

Trabajo Fin de Máster

MEMORIA

Análisis de los recuperadores de calor rotativos en
las Unidades de Tratamiento de Aire

Analysis rotary heat exchangers in Air Handling
Units

Autor

Sergio Herranz Hijazo

Director

Carlos Monné Bailo

Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2023



RESUMEN

Los recuperadores de calor juegan un papel importante en la eficiencia y la sostenibilidad del diseño de los sistemas de ventilación. Entre los diferentes tipos de recuperadores se encuentran los recuperadores rotativos, objeto de estudio de este trabajo, que son uno de los sistemas de recuperación de calor más eficientes.

El presente trabajo comienza describiendo el principio de funcionamiento de los recuperadores rotativos, así como sus consideraciones técnicas más relevantes y la normativa que les aplica. Además, se exponen los tres tipos de recuperadores rotativos que existen según el modo de transferencia de calor que permiten, que se denominan, recuperadores rotativos de condensación, entálpicos y de adsorción.

Posteriormente, se realiza la caracterización de los recuperadores rotativos mediante un modelo termodinámico, basado en la utilización de distintas correlaciones de las eficiencias, que se desarrolla y explica detalladamente en este trabajo. Una vez desarrollado el modelo, se implementa en Excel de forma que se tiene una herramienta propia de cálculo de recuperadores rotativos que permite obtener los parámetros característicos más importantes de la recuperación de calor.

Finalmente, utilizando la herramienta de cálculo desarrollada se analiza la influencia de las condiciones higrotérmicas en el proceso de recuperación de calor. Para ello, previamente se establecen las condiciones de diseño y los parámetros característicos de los recuperadores a analizar, y, a través de la herramienta en línea de PVGIS, se obtienen las condiciones higrotérmicas de las cinco ciudades europeas que se deciden estudiar. Para dicho análisis, se definen cuatro modos de operación (control) para el recuperador de condensación estudiado, mientras que para el recuperador de energía se definen seis modos. Los resultados obtenidos del análisis realizado muestran que el modo con mayor número de horas de operación es el denominado modo 1, en el que el recuperador funciona a máxima capacidad y se necesita un calentamiento adicional.



ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1.	CONTEXTO	1
1.2.	OBJETIVOS Y ALCANCE	2
1.3.	ESTRUCTURA	2
2.	ESTADO DEL ARTE	3
2.1.	RECUPERADORES DE CALOR ROTATIVOS.....	3
2.1.1.	PRINCIPIOS Y FUNDAMENTOS.....	3
2.1.2.	NORMATIVA APLICABLE	8
2.2.	TIPOS DE RECUPERADORES ROTATIVOS	10
2.2.1.	CONDENSACIÓN	10
2.2.2.	ENTÁLPICO.....	11
2.2.3.	ADSORCIÓN	13
2.3.	RECUPERACIÓN DE CALOR PARCIAL	14
3.	CARACTERIZACIÓN DE UN RECUPERADOR ROTATIVO.....	15
3.1.	MODELO TERMODINÁMICO	15
3.1.1.	PARÁMETROS DE ENTRADA	15
3.1.2.	PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA MATRIZ DEL ROTOR	23
3.1.3.	PARÁMETRO NTU	26
3.1.4.	PARÁMETRO C_r	30
3.1.5.	PARÁMETRO C_r^*	30
3.1.6.	PARÁMETRO H^*	30
3.1.7.	PARÁMETRO C_{rm}^*	30
3.1.8.	PARÁMETRO $C_{r\,mt}^*$	31
3.1.9.	EFICIENCIA SENSIBLE ϵ_s	33
3.1.10.	EFICIENCIA LATENTE ϵ_l	36
3.1.11.	EFICIENCIA TOTAL ϵ_t	42
3.1.12.	CAÍDA DE PRESIÓN Δp	46
3.2.	HERRAMIENTA DE CÁLCULO	47
3.2.1.	HOJA DE USUARIO	47
3.2.2.	HOJAS DE IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO	54
3.2.3.	HOJA DE LISTAS DE DATOS.....	55
4.	ESTUDIO DE CASOS DE USO	55
4.1.	CONDICIONES DE DISEÑO	55



4.2.	CARACTERÍSTICAS DE LOS RECUPERADORES ESTUDIADOS	56
4.3.	ZONAS CLIMÁTICAS.....	57
5.	ANÁLISIS DE LA RECUPERACIÓN DE CALOR	58
5.1.	MODOS DE CONTROL.....	58
5.2.	RESULTADOS	61
5.2.1.	MADRID	61
5.2.2.	ZARAGOZA.....	62
5.2.3.	MÚNICH.....	62
5.2.4.	LONDRES.....	63
5.2.5.	CLUJ-NAPOCA	63
6.	CONCLUSIONES	65
7.	LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO	68
	BIBLIOGRAFÍA.....	69
	ANEXO I: Condiciones higrotérmicas exteriores	71
	ANEXO II: Condiciones del aire de suministro a la salida del recuperador	76
	ANEXO III: Imágenes de la herramienta de cálculo.....	85



