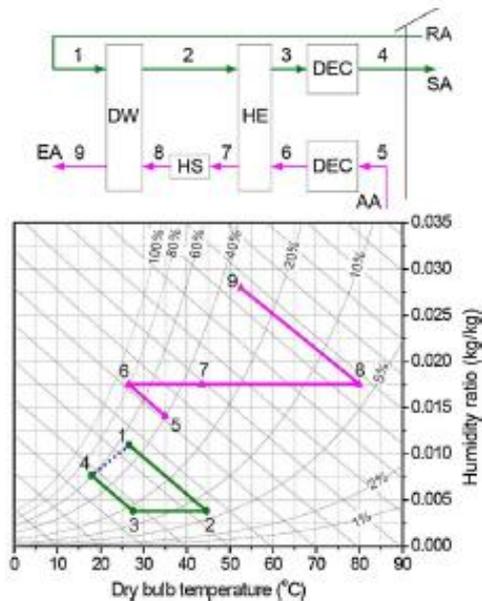


Figura 27: Ciclo de Pennington con recirculación

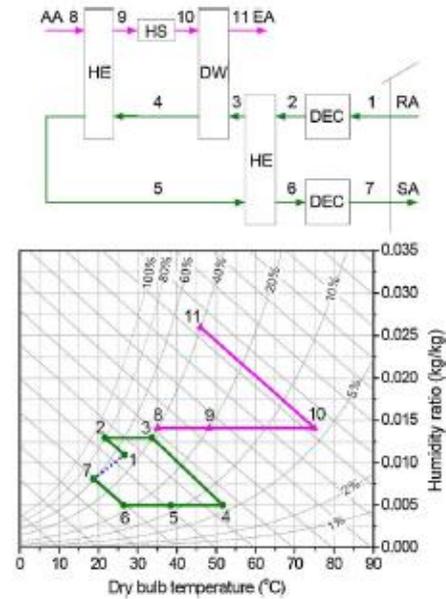


Figura 28: Ciclo Dunkle

Por lo tanto, el aire fresco debería ser mantenido en los niveles requeridos por el sistema para asegurar un rendimiento favorable, así como un aire en el interior de buena calidad. Con el fin de cumplir estos requisitos, Maclaine-cross desarrolla un ciclo simplificado que emplea la tecnología de desecante sólido, denominado ciclo SENS (Figura 29). En este ciclo, se emplea aire fresco del ambiente como aire de proceso, el cual sufre una deshumidificación por la acción de la rueda desecante (proceso 1-2). Tras la reducción de humedad y el aumento de temperatura, se enfría de manera sensible por la acción de un intercambiador de calor (proceso 2-3), el cual emplea como aire de refrigeración el aire ambiente (proceso 1-10).

Este aire ambiente será calentado por una fuente térmica (proceso 10-11) y empleado para regenerar la rueda desecante (proceso 11-12). El aire de proceso refrigerado de manera sensible en el proceso 2-3 sufre de un nuevo enfriamiento sensible en otro intercambiador de calor (proceso 3-4). El aire de refrigeración empleado en este intercambiador proviene de una corriente de bypass del aire aportado a la carga (punto 6), el cual debe refrigerarse en una torre de enfriamiento antes de pasar por el intercambiador de calor (procesos 6-8; 8-9). La corriente de proceso obtenida del segundo enfriamiento sensible, para por último por una batería de enfriamiento en la que alcanzará las condiciones de confort establecidas (proceso 5-6) no sin antes sufrir un proceso de mezclado con el

aire de retorno de la instalación, previo a su paso por la batería de enfriamiento (punto 7). El ciclo de SENS tiene una simplificación debido a su complejidad operativa (el COP del mismo es alrededor de 2.45 bajo condiciones ambiente de 26 grados y una humedad relativa de 26%). La simplificación del sistema se conoce como ciclo de REVERS (Figura 30). En este ciclo, el aire de proceso para por una rueda desecante (proceso 1-2) disminuyendo la humedad y aumentando su temperatura.

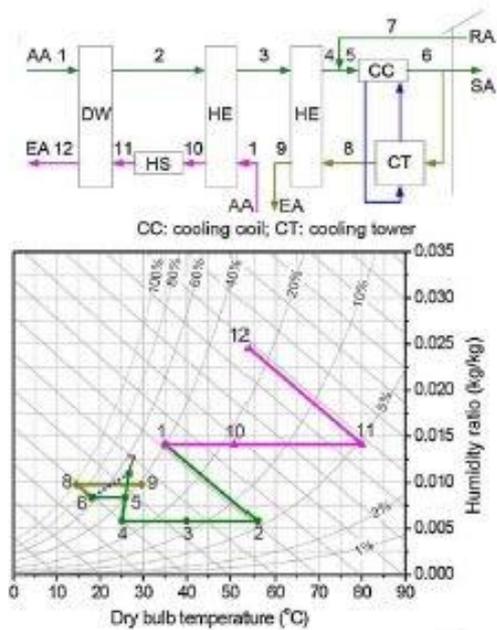


Figura 29: Ciclo SENS

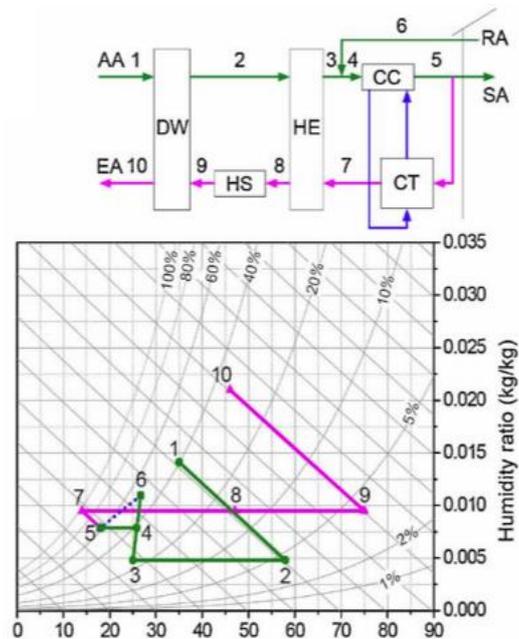


Figura 30: Ciclo REVERS

Este aire de proceso no sufrirá dos enfriamientos sensibles en sendos intercambiadores de calor, sino que solo pasará por uno, ya que el aire empleado en la regeneración de la rueda desecante y el flujo de aire refrigerado en la torre de enfriamiento para alimentarlo en el intercambiador como fluido de refrigeración, es el mismo. De esta manera, simplificamos el proceso eliminando un circuito de aire de refrigeración al intercambiador y un equipo (intercambiador) del sistema. Por último, investigadores de la Universidad A&M de Texas propusieron un ciclo básico de acondicionamiento de aire con deshumidificación desecante rotativa denominado refrigeración evaporativa directa-indirecta o ciclo DINC (Figura 31). En este ciclo, el aire ambiente es empleado como aire de proceso, el cual se deshumidifica y se enfría de manera sensible por la acción de una rueda desecante y un intercambiador de calor (procesos 1-2 y 2-3). El aire ambiente es empleado como corriente de refrigeración del intercambiador y posteriormente calentado con una fuente de calor para emplearla como aire de regeneración de la rueda desecante (procesos 1-9, 9-10, 10-11).

La corriente de aire de proceso refrigerada de manera sensible en el proceso 2-3, sufre dos procesos de enfriamiento antes de alcanzar las condiciones de confort:

- Primero, un enfriamiento evaporativo indirecto, empleado como corriente de refrigeración el aire de retorno de la carga. Previamente, antes de entrar en el evaporativo directo, se ha mezclado parte del aire de proceso con aire de retorno de la carga

- Un enfriamiento evaporativo directo

Este cambio simplifica la configuración del sistema además de que la única diferencia si lo comparamos con el ciclo de ventilación modificado es la adición de un IEC. El COP térmico de este ciclo es inferior a 1.6 bajo condiciones ARI.

- **Regeneración escalonada:** Con la finalidad de mejorar el rendimiento térmico de los sistemas desecantes rotativos para el acondicionamiento de aire, Glav patento y propuso la regeneración por etapas de la rueda desecante en 1996. Tras el precalentamiento de la corriente en el intercambiador HE (Etapas 6-7, Figura 32), solo una parte del aire de regeneración pasará por la fuente de calor (HS – estados 7-8) siendo la mayor parte del aire de regeneración introducido en el área de pre-regeneración. Este proceso de regeneración en dos etapas reduce el consumo de la fuente de calor ya que, en la primera de las etapas, se produce una pre-regeneración, con una temperatura relativamente baja y en la segunda etapa de regeneración se emplea la corriente de aire con una temperatura elevada proporcionada por la fuente de calor adicional. El desecante es primero, precalentado y pre-regenerado con un calor de baja temperatura. Entonces, es regenerado con una menor cantidad de calor de alta temperatura, produciéndose el ahorro energético

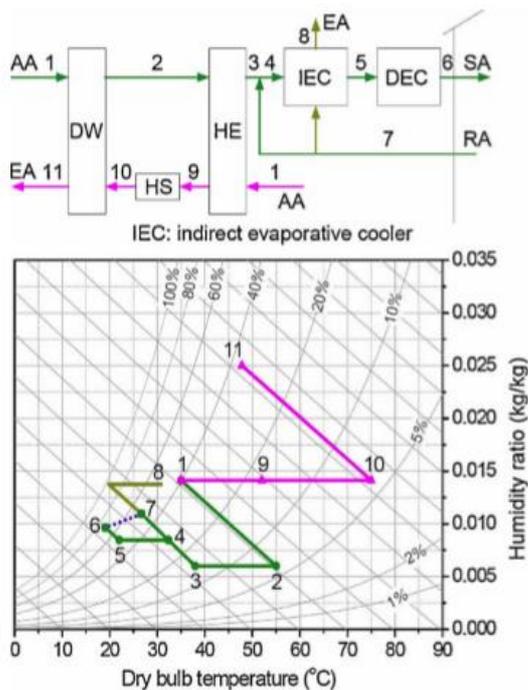


Figura 31: Ciclo DINC

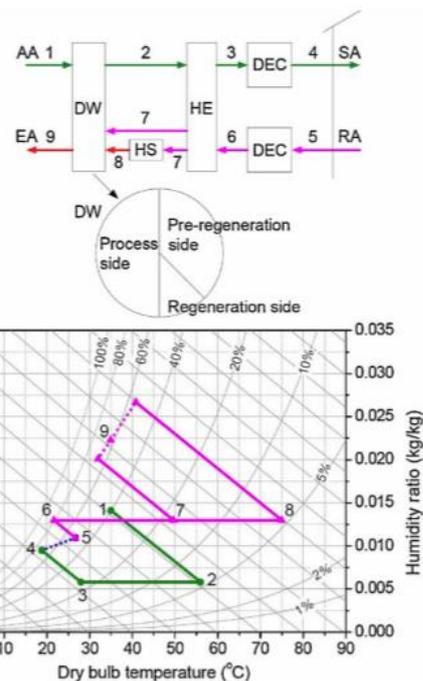


Figura 32: Refrigeración escalonada

- **Deshumidificación isoterma:** Debido al efecto de adsorción del calor liberado durante el proceso de deshumidificación, se incrementa la temperatura de la corriente de aire de proceso, reduciendo su humedad relativa. Como resultado, el diferencial de vapor, el cual actúa como fuerza controlante del proceso de deshumidificación se verá reducida, limitando la habilidad de deshumidificar del aire de proceso. Debido a esto, se requiere una temperatura de regeneración bastante mayor si queremos obtener la capacidad de deshumidificación deseada, especialmente en climas muy húmedos. Con el

fin de eliminar este problema, se propone una deshumidificación isoterma, con el fin de minimizar la irreversibilidad de la deshumidificación y refrigerar el aire de proceso lo suficiente como para que su alta temperatura no afecte. Para ello, cuando la corriente de aire fluye por una batería de ruedas desecantes e intercambiadores de refrigeración cuyo número tiende a infinito, se considera que el proceso termodinámico puede considerarse isoterma. En la Figura 33, se muestra de manera psicrométrica, el proceso de tratamiento de aire para un sistema ideal multi-etapa comparándolo con un sistema de etapa única.

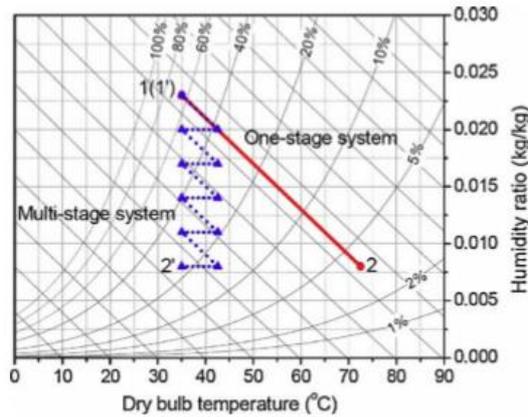


Figura 33: Tratamiento del aire en sistema multi-etapa

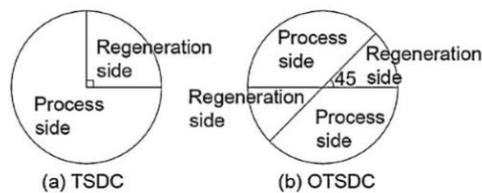


Figura 34: TSDC vs OTSDC

La temperatura ideal de regeneración del sistema de refrigeración de ruedas desecantes multi-etapa sería la mínima y el consumo de calor de regeneración sería reducido debido a la recuperación de energía térmica realizada por intercambiadores de refrigeración. Adicionalmente, el rendimiento térmico y la aplicabilidad del sistema mejoran de manera significativa.

Continuando con la corriente de deshumidificación en etapas, investigadores de la Universidad Jiao Tong, en Shanghai (SJTU) desarrollaron dos tipos de sistemas bi-etapa, (Figura 34)

- Sistema de refrigeración rotativa desecante doble (TSDC), el cual emplea dos ruedas desecantes (Figura 35)

El funcionamiento de este sistema es similar al ciclo de Pennington simple, con la diferencia que la etapa de deshumidificación se realiza en dos ruedas desecantes con sendos intercambiadores de calor en las etapas intermedias, aprovechándolos no solo para pre-enfriar la corriente de aire de proceso, si

no para precalentar la corriente de regeneración y que el consumo de la fuente de calor sea menor. Se observa como la línea de regeneración no es única ya que disminuiría el rendimiento térmico.

Cuando la sección de la rueda del sistema TSDC es del mismo corte que en una rueda desecante con un proceso de deshumidificación en una sola etapa, se divide en dos secciones: Una para el aire de proceso y la otra para el aire de regeneración.

- Sistema de un rotor bi-etapa de refrigeración desecante (OTSDC), basado en el empleo de una sola rueda. (Figura 36)

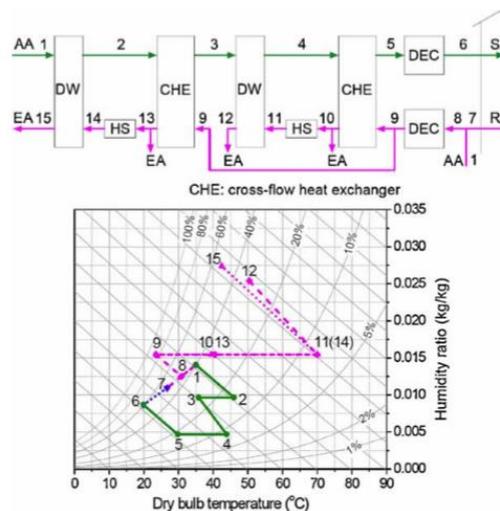


Figura 35: Sistema OTSDC

El funcionamiento de este sistema es muy similar al ciclo de Pennington simple, con la diferencia de que la etapa de deshumidificación se realiza en una sola rueda desecante, pero en dos etapas. En la primera, en aire de proceso se deshumidifica aumentando su temperatura. Este aumento de temperatura es empleado para precalentar el aire de retorno empleado como corriente de regeneración. Este aire de retorno precalentado, pasa por una fuente de calor en la que aumenta su temperatura con el fin de alcanzar las condiciones requeridas para regenerar la rueda. El aire de proceso que sale del intercambiador de calor a menor temperatura (ha cedido calor a la corriente de regeneración), sufre un segundo proceso de deshumidificación, en el cual vuelve a aumentarse su temperatura. Este salto térmico se emplea para precalentar un flujo de aire a contracorriente que tras el paso por una fuente de calor regenerará la rueda. Finalmente, tras los dos procesos de deshumidificación, la corriente de aire de proceso para por un evaporador directo, donde adquiere las condiciones de confort requeridas por la carga.

Si el seccionado operativo es el de un sistema OTSDC, se divide en cuatro partes: dos para el aire de proceso y otras dos para el aire de regeneración.