NOMENCLATURA

A_c : área transversal [mm^2] o [m^2]
 A_s : área de la superficie de transferencia de calor [m^2]
 b : longitud de onda / base del canal [mm] o [m]
 C : tasa de capacidad calorífica [$\text{W}/^\circ\text{C}$] o constante que describe la forma de la curva de sorción
 c_{LV} : calor latente de cambio de fase del agua (líquido-vapor) [$\text{J}/\text{kg}_{\text{agua}}$]
 c_p : calor específico [$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$]
 C_r : relación entre la tasa de capacidad calorífica mínima y la máxima de las corrientes [-]
 C_r^* : número adimensional para el efecto de la velocidad de rotación [-]
 C_{rm}^* : relación de capacidad de humedad de la matriz [-]
 D : diámetro del rotor del recuperador [mm] o [m]
 D_h : diámetro hidráulico [mm] o [m]
 f : factor de fricción de Fanning [-]
 h : coeficiente de transferencia de calor por convección [$\text{W}/\text{m}^2^\circ\text{C}$] o entalpía específica [$\text{J}/\text{kg}_{\text{as}}$]
 $(hA_s)^*$: relación de conductancia convectiva $(hA_s)_c/(hA_s)_h$ [-]
 h_{pp} : altura interior / altura pico-pico del canal [mm] o [m]
 HR : humedad relativa [%]
 H^* : factor de condición de funcionamiento que representa la relación de las diferencias de entalpía latente y sensible entre las entradas del recuperador [-]
 k : conductividad térmica [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$]
 L : longitud del rotor / internal length [mm] o [m]
 L_{tri} : longitud de la parte triangular del canal [mm] o [m]
 M : masa [kg]
 \dot{m} : caudal másico [kg/s] o [kg/h]
 n : velocidad de rotación del rotor [rpm]
 NTU : número de unidades de transferencia [-]
 Nu : número de Nusselt [-]
 P : perímetro húmedo [mm] o [m]
 P_{atm} : presión atmosférica [Pa]
 P_v : presión parcial de vapor [Pa]
 P_{vsat} : presión de vapor saturado [Pa]
 Δp : caída de presión [Pa]
 Q : tasa de transferencia de calor / calor recuperado [W] o [kW]
 q_v : caudal volumétrico de aire [m^3/s] o [m^3/h]
 Re : número de Reynolds [-]
 s : espesor [mm] o [m]
 T : temperatura [$^\circ\text{C}$] o [K]
 T_r : temperatura de rocío [$^\circ\text{C}$] o [K]
 U : coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2^\circ\text{C}$]
 u : velocidad del aire en el canal [m/s] o fracción de masa de agua en el desecante [$\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_d$]
 v : velocidad del aire que entra en el recuperador [m/s]
 v_e : volumen específico [m^3/kg]
 wh : altura de onda del canal definida según Eurovent [mm] o [m]
 W : humedad específica [$\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$]
 W_m : coeficiente empírico utilizado en la isoterma de sorción que describe la capacidad máxima de humedad del desecante [$\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_d$]



Z: altitud [m]

Símbolos

Δ : diferencia entre condiciones de entrada de suministro y de entrada de extracción

β : densidad de empaquetamiento [m^2/m^3]

ε : eficiencia del recuperador de calor [-] o [%]

ε_0 : eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente [-] o [%]

η : fracción de la energía de cambio de fase que se entrega directamente al aire [-]

μ : viscosidad dinámica [kg/ms]

ξ_c : coeficiente de caída de presión local [-]

ρ : densidad [kg/m^3]

σ : porosidad [-] o fracción volumétrica [-]

Subíndices

as: aire seco

ave: promedio entre las condiciones de entrada de suministro y extracción

c: frío

d: material desecante / adsorbente de la matriz

ext: exterior

flujo: relacionado con el flujo

h: caliente

i: entrada

int: interior

l: latente

m: matriz

max: máximo/a

min: mínimo/a

mt: grupo adimensional de transferencia de humedad

o: salida

ocup: ocupado por el sólido

s: material de soporte de la matriz o sensible

t, tot: total

v: vapor

Abreviaturas

UTA: Unidad de Tratamiento de Aire

TFM: Trabajo Fin de Máster

1. INTRODUCCIÓN

1.1. CONTEXTO

El aire interior debidamente acondicionado de un edificio logra tener las condiciones térmicas e higrométricas que requiere el local. Cuando por razones higiénicas es necesario extraer dicho aire e introducir aire nuevo de ventilación, el recuperador de calor es el componente encargado de aprovechar la energía que posee el aire extraído y transferirla al aire nuevo introducido, reduciendo significativamente el consumo energético necesario para acondicionar el aire nuevo desde las condiciones exteriores hasta las condiciones interiores de confort [1].

En las instalaciones de climatización por aire se utilizan principalmente los siguientes tipos de recuperadores de calor [2]:

- Recuperador de placas.
- Recuperador rotativo.
- Tubos de calor (heat pipe).
- Doble batería de agua.
- Batería exterior.
- Batería en bucle de agua.
- Recuperación activa por circuito frigorífico.

El presente trabajo se centra en el estudio de los recuperadores de calor rotativos, que son uno de los sistemas de recuperación de energía más implantados actualmente en las unidades de tratamiento de aire (UTAs). En la Figura 1 se muestra una imagen del aspecto exterior de un recuperador de calor rotativo, mientras que en la Figura 2 se pueden observar las distintas secciones de una UTA (configuración de ejemplo) con recuperador de calor rotativo incorporado.

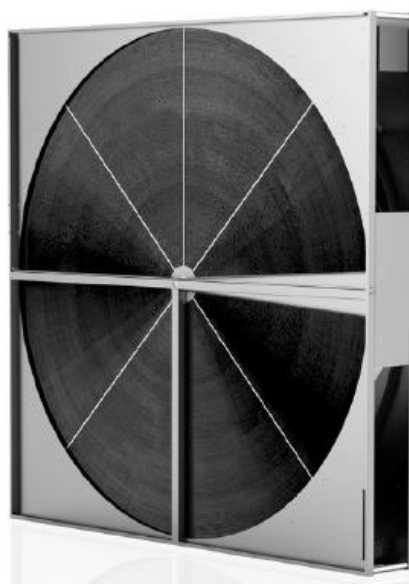


Figura 1. Aspecto exterior de un recuperador de calor rotativo [3].

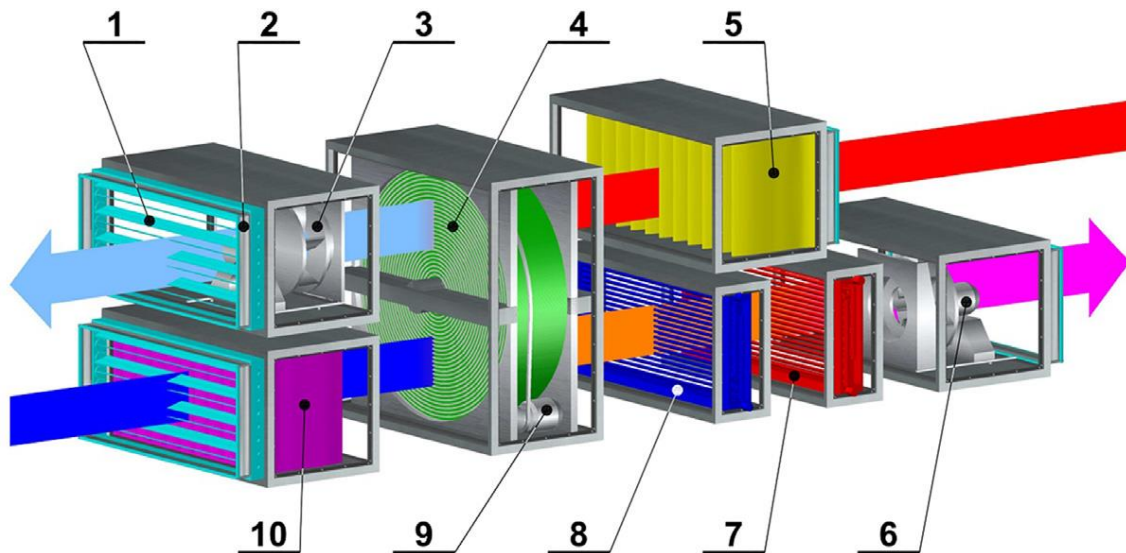


Figura 2. Secciones de una UTA con recuperador de calor rotativo: 1-compuerta, 2-conexión flexible, 3-ventilador, 4-recuperador rotativo, 5-filtro de aire de retorno, 6-motor del ventilador, 7-calentador de aire de suministro, 8-enfriador de aire de suministro, 9-motor de accionamiento, 10-filtro de aire exterior [4].

1.2. OBJETIVOS Y ALCANCE

El principal objetivo de este proyecto es analizar la influencia de las condiciones higrotérmicas en el proceso de recuperación de calor que se da en un intercambiador de calor rotativo instalado en una UTA.

Para conseguir llevar a cabo el objetivo global se decide caracterizar los recuperadores rotativos mediante un modelo termodinámico utilizado para desarrollar una herramienta de cálculo que permite obtener los parámetros característicos de la recuperación de calor de distintos recuperadores rotativos en base a unas condiciones higrotérmicas de entrada.

En el estudio de la recuperación de calor se establecen unas condiciones de diseño determinadas y se analiza, mediante dicha herramienta de cálculo, el proceso de recuperación de calor de dos recuperadores en función de las condiciones higrotérmicas que pueden darse en cinco ciudades europeas. De esta manera se obtienen las condiciones de salida del recuperador para cada intervalo de temperatura exterior y el número de horas de operación por modo de control de cada uno de los recuperadores estudiados.

1.3. ESTRUCTURA

El trabajo se ha estructurado en siete capítulos bien diferenciados:

El capítulo 1 consiste en una breve introducción a los recuperadores y en la declaración de los objetivos principales de este trabajo.

En el capítulo 2 se desarrollan los aspectos más relevantes de los recuperadores rotativos. Para ello, en primer lugar, se exponen sus principios y fundamentos, así como la normativa que les aplica. Posteriormente, se analizan los diferentes tipos que existen. Y, por último, se desarrolla el concepto de recuperación parcial en dichos recuperadores.

En el capítulo 3 se explica detalladamente el modelo termodinámico desarrollado para un recuperador rotativo que puede ser de condensación o de energía. Y luego, se exponen las características de la herramienta de cálculo en la que se implementa el modelo.

En el capítulo 4 se establecen unas condiciones de diseño concretas, se determinan las características de los recuperadores a analizar, y se adquieren y tratan los datos de las condiciones higrotérmicas exteriores de diferentes ciudades para poder realizar posteriormente un análisis de la recuperación de calor en el capítulo 5.

Como se ha mencionado en el párrafo anterior, en el capítulo 5 se analiza la recuperación de calor, de forma que se estudian los modos de control en los que pueden trabajar los recuperadores rotativos, obteniéndose el número de horas de operación de cada modo.

Las conclusiones más relevantes del estudio se presentan en el capítulo 6.

Finalmente, en el capítulo 7 se proponen algunas líneas de trabajo que pueden servir como futuras investigaciones.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. RECUPERADORES DE CALOR ROTATIVOS

2.1.1. PRINCIPIOS Y FUNDAMENTOS

Los recuperadores de calor rotativos están formados por una carcasa que contiene una rueda que gira, denominada rotor, construido con un material permeable al aire y caracterizado por una gran superficie de transferencia de calor resistente a la abrasión que conforma la matriz del rotor. La matriz está fabricada con láminas planas y corrugadas de aluminio, de un espesor que suele oscilar entre 0,04 y 0,1 mm, enrolladas alrededor del eje de rotación del rotor. Estas láminas forman un conjunto de microcanales que constituyen la estructura de un círculo, cuyo semicírculo superior está situado en el canal de aire de salida y el semicírculo inferior en el canal de aire exterior, o viceversa. La altura de estos microcanales suele oscilar entre 1,4 y 2,5 mm dependiendo del modelo de recuperador desarrollado por el fabricante.

En la Figura 3 se representa de forma esquemática el principio de funcionamiento y la estructura de un recuperador de calor rotativo típico (Figura 3 (a)) y de un recuperador de calor rotativo con sección de purga (Figura 3 (b)).