- **Sistemas híbridos desecantes** Los sistemas de refrigeración desecantes anteriormente mencionados lidian con la carga sensible con un sobre secado del aire de proceso lo cual le permite una mayor refrigeración con un evaporador directo o indirecto. En el caso de climas húmedos y

calientes, la capacidad de refrigeración de esos sistemas estaría limitada debido a que la posible deshumidificación puede ser no suficiente para permitir la evaporación refrigerativa del aire suministrado. Para suministrar un aire de proceso de buena calidad, podrían incorporarse otras tecnologías de acondicionamiento de aire como un sistema tradicional de ventilación (VAC) y una máquina de refrigeración por absorción para constituir un sistema híbrido. En la Figura 37 se muestra el esquema de un sistema híbrido desecante para el acondicionamiento de aire. Tal y como puede observarse, la carga latente sensible de claro es eliminada por la acción de una rueda desecante y un evaporador. Analizando la zona de regeneración, la corriente de aire es primero, precalentada a través de un recuperador de calor desde el condensador antes de ser calentado por la fuente de calor externa. En términos generales, el sistema híbrido tiene las siguientes ventajas:

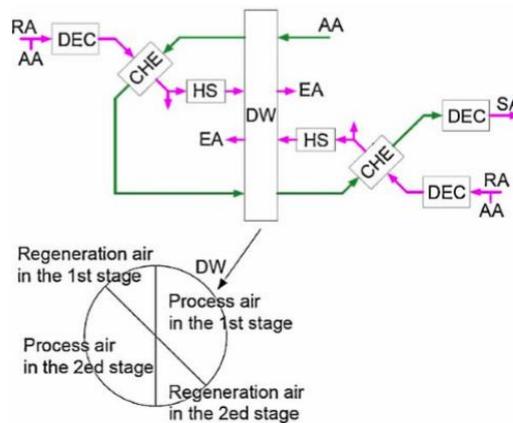


Figura 36: Configuración esquemática sistema OTSDC

- Mejora la calidad del aire interior ya que controla de manera independiente la ratio de humedad y temperatura.
- Una temperatura de regeneración menor debido a que debemos de eliminar una menor cantidad de humedad con la rueda desecante.
- Una conservación de energía dentro del ciclo, ya que el condensador provee la mayor parte del calor de regeneración
- Una unidad VAC reducida para lidiar solo con la carga sensible
- Mejora del rendimiento de la unidad VAC debido a que opera a una mayor temperatura de evaporación

- **Sistema desecante para la producción de aire seco y agua refrigerada:** Con el propósito de eliminar el calor de adsorción liberado en el proceso de deshumidificación, los sistemas desecantes de acondicionamiento de aire existentes combinan la deshumidificación desecante con una refrigeración evaporativa directa o indirecta, lo cual puede ser bastante complejo de controlar de manera precisa. Por ello, puede emplearse una unidad VAC como refrigerador auxiliar, la cual consume una cantidad cuantificable de energía eléctrica. La Figura 38 muestra el diagrama esquemático e higrométrico del sistema. Como puede observarse, la unidad consta de dos partes: deshumidificación desecante y refrigeración evaporativa regenerativa. Aquí, se emplea un solo rotor para la deshumidificación desecante en dos etapas, con refrigeradores internos empleados para

minimizar la adsorción de calor, aproximando a la deshumidificación isoterma. De manera diferente a los sistemas desarrollados con intercambiadores de superficie húmeda, este sistema puede de manera simultánea, deshumidificar el aire fresco de proceso y producir agua fría para el ítem de refrigeración debido a la deshumidificación profunda y el diseño del tren de pre-enfriamiento antes del proceso de la refrigeración evaporativa. En consonancia con los resultados termodinámicos y la evaluación del ahorro energético, el sistema alcanza un COP térmico de 1 y eléctrico de 9.03 empleado condiciones estivales ARI.

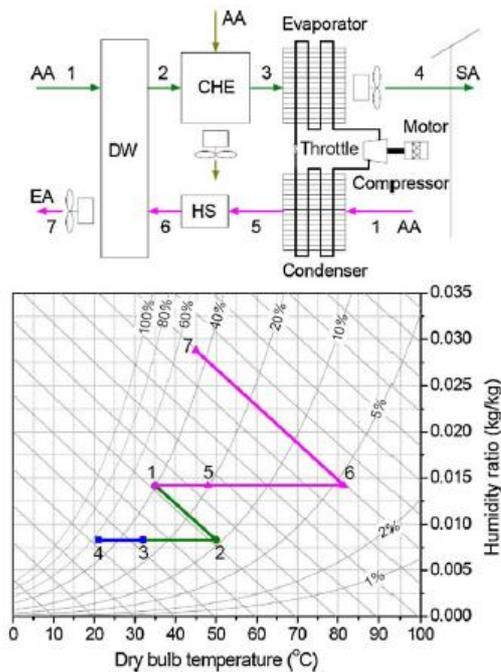


Figura 37: Sistema híbrido desecante

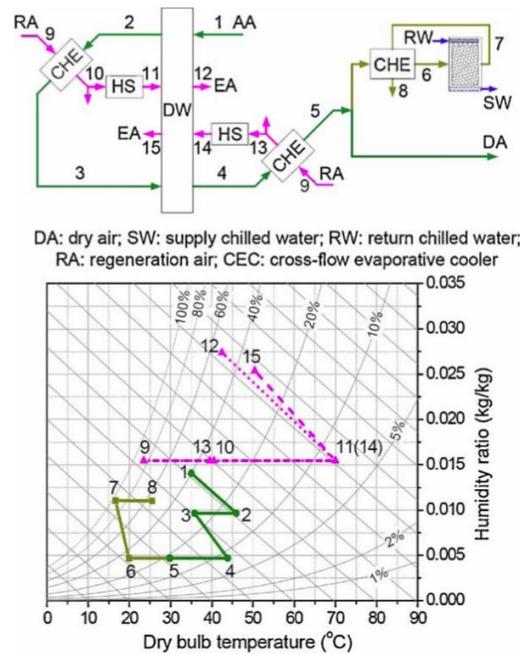


Figura 38: Sistema desecante para producción de aire seco y agua refrigerada

## 2.3 Elementos fundamentales

**- Rueda desecante:** La rueda desecante será la encargada de eliminar la humedad (carga latente) del aire ambiente. Sin embargo, estas no reducen la carga energética, sino que reemplazan la carga latente con un incremento de la carga sensible (temperatura). Normalmente, el material empleado en las ruedas es el gel de sílice o un tamiz molecular (zeolita) los cuales, unidos a un sustrato de fibras de vidrio, papel o aluminio conforman la rueda. En la zona de trabajo (parte donde el fluido de entrada es el aire), la rueda se comporta como una estructura ligera de panel de abeja (HoneyCombe) con pequeños canales que garantizan una superficie de contacto adecuada entre el desecante y el aire, forzando la trayectoria del aire a lo largo del desecante concentrado. El desecante produce una atracción de las moléculas del aire a través de las microporosidades, basada esencialmente en el tamaño de los poros. De esta manera, el gel de sílice y el tamiz molecular atraen mecánicamente el agua

como una esponja. En la Figura 39 se muestran las configuraciones más usadas. La rueda gira lentamente entre los flujos de proceso y regeneración (Figura 40). El aire de proceso fluye entre los canales formados y el desecante impregnado en la estructura va adsorbiendo la humedad del aire hasta que se satura, lo que aumenta la presión de vapor de su superficie. Cuando la rueda entra en regeneración, el desecante es calentado por el flujo de aire de regeneración, eliminando la humedad de este. Una vez terminada la etapa de regeneración, el desecante caliente vuelve a la zona de proceso, donde se enfría al ponerse en contacto con una pequeña porción de aire de proceso; así queda listo para volver a adsorber humedad. Generalmente, las ruedas desecantes poseen un 75 % de su superficie para el aire de proceso y un 25% para la zona de regeneración, aunque esta relación puede variar.

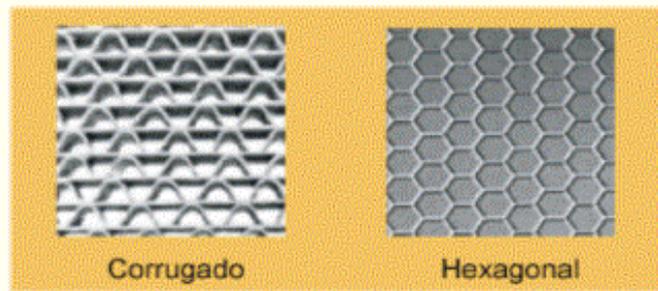


Figura 39: Configuración del panel

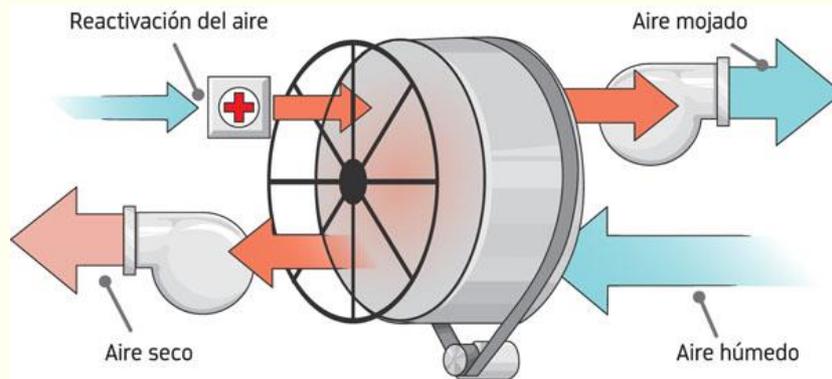


Figura 40: Esquema de funcionamiento

- **Intercambiador de calor:** Emplearemos un intercambiador de calor para disminuir la carga sensible del flujo de aire de proceso y conseguir que el salto de temperatura a conseguir con el refrigerador evaporativo sea menor.
- **Refrigerador evaporativo directo:** En nuestro sistema emplearemos un sistema evaporativo directo el cual para disminuir la temperatura del aire emplea agua vaporizada, aumentando el

contenido en humedad, mediante un proceso térmico de saturación adiabática. La principal característica de este proceso es el incremento de su eficiencia cuando las temperaturas aumentan, lo que significa que se necesita una mayor capacidad de refrigeración para conseguir el confort térmico. (Figura 6)

Además, tiene el atractivo adicional de un consumo de energía bajo y un mantenimiento sencillo. Parte del calor sensible del aire es transferido al agua convirtiéndose en calor latente por evaporación parcial de la misma. El calor latente continúa en el vapor de agua y se difunde en el interior del aire.

- **Aporte energético a la corriente de regeneración:** En nuestro caso, dimensionaremos como fuente de energía alternativa una instalación solar térmica auxiliar con una caldera de gas natural que sea capaz de suplir el resto de la demanda térmica que no sea aportada por el campo (Figura 41)

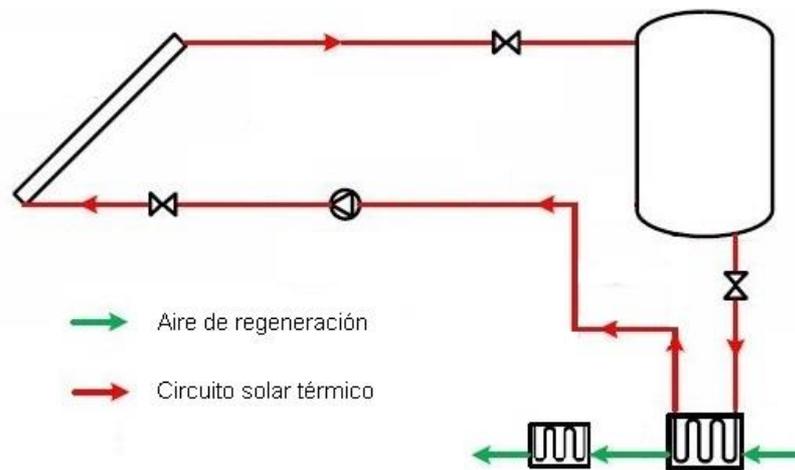


Figura 41: Esquema básico fuente de energía alternativa solar

## 2.4 Resumen de otras instalaciones existentes

En este punto, a modo introductorio, repasaremos otras tecnologías habituales en el campo del acondicionamiento del aire, tanto metodologías tradicionales como experimentales teniendo en cuenta sus ventajas y desventajas.

Dividiremos las diferentes técnicas en dos grupos: Tecnologías que requieren de un aporte exterior de energía, denominadas técnicas de enfriamiento activas y tecnologías que no requieren de un aporte de energía exterior, denominadas técnicas de refrigeración pasivas

### 2.4.1 Técnicas de refrigeración activas

Ampliamente utilizadas cuando las condiciones ambientales son adversas y las técnicas pasivas son insuficientes

- **Refrigeración por compresión:** Método convencional por excelencia, basa su funcionamiento en los gradientes de presión (zonas de alta y baja) para que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador (Figura 42). Los valores de COP de dicho sistema son muy elevados, pero por el contrario requieren de un alto consumo de energía eléctrica, por no mencionar las altas emisiones de contaminantes. El control de fugas de refrigerantes es otra desventaja añadida, ya que estos (clorofluorocarbono o hidrofluorocarbonos) son sustancias potencialmente contaminantes y contribuyentes al calentamiento global.

El coeficiente de operatividad o COP se define como:

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (2-1)$$

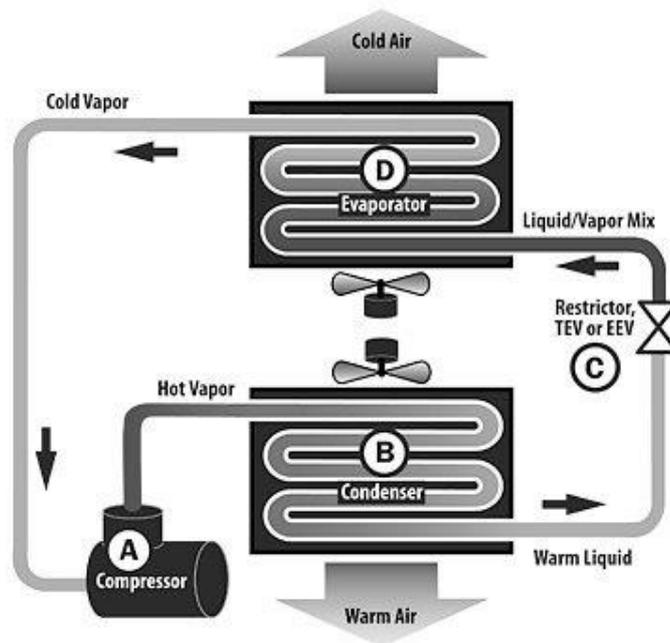


Figura 42: Refrigeración por compresión

Siendo  $Q_c$  la potencia frigorífica y  $W$  la potencia consumida por la máquina. Este factor es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre el condensador y evaporador. Cuanto mayor sea esta diferencia menor será el valor del COP.

- **Refrigeración por absorción:** Dentro del grupo de las tecnologías activas, encontramos nuevas alternativas promovidas por el cambio climático con el fin de reducir la dependencia energética y limitar la emisión de gases de efecto invernadero.

La tecnología por absorción, al igual que la refrigeración por compresión, posee un líquido refrigerante con una temperatura muy baja de cambio de fase. Al evaporarse este, absorbe energía del medio. En este estado, vuelve a ser absorbido por una sustancia con gran afinidad, regenerándose al calentar la mezcla de ambas. En los sistemas de refrigeración por absorción, existen dos sistemas:

- El que emplea agua / bromuro de litio, siendo este último el fluido absorbente y el agua empleada como fluido refrigerante.
- El que emplea agua como fluido absorbente y el amonio como fluido refrigerante.

A pesar de estas diferencias, todos están formados por los mismos componentes (Figura 43): Generador, condensador, evaporador y absorbedor.

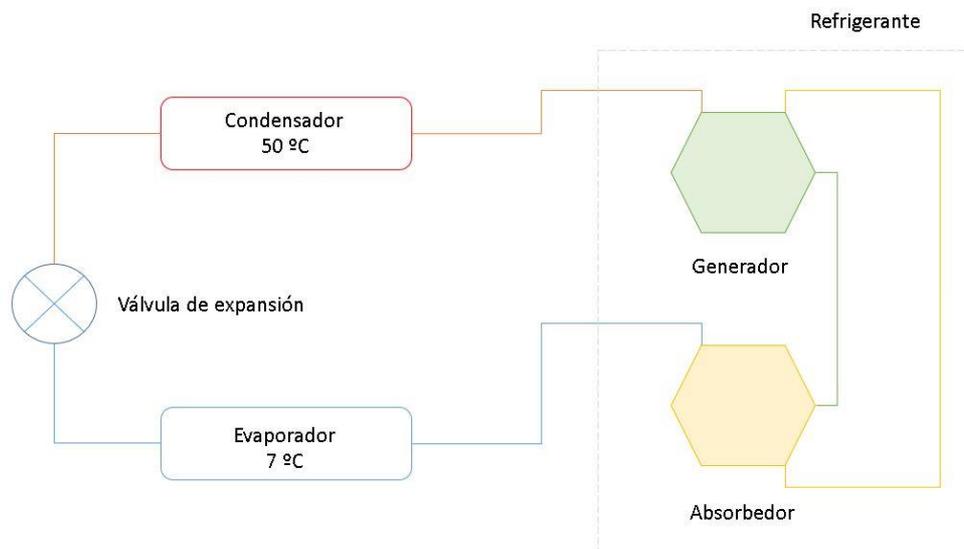


Figura 43: Sistema absorbedor

El COP de este sistema puede aumentarse con lo que se suele llamar un doble ciclo. En este se implantan dos generadores y condensadores, uno para el nivel de baja temperatura y otro para el de alta.

## 2.4.2 Técnicas de refrigeración pasivas

Estas técnicas basan su funcionamiento en la transferencia de calor de manera natural. Su uso reduce considerablemente los costes energéticos, aunque sus limitaciones hacen que no puedan satisfacer por si solos la carga de frío o calor. Haremos un breve repaso por algunas de las técnicas pasivas más usadas.