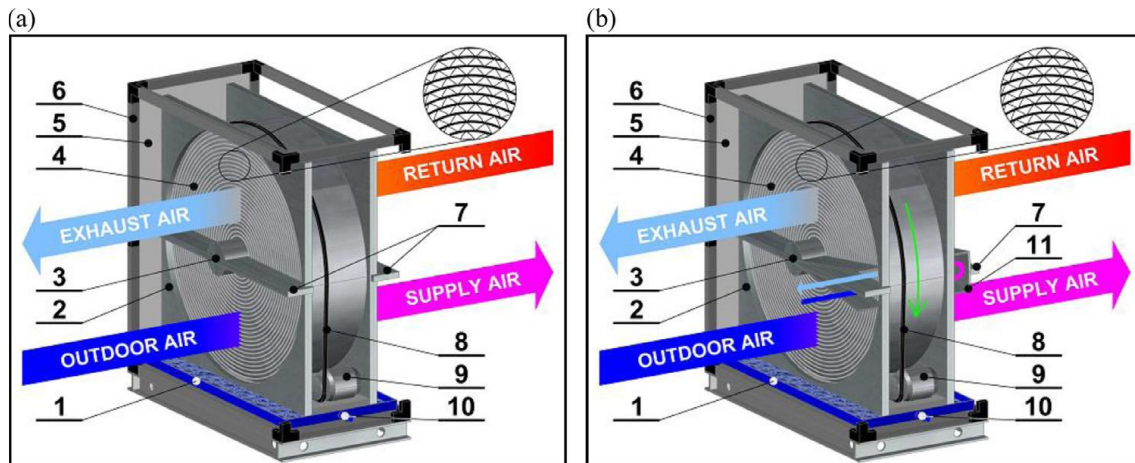


Figura 3. Principio de funcionamiento y estructura de: (a) recuperador de calor rotativo típico, (b) recuperador de calor rotativo con sección de purga adicional: 1-bandeja de condensados, 2-carcasa, 3-eje del rotor, 4-matriz, 5-carcasa para sección de recuperación de calor, 6-estructura de perfiles de aluminio, 7-placa metálica que divide la rueda térmica en dos secciones, 8-correa de transmisión, 9-pequeño motor eléctrico, 10-drenaje de condensados, 11-sección de purga [4].

En el intercambiador, dos sectores separan el flujo del aire exterior (corriente de suministro o impulsión) del flujo de aire de expulsión (corriente de extracción o retorno), adyacente y en contracorriente. Para que se produzca el proceso de transferencia de calor es necesario aplicar una fuerza motriz que obligue al rotor a moverse. Para ello se utiliza un motor, que puede ser de velocidad variable, permitiendo configurar la velocidad en función de las necesidades, o de velocidad constante, montado generalmente en la parte inferior de la sección de recuperación de calor que junto con una correa de transmisión hacen posible el giro del rotor. Al girar el rotor, la matriz es atravesada alternativamente por las dos corrientes de aire, con un período que queda definido en función de la velocidad de rotación [2].

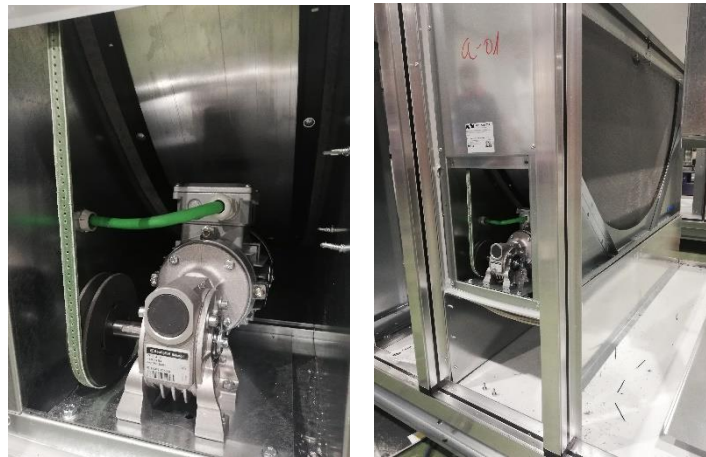


Figura 4. Equipo de accionamiento del rotor: motor eléctrico y correa de transmisión.

Durante la rotación, la matriz del rotor absorbe calor de la corriente de aire más caliente, calentándose, y lo cede sucesivamente a la corriente de aire más frío, enfriándose de esta forma. El calentamiento y enfriamiento sucesivo permite transportar energía sensible entre las dos corrientes de aire que circulan a través del recuperador [2]. Como se comentará más adelante, en algunos casos también existe transferencia de calor latente.

Del párrafo anterior se puede deducir que las condiciones higrotérmicas del aire influyen en gran medida en el proceso de recuperación de calor de los recuperadores.

La operación apropiada del recuperador de calor requiere la determinación de la velocidad de rotación adecuada del rotor. Algunos fabricantes la indican en el rango de 3 a 20 rpm. El problema es que esta velocidad también debe ajustarse a las dos corrientes de aire que fluyen. Un valor demasiado alto o bajo de la velocidad del rotor es muy importante para el tiempo de contacto de las corrientes de aire con la matriz del intercambiador de calor, lo que puede causar cambios significativos en la eficiencia de la unidad [4].

Durante el funcionamiento del recuperador de calor es posible introducir una pequeña parte de la corriente de aire de extracción en el flujo de aire de suministro y viceversa. Una mezcla ligera de estas dos corrientes de aire también puede afectar significativamente la eficiencia de la recuperación de calor. Por esta razón, algunos sistemas están equipados adicionalmente con una sección de purga (11 en la Figura 3 (b)). Éste es un tipo de elemento de bloqueo que se asemeja a un pequeño segmento de rueda, montado en el límite entre las dos corrientes de aire transportado. Esta sección de purga evita que una porción del aire de extracción ingrese al aire de suministro, lo que permite que una pequeña porción del aire de suministro se transfiera simultáneamente al canal de aire de extracción (saliendo del recuperador de calor). Sin embargo, la mayoría de los rotores utilizados no tienen un sector de purga de este tipo, ya que se permite hasta cierto punto la mezcla de las dos corrientes de aire [4].

Según la tipología, los recuperadores rotativos pueden intercambiar calor sensible o calor sensible y latente según sean las características higroscópicas del rotor [2]. En el apartado 2.2 se expondrán los tipos de recuperadores rotativos según el intercambio de calor que permiten.

Consideraciones técnicas de los recuperadores de calor rotativos

El comportamiento de un recuperador de calor rotativo no es el ideal, sino que existen distintos factores que afectan al comportamiento en servicio de estos dispositivos. Los principales factores son:

A. Fugas

Se considera fuga a todo aire que sale o entra en alguna de las corrientes que intervienen en la recuperación. Las fugas que existen en un recuperador rotativo se pueden clasificar en fugas internas o externas.

Las fugas internas son transferencias de aire no deseadas desde la corriente de aire de extracción a la corriente de aire de suministro y viceversa. Este tipo de fuga solo puede ocurrir en unidades de ventilación bidireccionales. Para reducir o evitar las fugas desde la corriente de aire de extracción a la corriente de aire de suministro se puede instalar una sección de purga, como se ha mencionado anteriormente.

En cambio, las fugas externas son transferencias de aire no deseadas desde el interior de la UTA hacia el exterior y viceversa. Tanto las unidades de ventilación bidireccionales como las unidireccionales se ven afectadas por este tipo de fugas. Las fugas externas dependen principalmente de la calidad de la carcasa de la UTA.



Uno de los parámetros más importantes en las fugas, sobre todo en las internas, es la diferencia de presión entre las corrientes. Valores más elevados de diferencia de presión conducen a mayores fugas. Cabe mencionar también que la velocidad de rotación del rotor juega un papel importante en cuanto a las fugas que se producen en el recuperador, especialmente en las internas. A mayor velocidad de rotación mayor es la cantidad de fuga de aire.

B. Capacidad de los ventiladores

Para una correcta elección de los ventiladores es necesario tener en cuenta la presencia de fugas en el recuperador. Por lo que será necesario sobredimensionar los ventiladores para disponer de capacidad suficiente para suministrar la cantidad de ventilación necesaria y hacer frente a las posibles fugas que pudieran existir.

C. Pérdida de carga

La pérdida de carga de los recuperadores rotativos debe ser vencida por los ventiladores de la UTA. El uso de compuertas colocadas en paralelo con el recuperador que permitan el baipás cuando éste no esté funcionando puede reducir en gran medida el consumo de la instalación.

D. Mantenimiento y suciedad

Un adecuado mantenimiento del recuperador rotativo es necesario para que su funcionamiento siga siendo el óptimo. La presencia de suciedad, debida entre otros factores, a un mantenimiento inadecuado, produce un aumento de la pérdida de carga de los recuperadores rotativos y de forma general reduce los coeficientes de transferencia de calor. La limpieza de dichos recuperadores se realiza en algunos casos mediante un sistema de aire comprimido o aire comprimido y agua a presión.

E. Filtración

Una correcta filtración previa a los recuperadores rotativos evita que estos se ensucien rápidamente.

F. Control

Dependiendo de las condiciones climatológicas externas, puede no ser útil utilizar la recuperación en un momento determinado, por lo que siempre se deben controlar los parámetros de recuperación y estipular las condiciones para su uso. Además, los controles adecuados evitarán el riesgo de condensación, o incluso congelación, si el intercambiador de calor en particular no está preparado para ello.

G. Corrosión

En determinadas aplicaciones los recuperadores rotativos trabajan en ambientes corrosivos. Para tales aplicaciones, es muy importante que los materiales de los componentes que conforman el recuperador sean resistentes a la corrosión, ya que, si no lo son, se pueden corroer fácilmente y pueden producir fugas o una reducción en la transferencia de calor.

Este factor puede ser muy importante en recuperadores en los que se produzca condensación.

H. Condensación

En función de las condiciones de operación, pueden darse situaciones en las que exista riesgo de condensación del vapor de agua de una de las corrientes. Si existe dicha posibilidad, el recuperador debe disponer de un sistema para recoger y drenar el agua condensada (1 y 10, respectivamente, en la Figura 3).

Aprovechar el calor desprendido por el vapor de agua al condensar, es decir, el calor latente, puede ser muy útil. Sin embargo, el condensado puede bloquear los canales de la matriz del rotor del recuperador rotativo y provocar caídas de presión inesperadas más elevadas. Por ello, si se desea evitar la condensación en el recuperador rotativo se puede hacer lo siguiente:

- Reducir la humedad en la corriente de aire caliente (deshumidificación) antes de entrar en el recuperador.
- Al elegir el recuperador a instalar, seleccionar uno con una altura de canal de la matriz del rotor más grande, de forma que se tendrá menor rendimiento, pero se evitará o reducirá la condensación.

I. Riesgo de congelación [3]

La congelación en un recuperador rotativo solo ocurre si hay condensado presente. Normalmente, la escarcha que aparece en la corriente de aire frío se derrite en la de aire caliente. Sin embargo, la congelación puede ocurrir en ciertas circunstancias, dependiendo del nivel de condensado y de la temperatura de las corrientes de aire. La escarcha se convierte en un problema cuando se acumula más rápido de lo que se derrite, aunque este proceso normalmente tarda muchas horas. Es importante estar atento si la caída de presión aumenta durante largos períodos de bajas temperaturas de entrada. La acumulación de escarcha en la matriz del rotor puede causar presiones diferenciales que provoquen daños graves en la rueda.