- **Ventilación natural cruzada:** Esta técnica basa su funcionamiento en los gradientes de presión generados por los vientos. De esta manera, se ubican las ventanas del recinto de tal forma que la corriente barre todas las zonas del recinto (Figura 44)

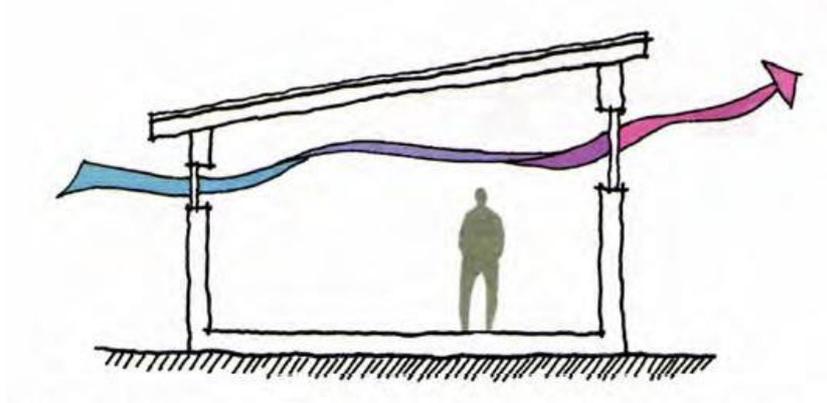


Figura 44: Ventilación natural cruzada

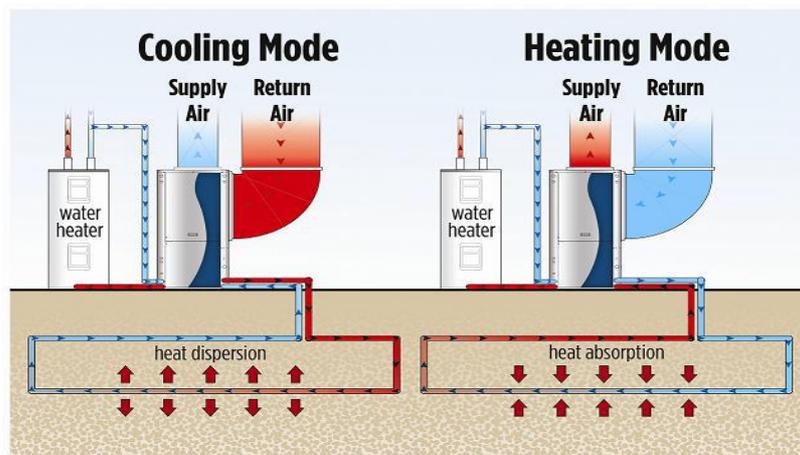


Figura 45: Climatización geotérmica

- **Climatización geotérmica:** En áreas donde la variación de la temperatura entre la temporada estival e invernal es acusada, se plantea emplear la inercia térmica del suelo para la refrigeración, aprovechando que la temperatura del suelo permanece prácticamente constante a lo largo del año (menor que el ambiente en verano y superior al ambiente en invierno). La tecnología de esta técnica es bastante sencilla, empleando grandes conductos enterrados bajo tierra (Figura 45), con un extremo en el interior del edificio y el otro en el exterior. El aire caliente en verano entra por los tubos y gracias a la temperatura inferior del suelo, se enfría. En invierno, se emplea el proceso inverso, calentándose el mismo a pasar por el suelo.

- **Climatización por aguas profundas:** Basa su funcionamiento en la diferencia de densidades del agua a diferentes temperaturas. El agua fría, con mayor densidad y a mayor profundidad se emplea como foco frío en un intercambiador de calor, en el cual se introduce en agua a refrigerar a consumir por la carga. Este método (Figura 46) se emplea en la actualidad cada vez con más frecuencia ya que emplea como foco frío el fondo oceánico y tiene una complejidad constructiva más asequible que la tecnología geotérmica.

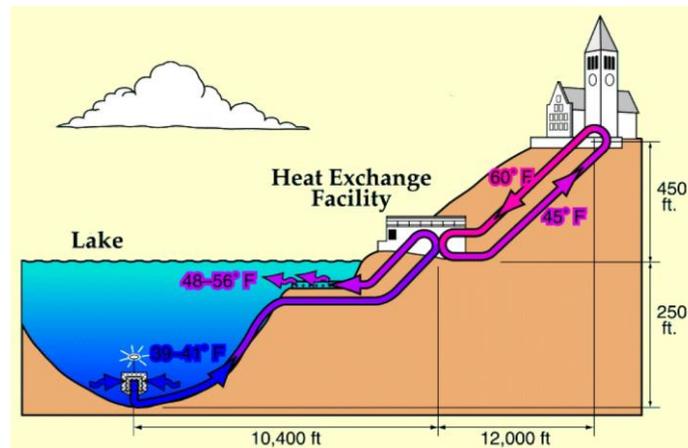


Figura 46: Climatización por aguas profundas

# 3 MODELIZACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR DESECANTES

## 3.1 Introducción

Asentada las bases y conceptos sobre la refrigeración evaporativa, en el punto anterior se planteó una introducción a los módulos básicos de los sistemas de refrigeración evaporativos con rueda desecante, así como una revisión sobre las principales configuraciones y sistemas. En este punto, seleccionaremos una configuración descrita en el apartado anterior para establecer un modelo de dicho sistema. Para ello necesitaremos modelar cada componente, así como establecer unas condiciones en el exterior y unas condiciones de confort en el recinto.

## 3.2 Modelo de componentes

Nuestro sistema de refrigeración evaporativo consta de los siguientes modelos de componentes básicos:

### 3.2.1 Rueda desecante

Para modelar la rueda desecante, emplearemos las ecuaciones de Jurinak en función de las eficiencias específicas de la rueda. Tomaremos como referencia el modelo de rueda desecante y la definición de los puntos de la siguiente Figura 47

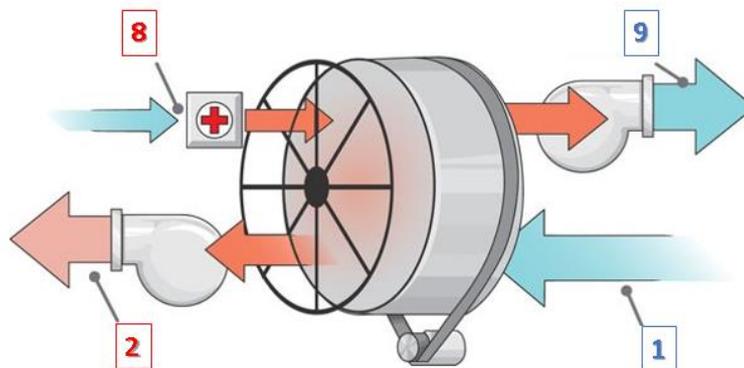


Figura 47: Rueda desecante y definición de los puntos

En primer lugar, definiremos los factores  $F_{1,i}$  y  $F_{2,i}$  los cuales relacionan las humedades absolutas ( $W_{j,i}$ ;  $j=1,2$ , (kg agua/kg aire seco)) con las temperaturas absolutas ( $T_{j,i}$ ;  $j=1,2$ , (grados Kelvin)) para las condiciones de la corriente de aire proceso de entrada ( $i=1$ ), la corriente de salida del aire tras el proceso de deshumidificación ( $i=2$ ) y las condiciones de entrada de la corriente de regeneración ( $i=8$ ).

$$F_{1,i} = \frac{-2865}{T_{1,i}^{1,49}} + 4,344 \times W_{1,i}^{0,8624} \quad (3-1)$$

$$F_{2,i} = \frac{T_{2,i}^{1,49}}{6360} - 1,127 \times W_{2,i}^{0,07969} \quad (3-2)$$

Con estos factores definidos de acuerdo a las expresiones (3-1) y (3-2), obtendremos las expresiones de las eficiencias características de la rueda, (ecuaciones (3-3) y (3-4)). Para nuestro modelo, se ha considerado un modelo de rueda desecante de alta eficiencia, lo que significa que los valores de sus eficiencias de Jurinak son  $\varepsilon_{f1} = 0.05$  y  $\varepsilon_{f2} = 0.95$ :

$$\varepsilon_{f1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,8} - F_{1,1}} \quad (3-3)$$

$$\varepsilon_{f2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,8} - F_{2,1}} \quad (3-4)$$

Realizando el análisis de variables, en este sistema tendremos 6 variables de entrada y 2 variables de salida:

**- Variables de entrada:**

- Temperatura y humedad absoluta de la corriente de proceso a la entrada del circuito (punto 1 – datos meteorológicos)
- Eficiencias características de la rueda (obtenidas por catálogo del fabricante)
- Temperatura y humedad absoluta de la corriente de regeneración a la entrada de la rueda desecante (punto 8 – Temperatura aportada por el modelo de la rueda (65°C), humedad absoluta calculada, debido a que conocemos las condiciones de la carga (26°C y 50% humedad relativa) y solo sufre un enfriamiento latente en el refrigerador directo, a partir del cual, el contenido en humedad absoluta es constante)
-

**- Variables de salida:**

- Temperatura y humedad absoluta de la corriente de proceso a la salida de la rueda desecante (punto 2)

**3.2.2 Intercambiador de calor**

Para modelar el intercambiador de calor, nos decantaremos por la metodología basada en la eficiencia. Para determinar la eficiencia del intercambiador, en primer lugar, deberemos definir el calor transferido en su interior ( $Q$ , ecuaciones (3-6) y (3-7) así como el calor máximo definido por las corrientes ( $Q_{m\acute{a}x}$ , ecuación (3-8)). Para la definición del calor máximo ( $Q_{m\acute{a}x}$ ) se ha considerado que:

- $C_{min}$  es el menor de los productos entre la  $C_p$  del fluido y su caudal másico, comparando este valor para la corriente de proceso y la corriente de regeneración. Tras comprobar ambos valores, se obtiene que el valor de  $C_{min}$  estará definido por la corriente de regeneración.
- Para el salto máximo de temperatura, se ha considerado la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido caliente y la temperatura de entrada del fluido frío (Figura 48)

Para el cálculo del calor transferido en el intercambiador, definimos las ecuaciones homologas (3-6) y (3-7), considerando  $T_{e_{fc}}$  y  $T_{s_{fc}}$  como las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente y  $T_{e_{ff}}$ ,  $T_{s_{ff}}$  como las temperaturas de entrada y salida del fluido frío. En nuestro caso, el fluido frío corresponderá a la corriente de regeneración y el fluido caliente a la corriente de proceso.

$$Q_{m\acute{a}x} = C_{min} \times (T_{e_{fc}} - T_{e_{ff}}) \quad (3-5)$$

$$Q = C_{fc} \times m_{fc} (T_{e_{fc}} - T_{s_{fc}}) \quad (3-6)$$

$$Q = C_{ff} \times m_{ff} (T_{s_{ff}} - T_{e_{ff}}) \quad (3-7)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (3-8)$$

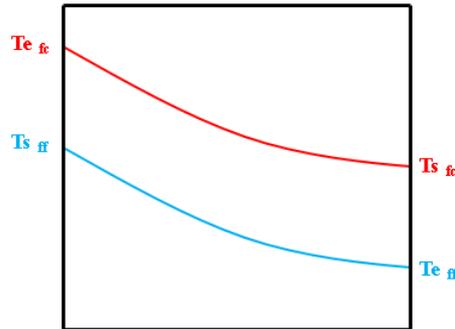


Figura 48: Evolución de temperaturas en el intercambiador

**- Variables de entrada:**

- Temperatura de entrada del fluido frío (°C) (corriente de regeneración, punto 6, Figura 49)
- Temperatura de entrada del fluido caliente (°C) (corriente de proceso, punto 2, Figura 49)
- Calor específico corriente de regeneración (aire húmedo) ( $C_p$ ) (J/ kg °C)
- Calor específico corriente proceso (aire húmedo) ( $C_p$ ) (J/ kg °C)
- Caudal másico de ambas corrientes (kg/h) (corriente de regeneración y corriente proceso)
- Eficiencia del intercambiador (adimensional) = 0.85

**- Variables de salida:**

- Temperatura de salida del fluido frío (°C) (corriente de regeneración, punto 7, Figura 49)
- Temperatura de salida del fluido caliente (°C) (corriente de proceso, punto 3, Figura 49)
- Calor intercambiado (J/h)

**3.2.3 Refrigerador evaporativo directo**

Para el modelado del evaporativo, se considerará la ecuación (3-9), estableciendo la relación entre el valor de la temperatura de entrada en el refrigerador evaporativo directo ( $T_{entrada\ DEC}$ , para la corriente de proceso, la temperatura en el punto 3, para la corriente de regeneración, la temperatura en el punto 5, el cual coincide con las condiciones en el interior de la habitación), la temperatura de bulbo húmedo de esta temperatura de entrada en función de su humedad ( $T_{wb\ entrada}$ ) y el rendimiento del refrigerador, el cual se ha considerado que es 0,9 ( $\mu$ ) para obtener la temperatura de salida del refrigerador evaporativo directo ( $T_{salida\ DEC}$ , en el caso de la corriente de proceso, esta temperatura corresponde al punto 4. En el caso de la corriente de regeneración, al punto 6)

$$T_{salida\ DEC} = T_{entrada\ DEC} - \mu \times (T_{entrada\ DEC} - T_{wb\ entrada}) \quad (3-9)$$

En este caso, diferenciaremos los dos refrigeradores evaporativos directos:

**- Variables de entrada refrigerador evaporativo directo corriente de regeneración:**

- Temperatura de entrada al refrigerador (°C) (condiciones carga, punto 5, Figura 49)
- Temperatura bulbo húmedo corriente de entrada (°C) (condiciones carga, punto 5)
- Rendimiento regenerador,  $\mu$  (adimensional)

**- Variables de salida refrigerador evaporativo directo corriente de regeneración:**

- Temperatura de salida refrigerador (°C) (corriente de regeneración, punto 6, Figura 49)

**- Variables de entrada refrigerador evaporativo directo corriente de proceso:**

- Temperatura de entrada al refrigerador (°C) (punto 3, Figura 49)
- Temperatura bulbo húmedo corriente de entrada (°C) (condiciones punto 3)
- Rendimiento regenerador,  $\mu$  (adimensional)

**- Variables de salida refrigerador evaporativo directo corriente de proceso:**

- Temperatura de salida refrigerador (°C) (corriente de proceso, punto 4, Figura 49)

### 3.2.4 Aporte energético a la corriente de regeneración

Una vez que la corriente de regeneración sale del intercambiador de calor donde ha pre-enfriado a la corriente de proceso (punto 7, Figura 49), necesitamos aportar calor de manera sensible a esta corriente para alcanzar las condiciones estipuladas de regeneración (65°C). Para ello, hemos considerado una aportación de energía mediante un sistema de captadores solares, los cuales realizarán un precalentamiento de la corriente de regeneración. Tras el precalentamiento, la corriente de regeneración entra en la caldera de gas natural, que aportará el salto térmico necesario para conseguir las condiciones necesarias de regeneración.

La demanda térmica global necesaria se muestra en la ecuación (3-10):

$$Q = C_{ff} \times \dot{m}_{ff} (T_{regeneración} - T_{sff}) \quad (3-10)$$

Siendo la temperatura de regeneración impuesta 65 grados centígrados, la temperatura de salida del fluido frío, la temperatura en el punto 7 del circuito de regeneración (Figura 49) y el caudal másico y  $C_p$  definidos por la corriente de regeneración

**- Variables de entrada:**

- Temperatura de regeneración (°C) (65°C, punto 8, Figura 49)
- Temperatura de entrada fluido frío (°C) (corriente de regeneración, punto 7, Figura 49)
- Calor específico corriente de regeneración (aire húmedo) (Cp) (J/ kg °C)
- Caudal másico (kg/h) (corriente de regeneración)

**- Variables de salida:**

- Calor a aportar (J/h)

**3.2.4.1 Dimensionado del Sistema térmico solar**

Para el dimensionado del Sistema de aporte solar, necesitaremos conocer en primer lugar, el tamaño del campo (numero de captadores y caudal masico del sistema). Definido el tamaño del campo, nos dispondremos a determinar el calor util que es capaz de obtener en funcion de la irradiacion horaria que conoemos por los datos meteorológicos. Con un tamaño prefijado, en funcion del area total del campo, elegiremos tambien las dimensiones de nuestro deposito de acumulacion considerando que este estara perfectamente mezclado sin nungun tipo de estratificación. Para el cálculo del calor útil obtenido por el campo, emplearemos la ecuación (3-11). Para ello consideraremos:

**- Variables de entrada:**

- A: Área efectiva total de captación (m<sup>2</sup>). Se obtiene multiplicando el numero de captadores totales por el área efectiva unitaria
- I: Radiación incidente normal sobre superficie inclinada (W/m<sup>2</sup>). Deberemos de corregir este valor ya que los datos meteorológicos son dados sobre superficie horizontal. Para ello emplearemos la expresión (3-15)
- $F_R(\tau\alpha)$ : Rendimiento óptico del captador (adimensional, en función del modelo)
- $F_R U_L$ : Coeficiente global de perdidas (W/m<sup>2</sup>xC)
- $T_{fe}$ : Temperatura del fluido a la entrada del campo de captadores (°C)
- $T_a$ : Temperatura ambiente en la sala de máquinas, conocida por los datos meteorológicos aportados (°C)

**- Variables de salida:**

- $Q_u$ : Calor útil obtenido(W)

$$Q_u = I \cdot A \cdot F_R(\tau\alpha) - A \cdot F_R U_L \cdot (T_{fe} - T_a) \quad (3-11)$$

Tras obtener el calor útil del campo de captadores, efectuaremos un balance térmico (3-16) para obtener la temperatura de salida del campo de captadores:

$$Q_u = m \cdot Cp \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3-12)$$

**- Variables de entrada:**

- $Q_u$ : Calor útil obtenido por el campo de captadores (W)
- $m$ : masa total de agua que pasa por el circuito de captadores (kg/s). Se obtiene de multiplicar el caudal másico específico de cada captador ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ) por el área total de captación ( $\text{m}^2$ )
- $T_{fe}$ : Temperatura del fluido a la entrada del campo de captadores ( $^{\circ}\text{C}$ )

**- Variables de salida:**

- $T_{fe}$ : Temperatura del fluido a la salida del campo de captadores ( $^{\circ}\text{C}$ )

Como comentamos con anterioridad, los datos de irradiación son dados sobre superficie horizontal. Por ello, necesitaremos corregir para conseguir la incidencia sobre la superficie inclinada. Para ellos nos valdremos de la expresión (3-15):

**- Variables de entrada:**

- $S$ : Inclinación de la superficie receptora ( $^{\circ}$ )
- $\gamma$ : Orientación del emplazamiento ( $^{\circ}$ )
- $\phi$ : Longitud ( $^{\circ}$ )
- $\omega$ : Angulo horario: Desplazamiento angular del sol al este o al oeste en relación al meridiano local ( $^{\circ}$ )
- $\delta$ : Declinación ( $^{\circ}$ ), calculada por la expresión

$$\delta = 0.006918 - 0.399912 * \cos x + 0.070257 * \sin x - 0.006758 * \cos 2x + 0.000907 * \sin 2x - 0.002697 * \cos 3x + 0.001480 * \sin 3x \quad (3-13)$$

Siendo  $N$  el día del año,  $h$  la hora del día y  $x$ :

$$x = \frac{2\pi}{365} \left( N - 1 + \frac{h - 12}{24} \right) \quad (3-14)$$

**- Variables de salida:**

- Coseno del ángulo de incidencia ( $\cos \theta$ )

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos S + \sin \delta \sin S \cos \phi \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos S \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin S \cos \gamma \cos \omega - \cos \delta \sin S \sin \gamma \sin \omega \quad (3-15)$$

Otra variación a tener en cuenta es el ángulo de incidencia de la radiación en función de la posición solar. Para ello, deberemos de realizar una corrección por ángulo de incidencia, tal y como le corresponde a la expresión (3-16)

$$F_R(\tau\alpha) * I = F_R(\tau\alpha)_n * [K_{(\tau\alpha)_D} * I_D + K_{(\tau\alpha)_d} * I_d] \quad (3-16)$$

**- Variables de entrada:**

- $F_{R(\tau\alpha)_n}$ : Rendimiento óptico del captador (adimensional)
- $K_{(\tau\alpha)_D}$  y  $K_{(\tau\alpha)_d}$ : Factor de corrección para radiación directa y difusa respectivamente. Se calcula mediante la expresión (3-17). En esta expresión, se considera el valor de  $b_0 = 0,1$  y el  $\cos \theta$  para la directa tal se calcula en la expresión (3-15). La difusa se considera como directa con un ángulo de  $60^\circ$ .
- $I_D$  e  $I_d$ : Radiación directa y difusa sobre la superficie inclinada respectivamente ( $W/m^2$ ). Se obtiene tras realizar el producto de la radiación por el  $\cos \theta$  calculado en la expresión (3-15)

$$K_{(\tau\alpha)} = \left[ 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \right] \quad (3-17)$$

**- Variables de salida:**

- $F_r(\tau\alpha)*I$ : Corrección del producto del rendimiento óptico por la radiación incidente sobre superficie inclinada en función del ángulo de incidencia ( $W/m^2$ )

En el caso de la bomba, no consideraremos corrección por caudal ya que el sistema trabaja bajo condiciones de ensayo.

Para el depósito de acumulación, dimensionaremos un depósito perfectamente mezclado y sin estratificación atendiendo a la ecuación diferencial (3-18)

$$\rho \cdot C_p \cdot V \cdot \frac{dT}{dt} = M_c \cdot C_p \cdot (TE_c - T) + M_f \cdot C_p \cdot (TE_f - T) - UA \cdot (T - T_a) \quad (3-18)$$

Integrando esta ecuación se obtiene la solución par el campo de temperaturas,

$$T_1 = \left( T_0 - \frac{B}{A} \right) \cdot e^{(-A \cdot \Delta t)} + \frac{B}{A} \quad (3-19)$$

Siendo los coeficientes A y B:

$$A = \frac{M_c + M_f + \frac{UA}{C_p}}{\rho V} \quad (3-20)$$

$$B = \frac{M_c \cdot TE_c + M_f \cdot TE_f + \frac{UA}{C_p} \cdot T_a}{\rho V} \quad (3-21)$$

Donde el volumen de acumulación se calcula en función de la superficie de captación

$$V = \frac{75 \cdot A_{total \text{ captación}}}{1000} \quad (3-22)$$

**- Variables de entrada:**

- $\rho$ : Densidad del agua considerada constante ( $998 \text{ kg/m}^3$ )
- $C_p$ : Calor específico del agua ( $\text{W/kg}^\circ\text{C}$ )
- $V$ : Volumen de acumulación ( $\text{m}^3$ ).
- $M_c$ : Masa fluido caliente ( $\text{m}^3/\text{s}$ ): Caudal fluido tras la salida del campo de captadores, se considerará constante e igual que el caudal de fluido frío
- $T_{Ec}$ : Temperatura de entrada del fluido caliente tras su paso por captadores ( $^\circ\text{C}$ )
- $T_0$ : Temperatura inicial del depósito
- $M_f$ : Masa fluido frío ( $\text{m}^3/\text{s}$ ): Caudal fluido tras la salida del campo de captadores, se considerará constante e igual que el caudal de fluido caliente
- $T_{Ef}$ : Temperatura del fluido frío, considerada a la salida del intercambiador de calor que proporciona el salto térmico a la corriente de regeneración
- $UA$ : Coeficiente global de transmisión de calor x Área de transferencia ( $\text{W/m}^2 \text{ K}$ ).
- $U$ : Coeficiente global de transmisión de calor
- $T_a$ : Temperatura sala de máquinas ( $^\circ\text{C}$ ), se considera constante a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\Delta t$ : Intervalo de tiempo (en segundos) considerado en la simulación para comprobar la variación de temperatura en el depósito.

**- Variables de salida:**

- $T_0$ : Temperatura final del depósito ( $^\circ\text{C}$ ) tras el intervalo de tiempo de la simulación (3-19)

Tras establecer todas las ecuaciones necesarias mediante la expresión (3-23) y conoceremos las condiciones de salida de la corriente de regeneración a la salida del intercambiador de calor conectado al campo solar:

**- Variables de entrada:**

- $\eta$ : Rendimiento del intercambiador (adimensional)
- $C_{\min}$ : El menor de los productos del caudal másico ( $\text{kg/s}$ ) por su calor específico ( $\text{W/kg }^\circ\text{C}$ )
- $T_{ec}$ : Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador (temperatura de salida del depósito de acumulación) ( $^\circ\text{C}$ )
- $T_{ef}$ : Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador (temperatura de entrada de la corriente a regenerar, punto 7 Figura 49)( $^\circ\text{C}$ )

**- Variables de salida:**

- $Q$ : Calor intercambiado (W)

$$Q = \eta \cdot C_{\min} \cdot (T_{ec} - T_{ef}) \quad (3-23)$$

Conociendo el calor intercambiado, ahora podremos conocer a que temperatura sale nuestra corriente de regeneración a la salida del intercambiador solar:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3-24)$$

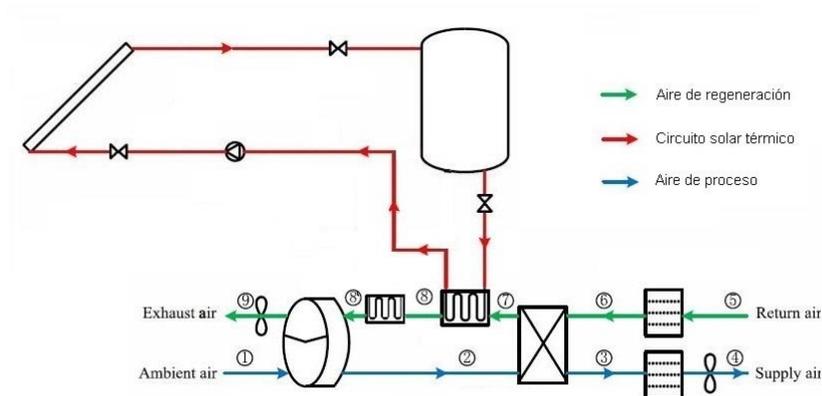


Figura 49: Ciclo de Pennington con aporte de energía solar

#### - Variables de entrada:

- $Q$ : Calor intercambiado (W)
- $m$ : Caudal másico de la corriente de regeneración (kg/s)
- $C_p$ : Calor específico de la corriente de regeneración (W/kg °C)
- $T_{ef}$ : Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador (temperatura de entrada de la corriente a regenerar, punto 7 Figura 49)(°C)

#### - Variables de salida:

- $T_{ef}$ : Temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador (temperatura de salida de la corriente de regeneración, punto 8', Figura 49)(°C)

#### 3.2.4.2 Dimensionado de la caldera de gas natural

Por último, tras realizar el dimensionado previo del campo solar, depósito e intercambiador con al corriente de regeneración, debemos de añadir una caldera de gas natural que proporcione el salto térmico restante (si fuera necesario) para alcanzar las condiciones de regeneración. Primero, determinaremos con la expresión (3-25) el calor restante que necesitamos aportar:

**- Variables de entrada:**

- $m$ : Caudal másico de la corriente de regeneración (kg/s)
- $C_p$ : Calor específico de la corriente de regeneración (W/kg °C)
- $T_{ef}$ : Temperatura del fluido frío a la entrada de la caldera de gas natural (°C)
- $T_{fs}$ : Temperatura del fluido frío a la salida de la caldera (temperatura de salida de la corriente de regeneración en las condiciones finales de regeneración, 65°C, punto 8, Figura 49)

**- Variables de salida:**

- $Q$ : Calor necesario (W)

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3-25)$$

Conocida la potencia térmica a aportar, determinaremos el gasto de combustible que necesitaremos para aportar esta demanda térmica(3-26) :

**- Variables de entrada:**

- PCI: Poder calorífico inferior del combustible (J/m<sup>3</sup>)
- $Q$ : Calor necesario (W)
- $\eta$ : Rendimiento de la caldera

**- Variables de salida:**

- $m_f$ : Caudal de combustible (m<sup>3</sup>/s)

$$Q = \eta \cdot m_f \cdot PCI \quad (3-26)$$

**3.3 Modelización del Sistema**

Con la definición de las ecuaciones de cada componente del sistema, conociendo sus variables de entrada y salida procedemos a integrarlos en la configuración elegida, en nuestro caso, una aplicación del ciclo de Pennington con aporte de energía para la regeneración mediante una instalación solar térmica a baja temperatura y una caldera de gas natural (Figura 49). En el ciclo de Pennington, la corriente de aire ambiente de entrada (Punto 1), sufrirá un proceso de deshumidificación en la rueda desecante, viéndose aumentada su temperatura (Punto 2). Tras el proceso de deshumidificación, enfriaremos de manera sensible en un intercambiador de calor, para



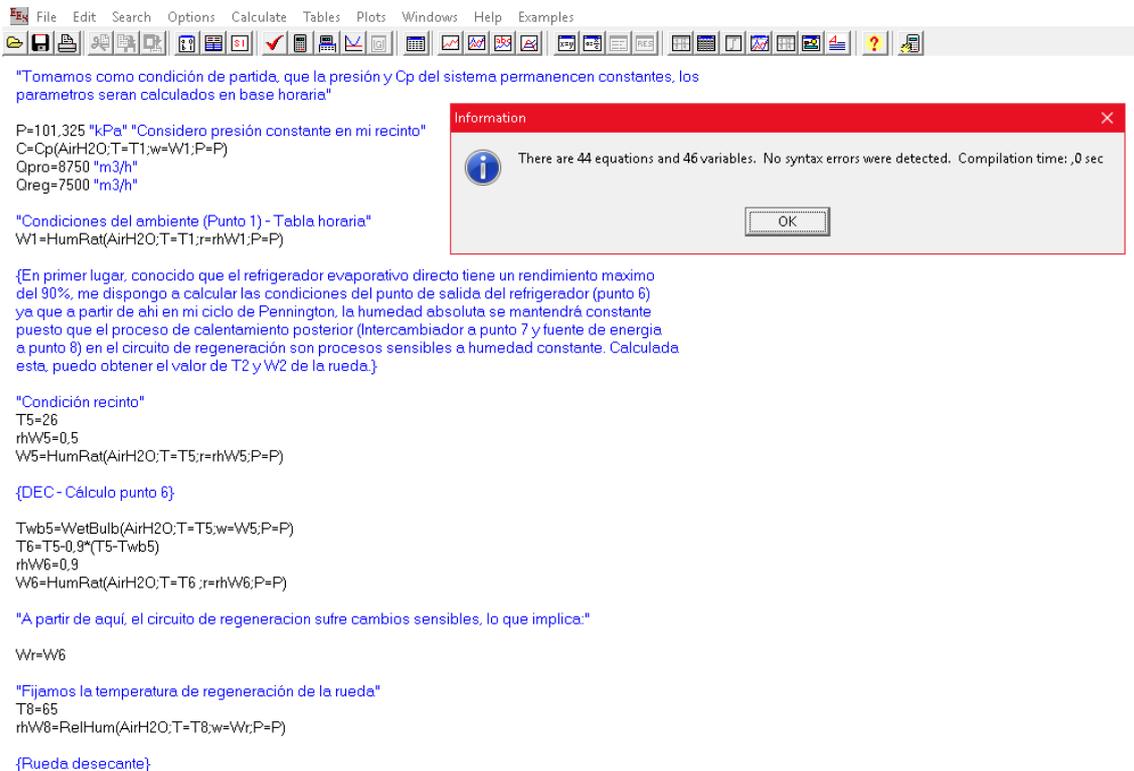


Figura 51: Compilación del programa

El código del programa se muestra en el anexo (7.1 Programación en EES). En este código se relacionarán todas las variables de entrada y salida especificadas en 3.2 Modelo de componentes dejando como variables de entrada por tabla paramétrica las condiciones exteriores (punto 1) (Figura 52). La compilación arroja un resultado de 46 variables con 44 variables definidas (Figura 51)

### 3.1.2 Modelización de los sistemas auxiliares de energía en Excel

Para el dimensionado del campo solar y caldera auxiliar, implementamos una macro de Excel (Figura 53) donde se recogen todos los datos meteorológicos empleados, el cálculo de la radiación sobre superficie inclinada necesaria para obtener el calor útil del campo solar, el corrector del ángulo de incidencia de la radiación sobre los captadores, un resumen de la información obtenida en el programa EES sobre el ciclo simulado, el cálculo iterativo para el depósito de acumulación, el dimensionado y gasto de combustible de la caldera y por último un resumen de las gráficas más importantes que escenifican el comportamiento de nuestra instalación.