Existen varios métodos para evitar la acumulación de escarcha:

- Precalentamiento del aire exterior: Con una temperatura más elevada, se puede evitar la condensación y se aumenta la temperatura media para que disminuya el riesgo de congelación.
- Reducción de la velocidad de giro del rotor: Al reducir la velocidad de giro del rotor, la eficiencia de transferencia de calor disminuirá, evitando la condensación y la posible congelación.
- Desviación de la corriente de aire frío: Si se desvía (bypass) la corriente de aire frío o parte de ella es posible que el lado cálido derrita cualquier acumulación de escarcha. Una vez que desaparece la escarcha, se puede cerrar la derivación del lado frío y reiniciar el funcionamiento normal.

2.1.2. NORMATIVA APLICABLE

La normativa que se aplica en los recuperadores de calor rotativos está relacionada principalmente con exigencias referentes a la eficiencia energética de dichos equipos.

Los dos principales Reglamentos son: el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios en vigor, en adelante RITE, y el Reglamento (UE) Nº 1253/2014 de la Comisión de 7 de julio de 2014 por el que se desarrolla la Directiva 2009/125/CE del Parlamento Europeo y del Consejo en lo que se refiere a los requisitos de diseño ecológico aplicables a las unidades de ventilación.

También es relevante la Norma UNE-EN 308 Procedimientos de ensayo para determinar las prestaciones de los componentes de recuperación de calor aire / aire.

RITE

Las Instrucciones Técnicas más relevantes en cuanto a recuperación de calor se refiere son las presentadas seguidamente.

La Instrucción Técnica *IT 1.1.4.2.4 Filtración del aire exterior mínimo de ventilación* del RITE [5], establece en su punto número 8, que los aparatos de recuperación de calor deben estar siempre protegidos con una sección de filtros, cuya clase será la recomendada por el fabricante del recuperador; de no existir recomendación serán como mínimo de clase F6.

La *IT 1.2.4.5.2 Recuperación de calor del aire de extracción* del RITE [5], establece que:

1. En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a $0,28 \text{ m}^3/\text{s}$, de acuerdo con lo establecido en el reglamento de diseño ecológico para las unidades de ventilación, se recuperará la energía del aire expulsado.
2. Las unidades de ventilación bidireccionales, o los componentes para ventilación de las unidades de tratamiento de aire de los sistemas todo aire, cumplirán los requisitos establecidos en los reglamentos europeos de diseño ecológico que les sean de aplicación.
En el proyecto o memoria técnica, para aquellos casos en que los equipos dispongan de etiquetado energético, se indicará su clase. Además, se indicará la información que aparece en la ficha de producto exigida por el reglamento de etiquetado energético que aplique.
3. En las piscinas climatizadas, la energía térmica contenida en el aire expulsado deberá ser recuperada, con una eficiencia mínima y unas pérdidas máximas de presión iguales a las indicadas en la Tabla 1 para más de 6.000 horas anuales de funcionamiento, en función del caudal.

Tabla 1. Eficiencia de la recuperación [5].

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m³/s)									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2000...4000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4000...6000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

En el punto 6 apartado h de la *IT 1.3.4.4.5 Medición* del RITE [5] se establece que en instalaciones de potencia térmica nominal mayor que 70 kW, el equipamiento mínimo de aparatos de medición será, en recuperadores de calor aire-aire, tomas para la lectura de las magnitudes físicas de las dos corrientes de aire.

REGLAMENTO (UE) Nº 1253/2014

En el *Anexo III Requisitos específicos de diseño ecológico aplicables a las unidades de ventilación no residenciales*, según el artículo 3, apartados 2 y 4 del Reglamento Nº 1253/2014 [6], se indica en el punto 2 que, a partir del 1 de enero de 2018:

- Todas las unidades de ventilación bidireccionales deberán disponer de un sistema de recuperación de calor.
- El sistema de recuperación de calor deberá tener un elemento de baipás térmico.
- La eficiencia térmica mínima $\eta_{t_{uvnr}}$ de todos los sistemas de recuperación de calor, excepto los móviles en unidades de ventilación bidireccionales, será del 73 %, con un bono de eficiencia $E = (\eta_{t_{uvnr}} - 0,73) \cdot 3\,000$ si la eficiencia térmica $\eta_{t_{uvnr}}$ es por lo menos del 73 %, y $E = 0$ en cualquier otro caso.

Además, este mismo Reglamento [6] en su *Anexo IX Mediciones y cálculos para las unidades de ventilación no residenciales*, establece la definición de eficiencia térmica de un sistema de recuperación de calor no residencial como

$$\eta_{t_{uvnr}} = \frac{(t_2'' - t_2')}{(t_1' - t_2')}$$

donde:

η_t es la eficiencia térmica del sistema de recuperación de calor [-],

t_2'' es la temperatura del aire de impulsión que sale del sistema de recuperación de calor y entra en la estancia [°C],

t_2' es la temperatura del aire exterior [°C],

t_1' es la temperatura del aire de extracción que sale de la estancia y entra en el sistema de recuperación de calor [°C].

Según lo indicado en la definición 11 de la parte 2 del *Anexo I Definiciones* de este Reglamento [6], la eficiencia térmica de un sistema de recuperación de calor no residencial ($\eta_{t_{uvnr}}$) debe obtenerse con las temperaturas medidas en condiciones de referencia en seco, con flujo másico equilibrado y una diferencia térmica entre el aire interior y exterior de 20 K, sin la ganancia de calor procedente de los motores de los ventiladores y de las fugas internas.



Las expresiones sobre las que se definen las eficiencias mínimas en el RITE son equivalentes a las que se determinan en el Reglamento N° 1253/2014. Sin embargo, como se puede ver comparando las exigencias del RITE y del Reglamento N° 1253/2014 según lo comentado en este apartado, los requisitos que se establecen en el Anexo III del Reglamento N° 1253/2014 son más restrictivos en lo que a eficiencia térmica se refiere, ya que, todos los sistemas de recuperación de calor en unidades de ventilación bidireccionales, excepto los móviles, deben tener una eficiencia superior al 73 % a partir de enero de 2018.