En primer lugar y con los datos meteorológicos aportados, calcularemos la corrección de la radiación incidente sobre superficie inclinada. Para ello, consideraremos que la inclinación del captador es de  $40^\circ$  y que la orientación del campo se sitúa al sur ( $0^\circ$ ). Emplearemos las ecuaciones

descritas en el apartado 3.2.4.1 Dimensionado del Sistema térmico solar considerando solo el intervalo horario de funcionamiento (8:00 a.m. - 20:00 p.m.)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	T1	rhW1	rhW2	rhW3	rhW4	rhW5	rhW6	rhW7	rhW8	T2	T3	T4	T5	T6	TB	
Run 1	23,1	0,4691	0,05964	0,1495	0,9	0,5	0,9	0,3169	0,0812	40,63	24,33	12,42	26	19		
Run 2	25	0,4008	0,05983	0,1547	0,9	0,5	0,9	0,3054	0,0812	41,36	24,46	12,6	26	19		
Run 3	27,5	0,3317	0,06032	0,1638	0,9	0,5	0,9	0,2898	0,0812	42,5	24,65	12,88	26	19		
Run 4	29,7	0,2814	0,06074	0,1719	0,9	0,5	0,9	0,2772	0,0812	43,48	24,81	13,13	26	19		
Run 5	31,6	0,2452	0,06113	0,1795	0,9	0,5	0,9	0,2666	0,0812	44,34	24,94	13,36	26	19		
Run 6	33,5	0,2163	0,06166	0,1885	0,9	0,5	0,9	0,2565	0,0812	45,29	25,09	13,62	26	19		
Run 7	34,4	0,2043	0,06193	0,1931	0,9	0,5	0,9	0,2503	0,0812	45,75	25,15	13,74	26	19		
Run 8	34,8	0,201	0,06218	0,1963	0,9	0,5	0,9	0,247	0,0812	46,04	25,19	13,83	26	19		
Run 9	34	0,2138	0,0621	0,1936	0,9	0,5	0,9	0,2502	0,0812	45,76	25,15	13,75	26	19		
Run 10	33,1	0,231	0,06212	0,1917	0,9	0,5	0,9	0,2529	0,0812	45,52	25,12	13,7	26	19		
Run 11	31	0,2691	0,06174	0,1835	0,9	0,5	0,9	0,2632	0,0812	44,63	24,99	13,46	26	19		
Run 12	29,3	0,3081	0,06159	0,1784	0,9	0,5	0,9	0,2705	0,0812	44,02	24,89	13,31	26	19		
Run 13	27,2	0,3618	0,06127	0,1711	0,9	0,5	0,9	0,2813	0,0812	43,16	24,76	13,08	26	19		
Run 14	23,3	0,4369	0,0588	0,1435	0,9	0,5	0,9	0,3252	0,0812	40	24,22	12,24	26	19		
Run 15	25	0,3777	0,05893	0,1477	0,9	0,5	0,9	0,3169	0,0812	40,63	24,33	12,39	26	19		
Run 16	27,6	0,3108	0,05949	0,1573	0,9	0,5	0,9	0,2982	0,0812	41,88	24,55	12,7	26	19		
Run 17	29,3	0,2715	0,05971	0,1626	0,9	0,5	0,9	0,2889	0,0812	42,57	24,66	12,87	26	19		
Run 18	31,3	0,2354	0,06018	0,1707	0,9	0,5	0,9	0,2765	0,0812	43,54	24,82	13,12	26	19		
Run 19	32,7	0,2138	0,06054	0,1768	0,9	0,5	0,9	0,2681	0,0812	44,22	24,93	13,3	26	19		
Run 20	34	0,1979	0,06102	0,1839	0,9	0,5	0,9	0,2593	0,0812	44,96	25,04	13,5	26	19		
Run 21	34,2	0,1975	0,06122	0,1862	0,9	0,5	0,9	0,2569	0,0812	45,17	25,07	13,56	26	19		
Run 22	33,5	0,2097	0,06123	0,1846	0,9	0,5	0,9	0,2592	0,0812	44,97	25,04	13,51	26	19		
Run 23	32,4	0,2301	0,0612	0,1819	0,9	0,5	0,9	0,2632	0,0812	44,63	24,99	13,43	26	19		
Run 24	30,5	0,2662	0,06094	0,1754	0,9	0,5	0,9	0,2723	0,0812	43,88	24,87	13,24	26	19		
Run 25	29,1	0,3008	0,06096	0,1725	0,9	0,5	0,9	0,2773	0,0812	43,48	24,81	13,14	26	19		
Run 26	27,4	0,3464	0,06085	0,168	0,9	0,5	0,9	0,2847	0,0812	42,89	24,71	13	26	19		

Figura 52: Valores entrada en tabla paramétrica

De igual manera, con los nuevos datos de radiación, calcularemos el corrector de ángulo de incidencia (3-16) y (3-17) para corregir el factor óptico del captador. Finalmente, con la ecuación de calor útil del campo de captadores definida y la simulación por EES realizada para conocer los valores de temperatura en el ciclo, procederemos a dimensionar el depósito de la instalación:

En primer lugar, supondremos unas condiciones de partida: se fija el número de captadores que nos proporcionarán el área total de captación, un caudal igual al caudal de ensayo de cada captador por el número de captadores, lo que nos aportará el caudal de la bomba empleado. Una temperatura inicial en el depósito, cuyo volumen es proporcional al área de captación. Y, por último se calcula el Cmin del intercambiador que conecta el circuito de regeneración con el campo solar. Una vez determinados estos datos de partida, procedemos a calcular en la primera hora de funcionamiento del primer día de agosto, el calor que nuestro campo solar es capaz de dar. Disponemos de la temperatura de entrada de la corriente de regeneración, además de la temperatura de entrada del agua del acumulador, la cual hemos prefijado al inicio de la iteración. Con estos datos y conociendo el rendimiento del intercambiador, obtenemos el calor aportado a la corriente de regeneración. Con este calor, definiremos la corriente de salida de nuestro intercambiador, su temperatura, que será la temperatura de entrada al campo de captadores. Corregida la radiación sobre superficie inclinada y calculado el factor de corrección por ángulo de incidencia para el factor óptico, calcularemos el calor útil captado por el campo de captadores mediante la ecuación (3-11) en la primera hora del día del primer día de agosto, ya que también conocemos la temperatura ambiente en ese, correspondiente a la misma temperatura inicial de los datos meteorológicos empleados en el software EES. Con este

calor útil, podemos obtener el valor de la temperatura a la salida del campo de captadores, es decir, la corriente de entrada al acumulador queda definida. Con la corriente de entrada y de salida del acumulador, podemos calcular la evolución de temperatura en el mismo en el intervalo de tiempo de una hora. Con este nuevo valor de la temperatura del depósito, repetiremos todo el proceso anterior, sucesivamente, para cada hora y día del mes.



Figura 53: Programa Excel

Definido el calor aportado en el intercambiador gracias a la  $C_{min}$  y su eficiencia, se calcula la temperatura de salida de la corriente de regeneración y calcular el aporte de la caldera de gas natural para alcanzar los valores establecidos para regenerar la rueda desecante ( $65^{\circ}\text{C}$ ).

Para dimensionar la caldera de gas natural, solo deberemos de añadir la ecuación de diseño definida en el punto 3.2 (3-25) e igualarla al calor que aún se necesita aportar a la corriente para alcanzar las condiciones de regeneración. Así, obtendremos el caudal de combustible necesario a alimentar, teniendo en cuenta el rendimiento térmico de la caldera

# 4 ESTUDIO DE CASOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

---

## 4.1 Introducción

En el siguiente punto se aplicarán los modelos prediseñados en el apartado 3, con el fin de modelizar el sistema implementado en el ejemplo académico en un caso real en la provincia de Sevilla y en el mes de agosto. Para ello se disponen de datos horarios de temperatura seca, radiación y humedad para cada día del mes. En función de los resultados obtenidos, analizaremos las distintas conclusiones y limitaciones de la tecnología aplicada

## 4.2 Definición del caso de referencia

La instalación se encuentra en Sevilla (latitud 37°), tomando como referencia el mes de agosto para la simulación. El horario de funcionamiento de la instalación es de 8:00 am a 20:00 p.m. Las condiciones en el interior del local son 26 C y un 50% de humedad relativa.

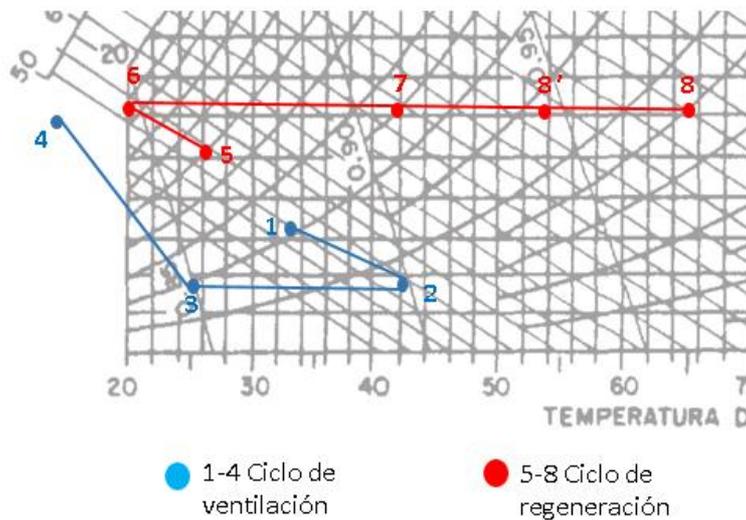


Figura 54: Diagrama psicrométrico del ciclo

Las condiciones elegidas para la simulación del ciclo son las siguientes:

- Humedad y temperatura ambientes exterior: Datos meteorológicos Meteonom
- Eficiencias Jurinak: 0.05 y 0.95 respectivamente
- Eficiencia intercambiador de calor: 0.85
- Eficiencia refrigerador evaporativo directo 0.9
- Eficiencia caldera gas natural: 0.8
- PCI gas natural empleado: 42000 kJ/kg
- Caudal corriente de proceso: 8750 m<sup>3</sup>/h
- Caudal corriente regeneración: 7500 m<sup>3</sup>/h

A lo largo del ciclo, se considerará una presión constante de 1 atm (101,325 kPa). El diagrama psicométrico del proceso se muestra en la Figura 54.

Los parámetros característicos de la instalación de energía solar son los siguientes:

- Área efectiva de captación: 1,5 m<sup>2</sup>/captador
- Factor óptico  $F_R(\tau\alpha)_n=0.85$
- Factor de pérdidas  $F_R U_L=4.8 \text{ W/m}^2\text{C}$
- Caudal específico del captador (G)=0.015 kg/m<sup>2</sup>
- Numero de captadores empleados: 150
- Conexión captadores: Paralelo
- Volumen del depósito (litros) = Área total de captación \* 75
- $M_c=M_f=$  Caudal específico bomba
- Coeficiente global de pérdidas del depósito=0,5 W/°C
- Temperatura sala de máquinas: Constante a 20 grados

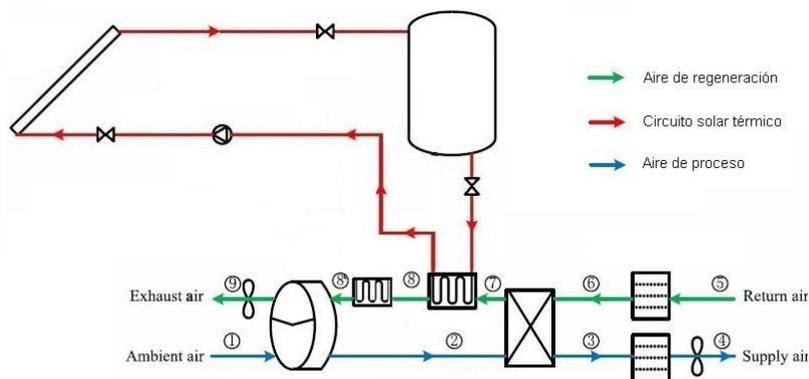


Figura 55: Diagrama del ciclo de Pennington simulado

El estudio se particulariza en el ciclo de Pennington (Figura 55) en el cual, se definen todos los puntos a tratar en este sistema: El punto 1, o condiciones del aire ambiente a la entrada del ramal de

proceso; el punto 2, que considera las condiciones de la corriente de proceso tras pasar por la rueda desecante. El punto 3, tras sufrir un proceso de pre enfriado en el intercambiador de calor; El punto 4, el cual reúne las características de la corriente conseguidas tras su paso por el refrigerador evaporativo directo; Las condiciones de retorno del recinto, que se consideran iguales a las establecidas en su interior (punto 5); las condiciones de la corriente de regeneración tras su paso por el refrigerador evaporativo directo (punto 6); Las condiciones de dicha corriente tras sufrir un precalentamiento en el intercambiador de calor que cruza esta corriente con el ramal de proceso al salir de la rueda (punto 7). Las condiciones de la corriente de regeneración tras su paso por el intercambiador que eleva la temperatura de manera sensible mediante un intercambiador conectado a un campo solar (punto 8') y, por último, las condiciones de regeneración establecidas por la rueda y alcanzadas por la ayuda de una caldera de gas natural (punto 8).

### 4.3 Resultados caso de referencia

- **Análisis de temperatura y humedad – Ramal de proceso:** Atendiendo a las gráficas del día tipo (día 5), se muestran las diferentes temperaturas del ciclo en el ramal de proceso (Temperaturas 1, 2, 3 y 4) con el fin de aportar una idea del salto térmico a realizar por la instalación.

En la Figura 56 se muestra la diferencia de temperatura entre el ambiente y el recinto acondicionado para todo el mes simulado. Esta diferencia de temperatura es la que actualmente suplente el sistema convencional empleado. Como arrojarán las conclusiones siguientes en términos de carga y consumo, para las tres primeras horas del día e incluso la hora final las condiciones de temperatura en el exterior del edificio son parejas a la temperatura del recinto, oscilando entre los 22 y 30 °C. Ahora bien, si comparamos la temperatura de recinto con la temperatura de la corriente aportada al mismo por nuestra unidad de tratamiento de aire (T4) la cual se mantiene fija a 19 grados, (Figura 57) se observa que la temperatura es inferior a la requerida por la carga, ya que esta requiere de un aporte a 26 °C.

Esto sumado a las condiciones de humedad relativa del 90% que proporciona el evaporador (Figura 58) (humedad absoluta (kg de H<sub>2</sub>O/kg aire seco) de 0,008 – 0,009 frente a los 0,0105 del recinto) nos deja entrever que suministraremos un caudal de refrigeración que no solo supondrá un alivio al sistema convencional si no que restará aporte energético a suplir por el sistema convencional.

Observando las temperaturas intermedias, se comprueba cómo tras el proceso de deshumidificación (la corriente de aire exterior reduce su humedad absoluta (kg de H<sub>2</sub>O/kg aire seco) de valores comprendidos entre 0,008 – 0,009 a 0,003 – 0,005) la temperatura sufre un salto sensible (T2) de alrededor de 20 grados, hasta alcanzar la cifra de 44 – 48 grados centígrados, lo que nos deja ver que nuestro sistema de deshumidificación por rueda es lo suficientemente robusto como para otorgar una temperatura de salida prácticamente constante frente a la variabilidad de la temperatura ambiente exterior.

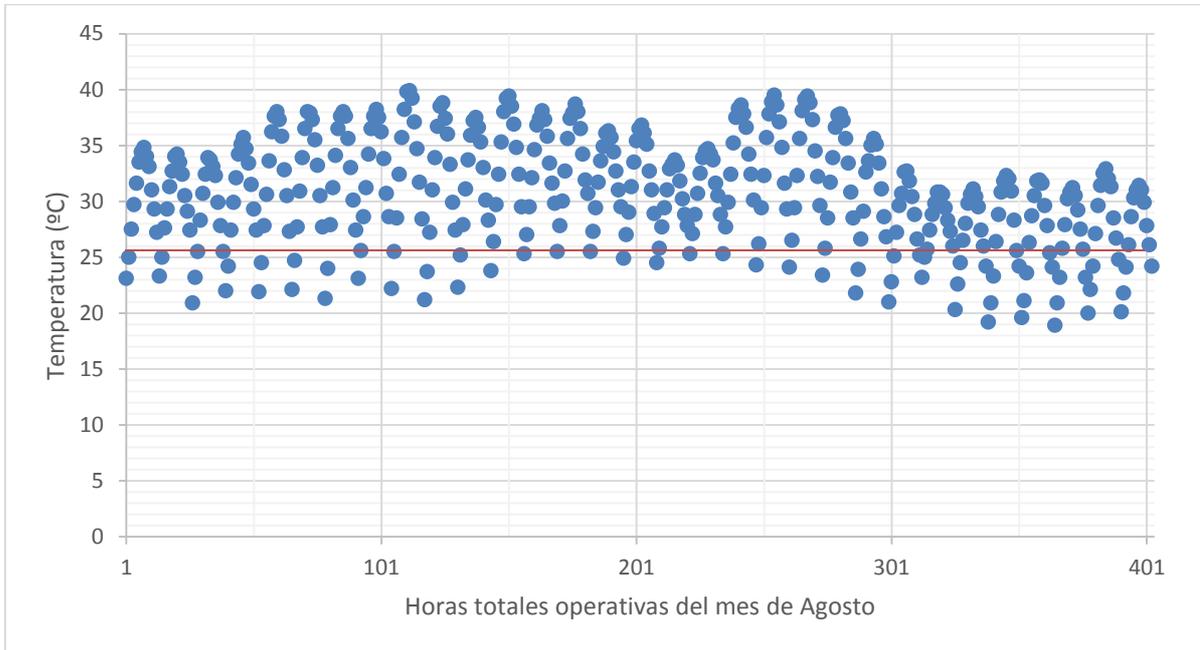


Figura 56: Temperatura ambiente exterior y temperatura del local

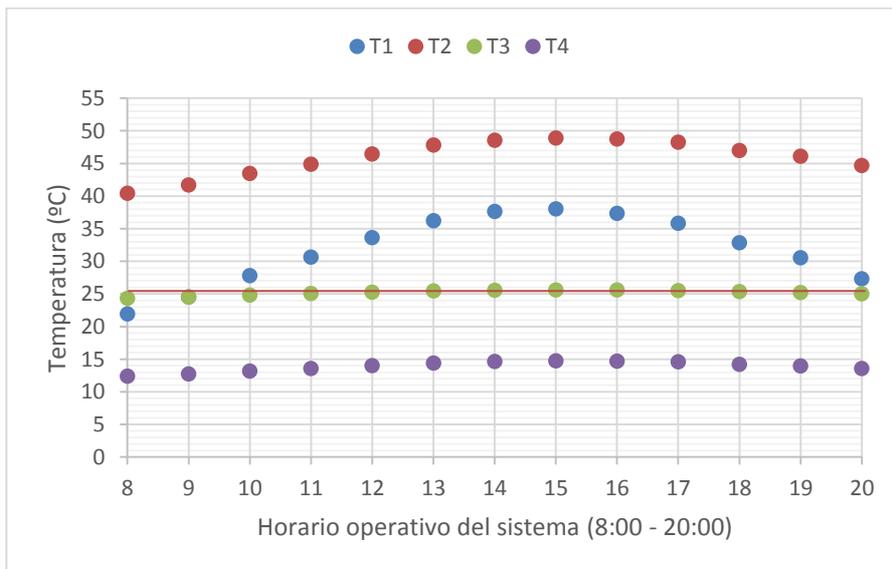


Figura 57: Temperatura salida; deshumidificador (T2), intercambiador (T3) y evaporativo (T4)

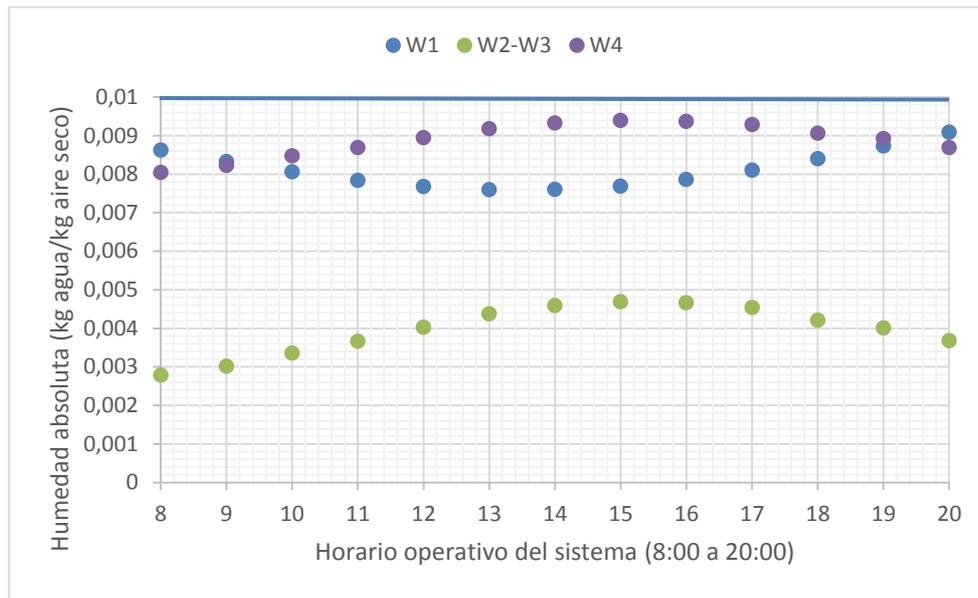


Figura 58: Humedades absolutas del ramal de proceso

Esta se reduce de manera sensible a su paso por el intercambiador (T3), el cual la pre enfría a valores de temperatura similares al recinto (entorno a los 25 °C), pero con una humedad por debajo de la demanda (0,003 – 0,005 kg de H<sub>2</sub>O/kg aire seco) (Figura 58)

$$\Delta h = m(h_1 - h_{carga}) \quad (4-1)$$

La refrigeración aportada al recinto se realizaba de manera convencional. El aporte energético se expresa por la diferencia de entalpías entre la corriente exterior,  $h_1$  – en nuestro caso el aire ambiente y las condiciones fijadas para el recinto, en nuestro caso  $h_{carga}$  siendo estas condiciones fijadas a una temperatura de 26 C y un 50% de humedad relativa (4-1). Esta diferencia de entalpías se multiplica por el caudal másico para obtener la energía a aportar. Este valor expresa la carga total. La carga sensible y latente se calcula con las expresiones (4-2) (4-3), siendo  $h_{calculada}$  la entalpía de un punto con unas condiciones de humedad absoluta iguales al ambiente o punto 1 (En el caso de calcular la carga sin la unidad de tratamiento de aire, punto 4 si hablamos de la UTA propuesta) y unas condiciones de temperatura seca dentro del recinto (26°C)

$$\Delta h_{sensible} = m \cdot (h_1 - h_{calculada}) \quad (4-2)$$

$$\Delta h_{latente} = m \cdot (h_5 - h_{calculada}) \quad (4-3)$$

En la Figura 59 se observa como para el ciclo de Pennington, la carga latente es negativa, es decir, la corriente de entrada en el punto 4 no solo no supone una carga de ventilación latente, sino que, por el contrario, aliviará los requerimientos del recinto.

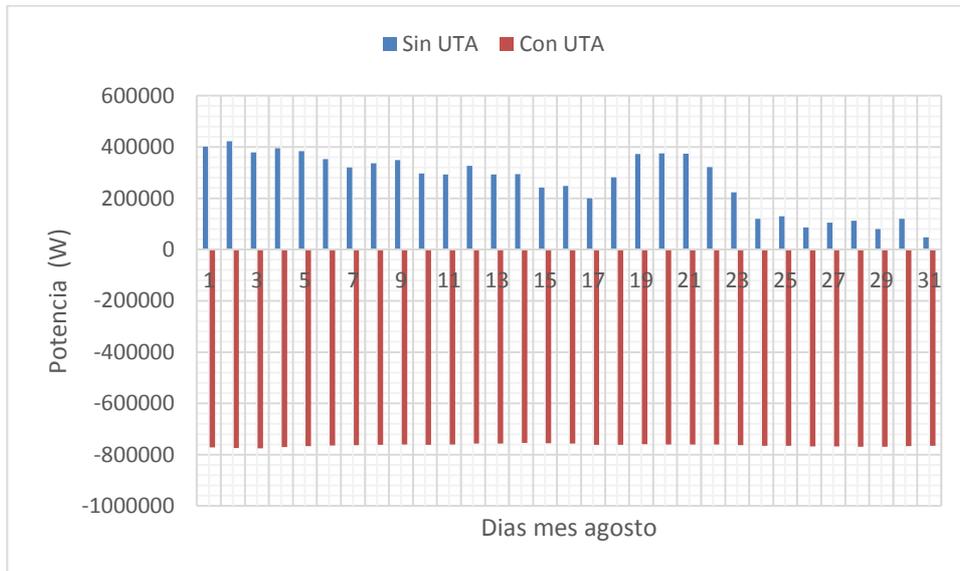


Figura 59: Carga latente diaria para el mes de agosto

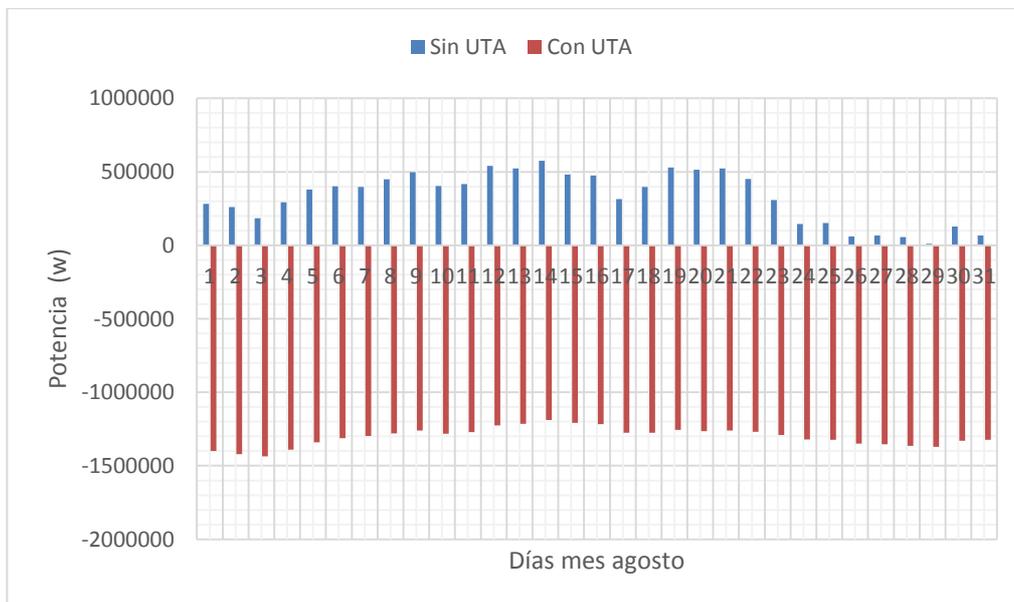


Figura 60: Carga de refrigeración sensible para el mes de agosto

En la Figura 60 se muestran la carga de refrigeración sensible para el recinto sin UTA y con UTA. El perfil de requerimientos es bastante parecido a la carga latente, ya que las condiciones de aportación por la unidad de tratamiento de aire al recinto están muy por debajo de las requeridas tanto en términos de temperatura como en términos de humedad. En términos generales, el sistema

convencional tiene que afrontar una carga de ventilación que oscila entre los 80 y 900 kW diarios en función del día. En cambio, para el ciclo de Pennington propuesto, se obtiene valores constantes entorno a los -2000 kW /día que combaten la carga del recinto y aseguran las condiciones de confort en el interior del recinto

**- Análisis de temperatura y humedad – Ramal de regeneración:** Hasta ahora, hemos analizado al corriente de proceso y la adecuación de las condiciones ambiente para combatir la carga de refrigeración. Tras analizar este ramal del ciclo, nos toca ahora analizar la corriente de regeneración, es decir, la corriente extraída del recinto que emplearemos para regenerar la rueda desecante. Para regenerar esta rueda, hemos considerado el diseño de una instalación solar térmica con acumulación y una caldera de gas natural colocada en serie, para proporcionar el salto térmico que necesite la corriente al salir del intercambiador. En la Figura 61 se muestran las temperaturas significativas del ramal de regeneración. La corriente T5 que sale directamente desde el recinto se considerará constante a la temperatura del mismo (26 °C). Esta corriente, pasa por un refrigerador evaporativo directo, el cual disminuye su temperatura hasta T6 con un valor de aproximadamente 19 °C.



Figura 61: Temperaturas del ramal de regeneración

Esta corriente sufre un calentamiento previo al pasar por el intercambiador de calor (T7), sufriendo un salto de temperatura de unos 20 grados. Sin embargo, esta subida de temperatura no será suficiente para regenerar la rueda desecante. Para aportar este salto térmico hasta los 65 grados necesarios, se ha diseñado una instalación solar térmica con depósito de acumulación (T8') el cual consigue llevar la corriente de regeneración hasta el rango de 55 grados. Siendo insuficiente esta instalación, se coloca en serie, una caldera de gas natural que aporte el salto definitivo que el campo no es capaz de dar para alcanzar las condiciones de regeneración ( $T=65\text{ °C}$ ), tal y como se muestra en la Figura 61.

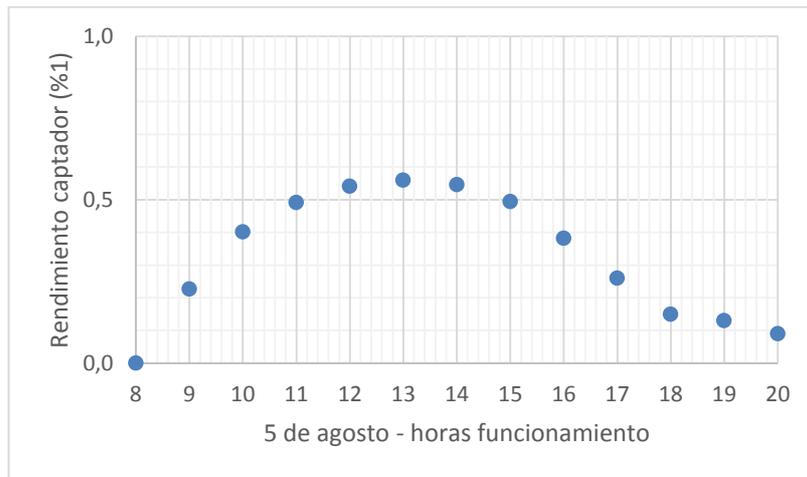


Figura 62: Rendimiento del captador para el día tipo

- **Análisis campo solar y caldera auxiliar:** Para el cálculo del campo solar, consideramos la distribución en paralelo de 150 captadores, los cuales presentan un rendimiento variable en su rango de funcionamiento (Figura 62) debido a que la temperatura del depósito se sitúa en los 60 °C, a las primeras horas de funcionamiento y en la caída de la tarde, el rendimiento del captador disminuirá de manera considerable. El cálculo iterativo para la temperatura del depósito arroja una desviación de 0,8 grados al final de la simulación mensual, considerándola despreciable. Finalmente, el calor aportado por el campo dimensionado y la caldera auxiliar se muestra en la Figura 63

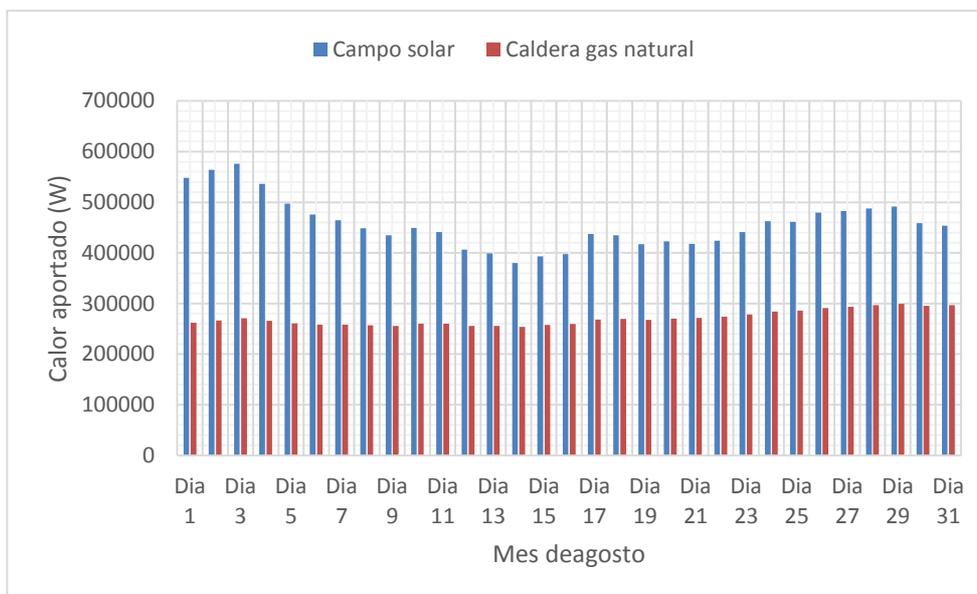


Figura 63: Potencia empleada para regenerar la corriente de la rueda

Valorando el calor aportado por cada sistema para la corriente de regeneración, observamos como en la figura anterior, el campo solar aporta de manera diaria entre 600 y 450 kW. En cambio, la caldera de gas natural aporta un valor constante de aproximadamente 270 kW que suplen los casi 10°C necesarios para obtener los 65 °C finales de regeneración

#### 4.4 Análisis de resultados

Analizando el sistema desde un punto de vista teórico dejando de lado el valor económico de la inversión y los costes no recurrentes, podemos establecer una serie de conclusiones con respecto al ciclo de Pennington implementado:

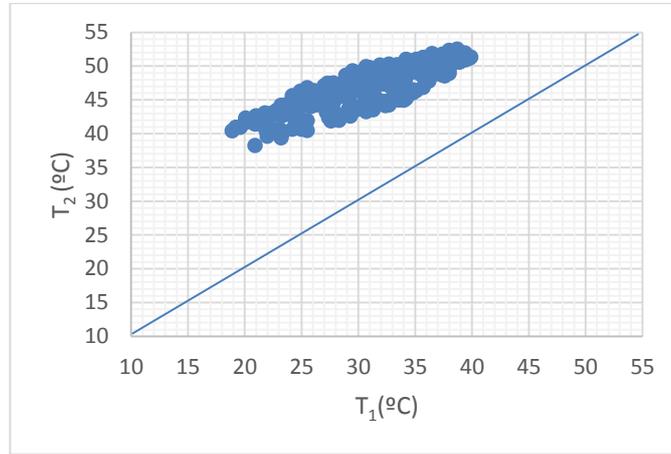


Figura 64: Temperatura exterior ( $T_1$ ) vs temperatura salida rueda desecante ( $T_2$ ). Agosto

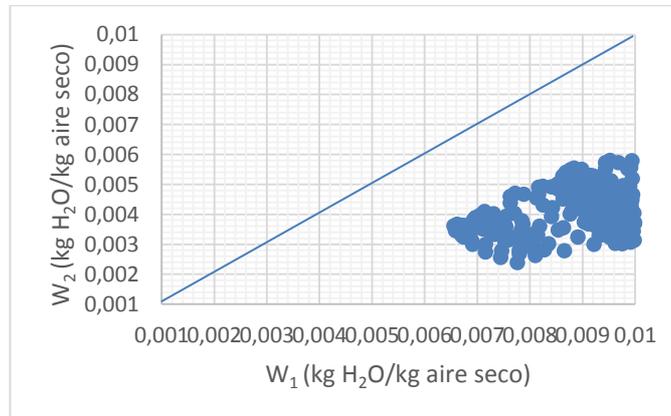


Figura 65: Humedad exterior ( $W_1$ ) vs humedad salida rueda ( $W_2$ ). Agosto

**Robustez del sistema:** En la primera serie de figuras (Figura 64 y Figura 65) observamos el comportamiento de las condiciones de la corriente entre el punto 1 y el punto 2 del ramal de proceso. Como podemos comprobar, la tecnología empleada para la deshumidificación de la corriente del ambiente es bastante robusta y no está dominado por las condiciones exteriores, ya que aporta una corriente de proceso en el punto 2 de elevada temperatura y reducida humedad (40-50 °C y humedad absoluta en torno a 0,006 – 0,003 kg H<sub>2</sub>O/kg aire seco, lo que supone una humedad relativa entorno al 6%) con valores prácticamente constantes a pesar de la variabilidad de la temperatura ambiente exterior. Esto es debido a la tecnología desecante empleada y los valores de la eficiencia de Jurinak empleados, los cuales otorgan un carácter homogéneo para las condiciones del punto 2.