UNE-EN 308

La Norma EN 308 [7] hace referencia al procedimiento para determinar las prestaciones de un recuperador aire-aire y, entre otros aspectos, define y determina las condiciones de medición para la eficiencia tanto térmica (sensible) como higrométrica (latente) del recuperador.

Las condiciones de ensayo establecidas en esta Norma para determinar la eficiencia térmica e higrométrica se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Condiciones de ensayo para la eficiencia térmica e higrotérmica

Categoría de recuperador rotativo	Temperatura de entrada de aire de extracción [°C]		Temperatura de entrada de aire de suministro [°C]	
	Bulbo seco	Bulbo húmedo	Bulbo seco	Bulbo húmedo
No higroscópico (Condensación)	25 °C	14 °C	5 °C	-
Higroscópico (Entálpico y adsorción)	25 °C	18 °C	5 °C	3 °C

2.2. TIPOS DE RECUPERADORES ROTATIVOS

En este apartado se van a explicar los diferentes tipos de recuperadores rotativos que existen según el modo de transferencia de calor que permiten. Los recuperadores rotativos según este criterio se pueden clasificar en: recuperador rotativo de condensación, entálpico o de adsorción.

2.2.1. CONDENSACIÓN

Los recuperadores rotativos de condensación poseen un rotor construido con un material no higroscópico, normalmente aluminio o aluminio recubierto con epoxi para protegerlo de ambientes corrosivos, que permite la transferencia de temperatura entre la corriente de aire caliente y la fría, y la transferencia de humedad sólo en el caso de que se produzca condensación.

En invierno (calefacción), al pasar la corriente de aire frío por el recuperador, si la temperatura del aire frío está por debajo de la temperatura de rocío del aire de extracción, se enfría la superficie de contacto de la matriz del rotor por debajo de la misma y el aire de extracción al pasar condensa dejando pequeñas gotas en el recuperador. Estas pequeñas gotas son

parcialmente recogidas por el aire frío cuando entra, recuperando de este modo parte del calor latente interior del edificio [1].

En verano (refrigeración), este tipo de recuperador va a enfriar el aire exterior, pero sin secarlo, de forma que, como sucede en muchos casos, al tener el aire exterior más humedad específica que el interior va a introducirla al edificio con la consiguiente pérdida de energía y confort. A su vez el aire interior que se extrae se calentará igualmente sin modificar su humedad específica, o lo que es lo mismo, sin recuperar calor latente [1].

Por tanto, se puede decir que estos recuperadores son capaces de recuperar calor sensible tanto en verano como en invierno, sin embargo, solo pueden recuperar calor latente en invierno cuando la temperatura de entrada del aire de suministro esté por debajo de la temperatura de rocío del aire de extracción.

A modo de ejemplo, en la Figura 5 se muestra un diagrama psicrométrico en el que se representan los procesos de intercambio de calor que ocurren en un recuperador rotativo de condensación, tanto en invierno como en verano, cuando se dan unas condiciones higrotérmicas determinadas.

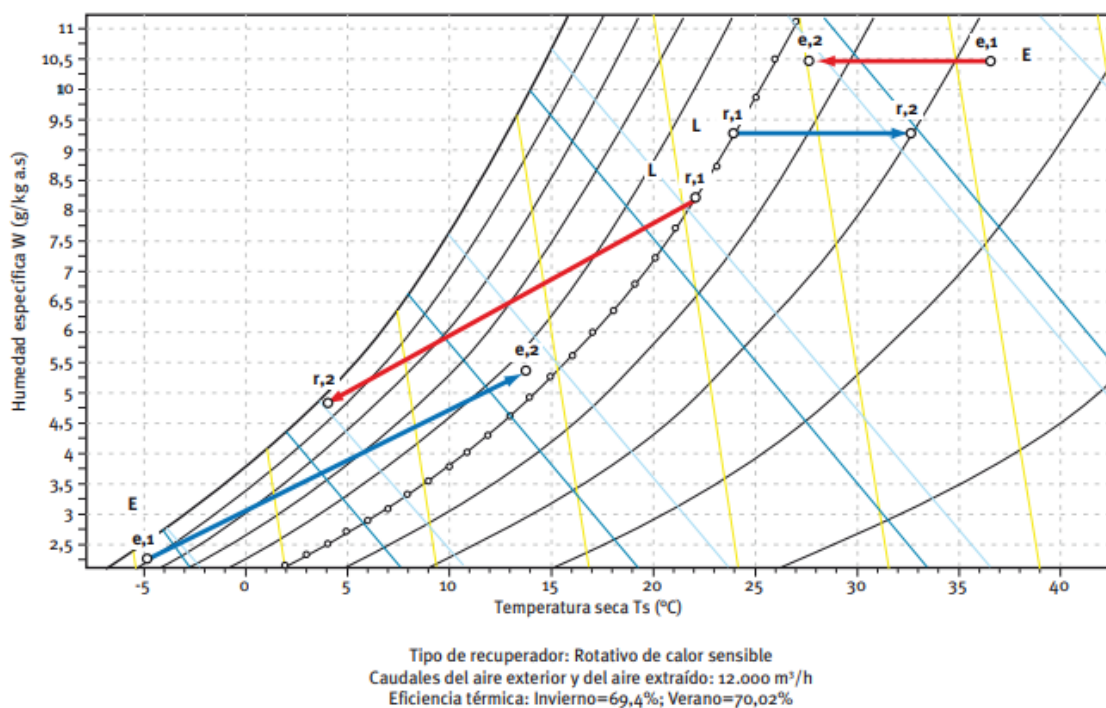


Figura 5. Diagrama psicrométrico del proceso que ocurre en un recuperador rotativo de condensación [2].