En las siguientes figuras (Figura 66 y Figura 67) observamos la variación en la temperatura de la corriente de proceso entre el punto 2 y el punto 3, tras su paso por el intercambiador de calor:

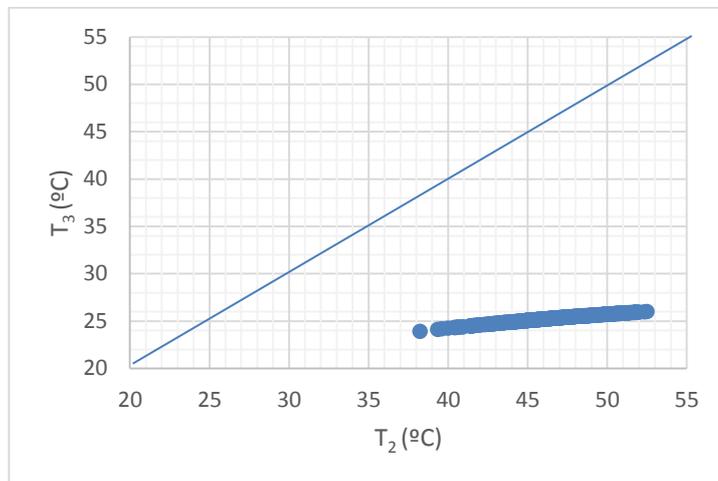


Figura 66: Temperaturas intercambiador de calor; entrada ( $T_2$ ) vs salida ( $T_3$ ). Agosto

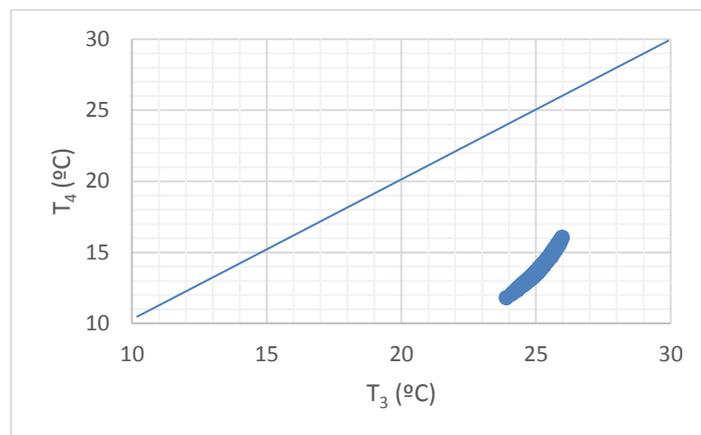


Figura 67: Temperaturas evaporativo; entrada ( $T_3$ ) vs salida ( $T_4$ ). Agosto

La corriente de proceso, tras su paso por la rueda desecante aumenta su temperatura hasta el intervalo de las 45 – 55 grados centígrados. Es aquí donde aprovechando la corriente extraída del recinto y enfriada en un refrigerador evaporativo directo (punto 6), recuperamos el calor de la corriente del punto 2, para precalentar la corriente del punto 6 hasta las condiciones del punto 7. Si observamos la Figura 66, podemos comprobar cómo opera nuestro intercambiador de calor, que debido a las condiciones homogéneas a la salida del refrigerador evaporativo directo del punto 6, obtenemos una corriente de salida fría en el punto 3 a una temperatura constante de 25 grados centígrados. En términos calóricos, este intercambiador es capaz de recuperar una fracción importante de energía de la corriente de proceso en el punto 3, la cual se muestra en la Figura 68 y evaluaremos más adelante analizando el ramal de regeneración.

En la Figura 67 se muestra como esta corriente estabilizada en el punto 3, tras su paso por el intercambiador de calor, se enfría hasta el intervalo de 12 – 14 grados de manera constante en el refrigerador evaporativo directo, obteniéndose las condiciones de salida del punto 4 que se aportan directamente al recinto para combatir la carga establecida

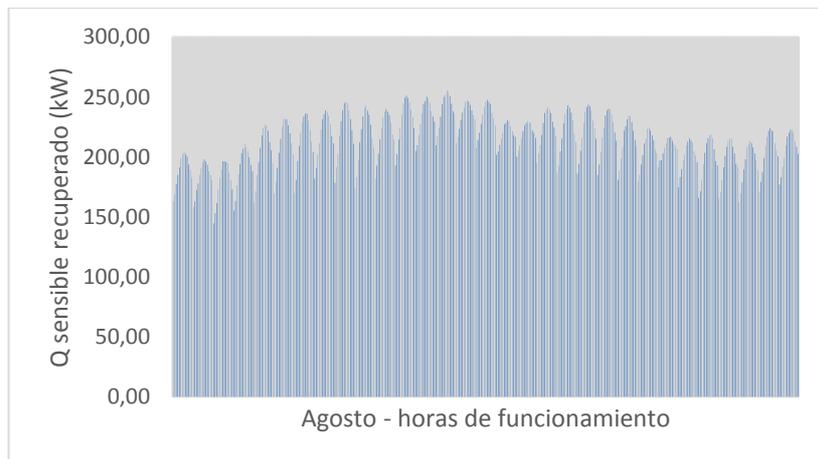


Figura 68: Calor sensible recuperado por el intercambiador de calor. Agosto

Tras analizar las condiciones de la corriente de proceso entre los puntos 1, 2, 3, 4 obtenemos una visibilidad de la tecnología empleada (puntos 1 – 2, rueda desecante, puntos 2-3 intercambiador de calor sensible, puntos 3-4 refrigerador evaporativo directo) llegando a la conclusión de que nuestro sistema, a pesar de la variabilidad en las condiciones de la corriente de aire en el exterior, es capaz de amoldarse sin problema para trabajar en valores prácticamente constantes durante todo el proceso, asegurando el suministro de la corriente en el punto 4 en condiciones homogéneas durante todo el mes de Agosto, para combatir la carga térmica del recinto.

Considerando el ramal de aire de regeneración, comenzaremos evaluando el refrigerador evaporativo directo situado entre los puntos 5 – 6 del ciclo. Para ello nos valdremos de la Figura 70 para analizar el comportamiento de la temperatura en al corriente de regeneración a su paso por este equipo. Tal y como puede observarse, las condiciones en el punto 5, consideradas constantes e iguales a la temperatura acondicionada en el interior del recinto (26 °C y 50% de humedad relativa)

sufren un descenso constante hasta la temperatura de 19,4 C debido a la homogeneidad del equipo evaporativo y a la igualdad de condiciones a la entrada del mismo

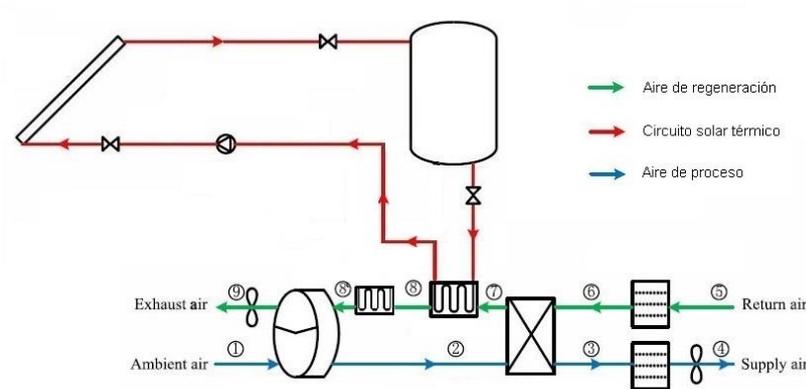


Figura 69: Ciclo de Pennigton propuesto

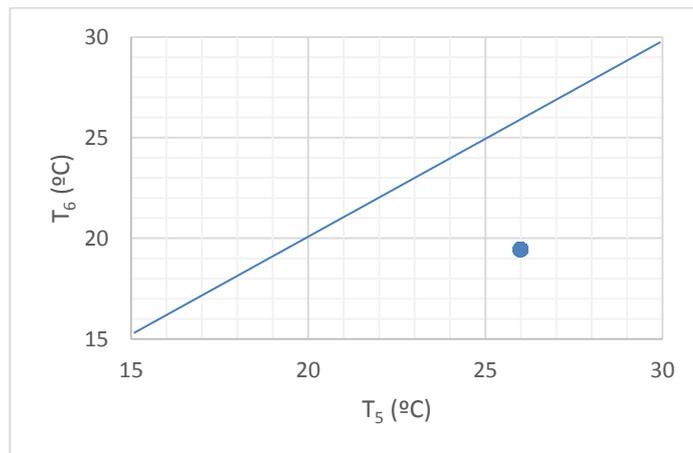


Figura 70: Temperaturas evaporativo directo; entrada ( $T_5$ ) vs salida ( $T_6$ ). Agosto

En la Figura 71, podemos comprobar (y como adelantamos en el ramal de proceso) el comportamiento de la corriente de regeneración a su paso por el intercambiador de calor (puntos 6 – 7). En este punto, la corriente de regeneración necesita aumentar su temperatura de forma sensible para alcanzar las condiciones requeridas para deshumidificar la rueda desecante (65 °C) y para ello, antes de introducirlo en nuestro sistema solar – caldera, recuperaremos el calor de la corriente de proceso, la cual ha sufrido un incremento considerable en su temperatura (20 – 25 °C) tras su paso por la rueda desecante. El calor recuperado por el intercambiador se muestra en la Figura 68, el cual como podemos observar en base horaria para todo el mes de agosto, asciende a un valor aproximado de 200 kW por cada hora de funcionamiento del equipo, lo que nos permite incrementar la temperatura de la corriente de regeneración a las condiciones del punto 7 (35 – 45 °C) minimizando

el salto térmico sensible a aportar por nuestro sistema solar – caldera. Además, conseguimos reducir la temperatura de entrada al refrigerador evaporativo directo en el ramal de proceso al valor aproximado de 25 °C, como observamos en la anterior Figura 66.

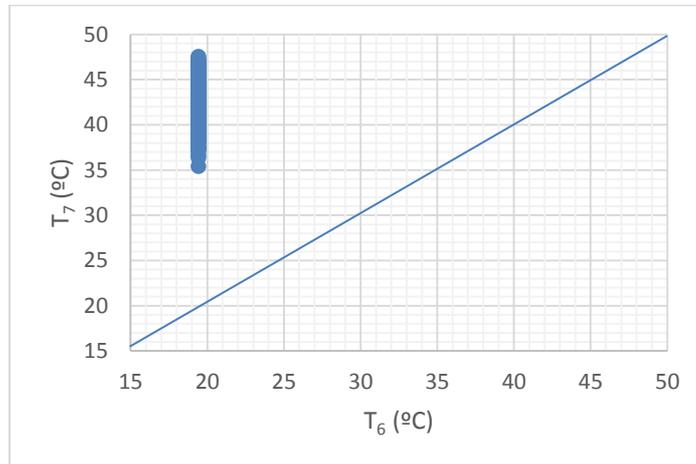


Figura 71: Temperatura intercambiador de calor; entrada ( $T_6$ ) vs salida ( $T_7$ ). Agosto

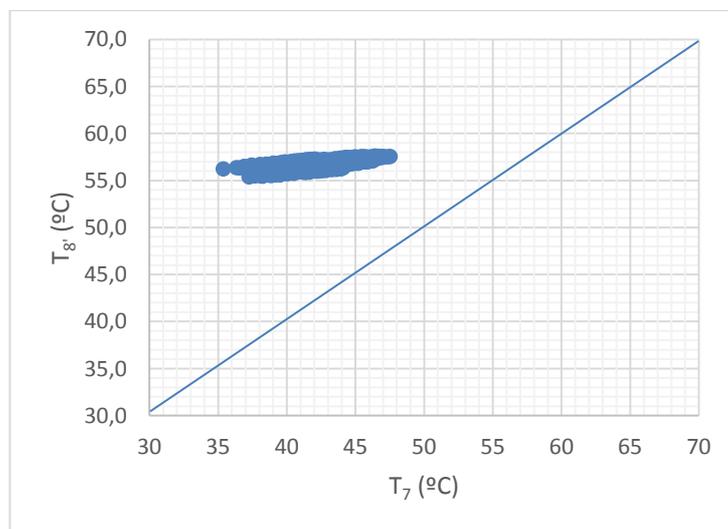


Figura 72: Temperaturas intercambiador solar; entrada ( $T_7$ ) vs salida ( $T_8$ ). Agosto

Con la corriente de regeneración precalentada y en las condiciones alcanzadas en el punto 7, procedemos a efectuar el último calentamiento sensible de la misma para alcanzar las condiciones de regeneración; para ello, efectuamos un calentamiento sensible en dos etapas. En la Figura 72, el campo solar propuesto de 150 placas y depósito de acumulación consigue elevar la temperatura de la corriente de regeneración hasta los 57 °C de manera aproximada. Es de apreciar cómo, a pesar de la variabilidad de la temperatura a la entrada del mismo (35 – 45 grados en el punto 7) el sistema es lo

suficientemente robusto y homogéneo como para aportar una corriente de salida constante en las condiciones del punto 8', en el entorno de los 57 °C. En la Figura 73 se observa el salto final de temperatura realizado por la caldera de gas natural auxiliar, que consigue llevar las condiciones del punto 8' a las condiciones finales de regeneración (65 °C). El gasto asociado de esta caldera considerándose un rendimiento de la misma del 80% así como un PCI del combustible de 42000 kJ/kg se representa en la Figura 74. Como puede comprobarse, el gasto horario es bastante homogéneo ya que el salto térmico a realizar es se mantiene prácticamente constante para todo el mes, alrededor de 2,3 – 2,5 kg de gas natural por hora. Esto es debido a la solidez del sistema solar diseñado, que permite alcanzar las condiciones de temperatura en el punto 8' a pesar de la variabilidad de las condiciones a la entrada.

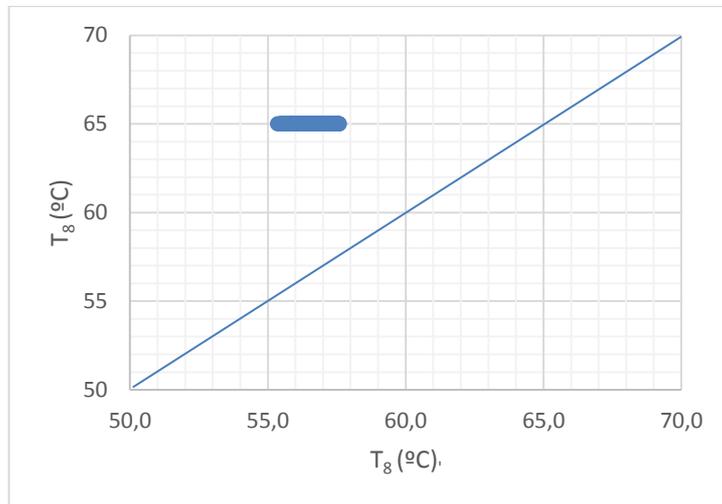


Figura 73: Temperatura entrada caldera ( $T_8$ ) vs temperatura de regeneración ( $T_8$ ). Agosto

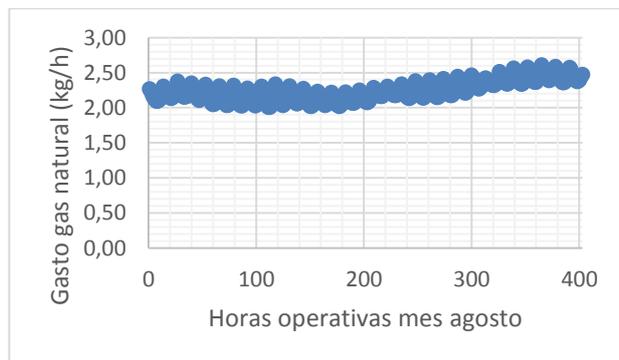


Figura 74: Consumo mensual de gas natural (kg/h) por la caldera auxiliar. Mes de agosto

# 5 RESUMEN Y CONCLUSIONES

## 5.1 Resumen

Se ha realizado un estudio sobre los principales métodos de refrigeración evaporativa, incluyendo un estado del arte sobre el desarrollo de la técnica y líneas de investigación actuales, una clasificación sobre los principales ciclos de refrigeración evaporativo desecantes y un escueto resumen sobre otras instalaciones y técnicas alternativas.

Se han desarrollado modelos para cada uno de los equipos que componen un sistema de refrigeración con desecantes; rueda desecante, intercambiador de calor, refrigerador evaporativo directo, caldera de gas natural y sistema solar térmico con depósito. Los modelos están basados en balances de masa y energía y en sus ecuaciones características, estableciendo las variables de entrada y salida a cada uno de los equipos.

Se ha realizado la simulación de su comportamiento empleando el software EES y macros de Excel para el mes de agosto, considerando un horario de trabajo de 12 horas diarias (8:00 a 20:00).

Se ha modelado una instalación de una unidad de tratamiento de aire (UTA) en la provincia de Sevilla empleando como base el ciclo de Pennington con el fin de realizar un análisis comparativo entre la UTA y el sistema convencional de refrigeración.

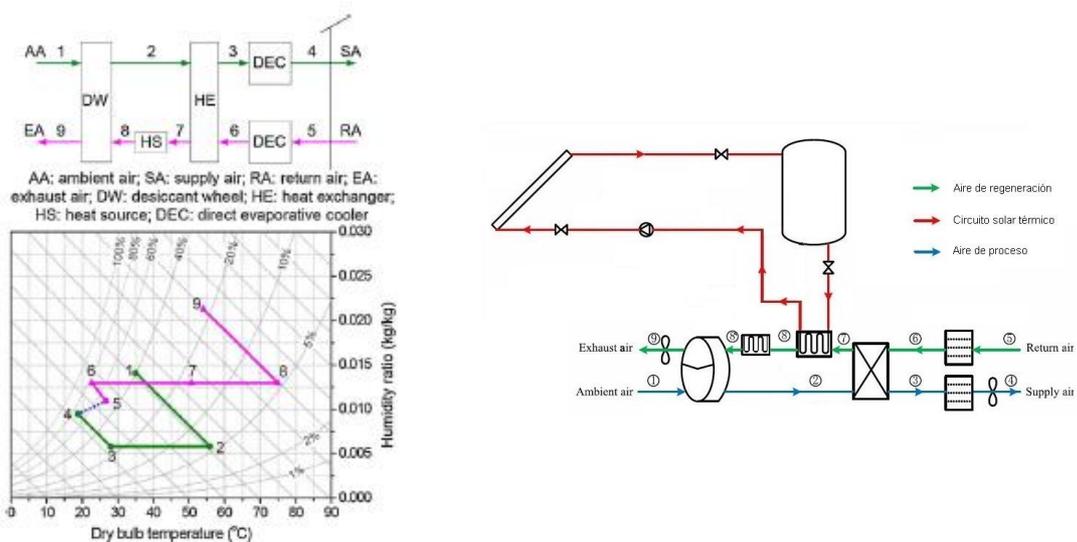


Figura 75: Ciclo de Pennington

## 5.2 Conclusiones

La unidad de tratamiento de aire no solo combate la carga del recinto de manera directa, sino que presenta una robustez y funcionamiento frente a la variabilidad de las condiciones ambientales que le permite suministrar al recinto unos valores de temperatura y humedad tan bajos que aseguran la no utilización del sistema convencional durante todo el periodo de funcionamiento.

El intercambiador de calor situado tras la deshumidificación de la corriente de entrada consigue atemperar la corriente de proceso entorno a los 24,5 C, lo que permitiría incorporar un bypass y utilizar directamente esta corriente en el recinto, minimizando el consumo de agua en el evaporativo directo y aumentando el COP (Figura 76)

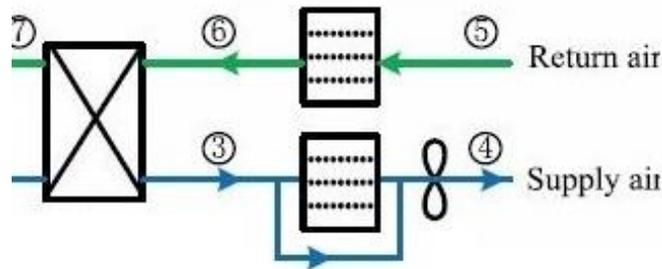


Figura 76: Bypass situado en el refrigerador evaporativo directo del ramal de proceso

En términos de COP, el consumo de los dos ventiladores, la bomba de impulsión del sistema solar térmico y la caldera, frente al ahorro energético que supone la UTA, no penalizan de manera excesiva el COP de la instalación.

En el sistema solar térmico, los captadores operan con un rendimiento medio superior al 30%, penalizado por la alta temperatura de entrada del fluido frío al campo de captadores, derivado del uso de un depósito de acumulación a una temperatura de 60°C.

Se ha seleccionado una temperatura alta en el depósito para minimizar el consumo de la caldera auxiliar de gas natural, priorizando la transferencia en el intercambiador de calor solar.

Para evaluar el rendimiento de la instalación se han definido dos rendimientos referidos a la carga sensible y latente de ventilación

$$\eta_{\text{sensible}} = \frac{\text{Carga sensible ventilación sin UTA}}{\text{Carga sensible ventilación con UTA}} \quad (5-1)$$

$$\eta_{\text{latente}} = \frac{\text{Carga latente ventilación sin UTA}}{\text{Carga latente ventilación con UTA}} \quad (5-2)$$

Los valores obtenidos para estos rendimientos son de 2,86 y 3,93 respectivamente, debido

fundamentalmente a las condiciones del aire obtenidas a la entrada del recinto, que es capaz de combatir la carga sensible y latente del local en el mes estudiado.

Los resultados obtenidos muestran que desde un punto de vista energético, el ciclo de Pennington es una opción interesante para ser aplicada como unidad de tratamiento de aire en la edificación.

## 6 REFERENCIAS

---

- [1] M. Rafique, Gandhidasan y S. Rehman, «A review on desiccant evaporative cooling systems,» *Elsevier - Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 45, pp. 145-159, 2015.
- [2] K. A. Joudi y S. M. Mehdi, «Aplication of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load,» *Elsevier - Energy Conversion & Management*, n° 41, pp. 1931-1951, 1991.
- [3] J. Rui Camargo, C. D. Ebinuma y J. Luz, «Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city,» *Elsevier - International Journal of Refrigeration*, n° 28, pp. 1124-1132, 2005.
- [4] J. M. Cejudo López, F. Fernández Hernández, F. Domínguez Muñoz y A. Carrillo Andrés, «The optimization of the operation of a solar desiccant air handling unit coupled with a radiant floor,» *Elsevier - Energy and Buildings*, n° 62, pp. 427-435, 2013.
- [5] P. Dhar y S. Singh, «Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems,» de *Applied Thermal Engineering 21*, New Delhi, India, 2001, pp. 119-134.
- [6] D. La, Y. Dai, Y. Li, R. Wang y T. Ge, «Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews 14*, Shangai, PR China, 2010, pp. 130-147.
- [7] M. Aar Sayegh, M. Hammad y Z. Faraa, *Energy Procedia 6*, Aleppo, 2011.
- [8] D. La, Y. Dai, Y. Li, T. Ge y R. Wang, «Use of regenerative evaporative cooling to improve the performance of a novel one-rotor two-stage solar desiccant dehumidification unit,» de *Applied Thermal Engineering 42*, Shangai, PR China, 2012, pp. 11-17.
- [9] J. Wrobel, P. Sanabria y G. Schmitz, «Performance of a solar assisted air conditioning system at different locations,» de *Solar Energy 92*, Hamburg, Germany, 2013, pp. 69-83.
- [10] I. Uçkan, T. Yilmaz, E. Hürdoğan y O. Büyükalaca, «Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system,» de *Energy Conversion and Management 65*, Turkey, 2013, pp. 606-615.
- [11] J. M. Cejudo Lopez, F. Fernández Hernández, F. Domínguez Muñoz y A. Carrillo Andrés, «The optimization of the operation of a solar desiccant air handling unit coupled with a radiant floor,» de *Energy and Buildings 62*, Malaga, Spain, 2013, pp. 427-435.
- [12] T. Ge, Y. Dai y R. Wang, «Review on solar powered rotary desiccant wheel cooling system,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews 39*, Shangai, PR China, 2014, pp. 476-497.
- [13] M. Sultan, I. El-Sharkawy, T. Miyazaki, B. Baran Saha y S. Koyama, «An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems.,» de *Renewable and Sustainable*

*Energy Reviews* 46, Egypt, Japan., 2015, pp. 16-29.

- [14] M. Mujahid Rafique, P. Gandhidasan, S. Rehman y L. Al-Hadhrami, «A review on desiccant based evaporative cooling systems,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 45, Saudi Arabia, 2015, pp. 145-159.
- [15] W. Gao, W. Worek, V. Konduru y K. Adensinb, «Numerical study on performance of a desiccant cooling system within direct evaporative cooler,» de *Energy and Buildings* 86, Shangai-Houghton, China-USA, 2015, pp. 16-24.
- [16] M. Ali, V. Vukovic, N. Ahmed Sheikh y H. M.Ali, «Performance investigation of solid desiccant evaporative cooling system configurations in different climatic zones,» de *Energy Conversion and Management* 97, Vienna, Austria; Taxila, Pakistan; Teesside, UK, 2015, pp. 323-339.
- [17] G. Angrisani, C. Roselli y M. Sasso, «Experimental assessment of the energy performance of a hybrid desiccant cooling system and comparison with other air-conditioning technologies,» de *Applied Energy* 138, Benevento, Italy, 2015, pp. 533-545.
- [18] E. Elgendy, A. Mostafa y M. Fatouh, «Performance enhancement of a desiccant evaporative cooling system using direct/indirect evaporative cooler,» de *International journal of refrigeration* 51, Cairo, Egypt, 2015, pp. 77-87.
- [19] A. Zouaoui, L. Zili-Ghedira y S. Ben Nasrallah, «Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study. .,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54, Manastir, Tunisia, 2016, pp. 889-917.
- [20] I. Uçkan, T. Yilmaz, O. Büyükalaca y E. Hürdoğan, «First experimental results of a desiccant based evaporative cooling system in Adana,» de *Roomvent*, Norway, 2011.
- [21] B. Riangvilaikul y S. Kumar, «An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system,» de *Energy Build* 42, 2010, pp. 637-644.
- [22] H. Parmar y D. Hindoliya, «Performance of a solid desiccant based evaporative cooling system in warm and humid climatic zone of India,» de *Int J Eng Sci Technol* 2, 2010, pp. 5504-5508.
- [23] A. Oliveira, C. Afonso, S. Riffat y P. Doherty, «Thermal performance of a novel air conditioning system using a liquid desiccant,» de *Appl Therm Eng* 20(13), 2010, pp. 1213-1223.
- [24] W. Kessling, E. Laevemann y C. Kapfhammer, «Energy storage for desiccant cooling systems component development,» de *Sol Energy* 64, 1998, pp. 209-221.
- [25] E. Wurtz, C. Maalouf, L. Mora y F. Allard, «Parametric analysis of a solar desiccant cooling system using the SimSPARK Environment,» de *Ninth international IBPSA conference*, Montréal, Canada, 2005, pp. 15-18.
- [26] B. Ouazia, H. Barhoun, K. Haddad, M. Armstrong, R. Marchand y F. Szadkowski, «Desiccant-evaporative cooling system for residential buildings,» de *12th Canadian conference on building*

*science and technology*, Montréal, Québec, 2009.

- [27] W. Saman y S. Alizadeh, «Modelling and performance analysis of across-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling.,» de *SolEnergy* 70 (4), 2001, pp. 361-372.
- [28] J. Nelson, W. Beckman, J. Mitchell y D. Close, «Simulations of the performance of open cycle desiccant systems using solar energy. ;21(4):273–8.,» de *SolEnergy* 21, 1978, pp. 273-278.
- [29] R. Smith, C. Hwang y R. Dougall, «Modeling of a solar-assisted desiccant air conditioner for a residential building. :679–91,» de *Energy* 19, 1994, pp. 679-691.
- [30] F. Al-Sulaiman, P. Gandhidasan y S. Zubair, «Liquid desiccant based two-stage evaporative cooling system using reverse osmosis (RO) process for regeneration,» de *Appl Therm Eng* 27, 2007, pp. 2449-2454.
- [31] A. Radhwan, M. Elsayed y H. Gari, «Mathematical modeling of solar operated liquid desiccant-evaporative air conditioning system,» de *Eng Sci* 11, 1999, pp. 119-141.
- [32] L. Bellemo, B. Elmegaard, L. Reinholdt y M. Kaern, «Modeling of a regenerative indirect evaporative cooler for a desiccant cooling system,» de *Fourth IIR conference on thermophysical properties and transfer processes of refrigerants*, Delft, The Netherlands, 2013.
- [33] M. Goldsworthy y S. White, «Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler,» de *Int J Refrig* 34, 2011, pp. 148-158.
- [34] D. Pescod, «heat exchanger for energy saving in an air-conditioning plant,» de *ASHRAE Trans* 85, 1979, pp. 238-251.
- [35] J. Camargo, C. Ebinuma y S. Cardoso, «A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems. In: Proceedings of the ninth Brazilian congress of thermal engineering and sciences,» de *ENCIT, UFPB, PB, paper CIT02-0855*, 2002.
- [36] P. Chen, H. Qin, Y. Huang y H. Wu, «A heat and mass transfer model for thermal and hydraulic calculations of indirect evaporative cooler performance,» de *ASHRAE Trans* 97, 1991, pp. 852-863.
- [37] N. Subramanyam, M. Maiya y S. Murthy, «Application of desiccant Wheel to control humidity in air-conditioning systems,» de *Appl Therm Eng* 24, 2004, pp. 2777-2788.
- [38] M. Khoukhi, «The use of desiccant cooling system with IEC and DEC in hot- humid climates,» de *nt J Energy Eng* 3, 2013, pp. 107-111.

# 7 ANEXOS

## 7.1 Programación en EES

"Tomamos como condición de partida, que la presión y Cp del sistema permanecen constantes, los parámetros serán calculados en base horaria"

P=101,325 "kPa" "Considero presión constante en mi recinto"  
C=Cp(AirH2O;T=T1;w=W1;P=P)  
Qpro=8750 "m3/h"  
Qreg=7500 "m3/h"

"Condiciones del ambiente (Punto 1) - Tabla horaria"  
W1=HumRat(AirH2O;T=T1;r=rhW1;P=P)

{En primer lugar, conocido que el refrigerador evaporativo directo tiene un rendimiento máximo del 90%, me dispongo a calcular las condiciones del punto de salida del refrigerador (punto 6) ya que a partir de ahí en mi ciclo de Pennington, la humedad absoluta se mantendrá constante puesto que el proceso de calentamiento posterior (Intercambiador a punto 7 y fuente de energía a punto 8) en el circuito de regeneración son procesos sensibles a humedad constante. Calculada esta, puedo obtener el valor de T2 y W2 de la rueda.}

"Condición recinto"  
T5=26  
rhW5=0,5  
W5=HumRat(AirH2O;T=T5;r=rhW5;P=P)

{DEC - Cálculo punto 6}

Twb5=WetBulb(AirH2O;T=T5;w=W5;P=P)  
T6=T5-0,9\*(T5-Twb5)  
rhW6=0,9  
W6=HumRat(AirH2O;T=T6;r=rhW6;P=P)

"A partir de aquí, el circuito de regeneración sufre cambios sensibles, lo que implica:"

Wr=W6

"Fijamos la temperatura de regeneración de la rueda"  
T8=65  
rhW8=RelHum(AirH2O;T=T8;w=Wr;P=P)

{Rueda desecante}

F11=(-2865/((T1+273)^(1,49)))+4,344\*W1^(0,8624)  
F21=((T1+273)^(1,49)/6360)-1,127\*W1^(0,07969)  
F18=(-2865/((T8+273)^(1,49)))+4,344\*Wr^(0,8624)

$$F28 = ((T8 + 273)^{1,49} / 6360) - 1,127 * W_r^{(0,07969)}$$

$$F12 = (-2865 / ((T2 + 273)^{1,49})) + 4,344 * W_p^{(0,8624)}$$

$$F22 = (((T2 + 273)^{1,49} / 6360) - 1,127 * W_p^{(0,07969)})$$

$$0,05 = ((F12 - F11) / (F18 - F11))$$

$$0,95 = ((F22 - F21) / (F28 - F21))$$

{La humedad absoluta de la corriente de proceso,  $W_p$ , se mantendrá constante en los puntos 2,3 ya que el enfriamiento acusado en el intercambiador es de tipo sensible}

{Intercambiador de calor}

"Conocemos las corrientes de proceso y regeneración"

$$\text{Densidad\_P2} = \text{Density}(\text{AirH2O}; T=T2 ; w=W_p ; P=P)$$

$$\text{Densidad\_P6} = \text{Density}(\text{AirH2O}; T=T6 ; w=W_r ; P=P)$$

$$m_{\text{pro}} = Q_{\text{pro}} * \text{Densidad\_P2}$$

$$m_{\text{reg}} = Q_{\text{reg}} * \text{Densidad\_P6}$$

$$Q = m_{\text{pro}} * C * (T2 - T3)$$

$$Q_{\text{max}} = m_{\text{reg}} * C * (T2 - T6)$$

$$Q = m_{\text{reg}} * C * (T7 - T6)$$

$$Q / Q_{\text{max}} = 0,85$$

$$\text{rhW2} = \text{RelHum}(\text{AirH2O}; T=T2; w=W_p; P=P)$$

$$\text{rhW3} = \text{RelHum}(\text{AirH2O}; T=T3; w=W_p; P=P)$$

$$\text{rhW7} = \text{RelHum}(\text{AirH2O}; T=T7; w=W_r; P=P)$$

$$\text{Densidad\_P7} = \text{Density}(\text{AirH2O}; T=T7 ; w=W_r ; P=P)$$

{Definido el punto 3 y conocida su humedad absoluta, podremos ahora calcular la condiciones de suministro a la carga (punto 4), resolviendo el DEC}

{DEC - Cálculo punto 4}

$$T_{\text{wb3}} = \text{WetBulb}(\text{AirH2O}; T=T3; w=W_p; P=P)$$

$$T4 = T3 - 0,9 * (T3 - T_{\text{wb3}})$$

$$\text{rhW4} = 0,9$$

$$W4 = \text{HumRat}(\text{AirH2O}; T=T4 ; r=\text{rhW4}; P=P)$$

"Para el cálculo del ahorro energético, compararemos la diferencia de entalpías que el sistema convencional de acondicionamiento de aire debería de suministrar con las condiciones del aire ambiente y la diferencia que debería de aportar con las condiciones de entrada del punto 4 y la carga"

"Carga latente y sensible"

$$h1 = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T1; w=W1; P=P)$$

$$h4 = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T4; w=W4; P=P)$$

$$h5 = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T5; w=W5; P=P)$$

$$h_{c1} = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T5; r=\text{rhW1}; P=P)$$

```
hc4=Enthalpy(AirH2O;T=T5;r=rhW4;P=P)
```

```
Csensible=mpro*(h1-hc1)*1000/3600
```

```
CsensibleUTA=mpro*(h4-hc4)*1000/3600
```

```
Clatente=mpro*(h5-hc1)*1000/3600
```

```
ClatenteUTA=mpro*(h5-hc4)*1000/3600
```