2.2.2. ENTÁLPICO

Los recuperadores rotativos entálpicos de rotor higroscópico recuperan calor sensible más calor latente, o lo que es lo mismo, varían la temperatura y humedad del aire. El rotor se construye de igual forma que el de un recuperador rotativo de condensación, pero en este caso, lleva un tratamiento higroscópico que le permite tomar vapor de agua de la corriente de aire más húmeda y cederlo a la corriente más seca.

La transferencia de calor sensible está determinada por la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco de las dos corrientes de aire, mientras la transferencia de calor latente (humedad) está determinada por los gradientes de las presiones de vapor entre la superficie tratada y las corrientes de aire entre las que se intercambia humedad.

Las matrices de los rotores de este tipo de recuperadores suelen consistir en láminas de aluminio corrugado combinadas con láminas de aluminio planas recubiertas a base de sílica-gel o de tamiz molecular. Una matriz de este tipo mejora la transferencia de humedad en comparación con la que se produce con una matriz de aluminio, ya que, en este caso, la transferencia de humedad tendrá lugar tanto cuando las humedades de entrada sean diferentes, como cuando se produzca condensación.

Estos recuperadores en invierno (calefacción) funcionan de forma similar a los recuperadores rotativos de condensación, sin embargo, debido al mayor aprovechamiento de la recuperación del calor latente, consiguen una mayor recuperación de humedad, logrando unas condiciones interiores que pueden ser aceptables sin la necesidad de humectar [1].

En verano (refrigeración), como en muchos casos la humedad específica exterior es mayor que la interior, el aire extraído absorbe parte del calor latente del aire introducido secándolo de esta forma. Por tanto, además de enfriar el aire exterior, también se consigue reducir parcialmente su humedad con la ventaja que supone tanto en ahorro energético como en confort [1].

En la Figura 6 se muestra como ejemplo un diagrama psicrométrico en el que se representan los procesos de intercambio de calor que ocurren en un recuperador rotativo entálpico, tanto en invierno como en verano, cuando se dan unas condiciones higrotérmicas determinadas.

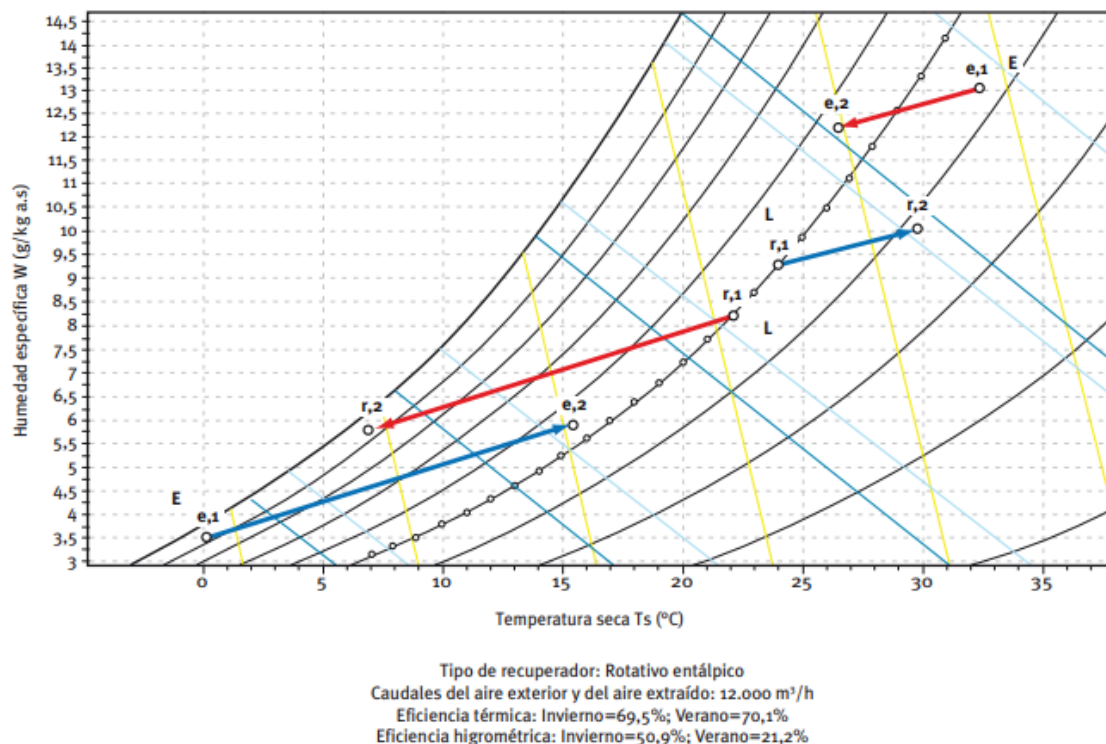


Figura 6. Diagrama psicrométrico del proceso que ocurre en un recuperador rotativo entálpico [2].

2.2.3. ADSORCIÓN

Estos recuperadores son iguales físicamente a los anteriores, con la excepción de que en los recuperadores de adsorción la superficie del rotor ha sido tratada con un material altamente higrométrico por adsorción.

El funcionamiento es similar al de los recuperadores entálpicos, aunque con los recuperadores de adsorción se consiguen unos rendimientos de recuperación de calor latente muy superiores. Según las Normas de Certificación de Eurovent [8], se puede certificar como de sorción o adsorción todo recuperador de calor rotativo que demuestre una eficiencia latente de al menos el 70 % de la eficiencia de temperatura en todas las condiciones probadas con caudal de aire nominal. Cualquier unidad que tenga una eficiencia de humedad menor sólo se podrá certificar como recuperador rotativo entálpico.

Estos recuperadores pueden ser muy interesantes en salas con relativamente baja ocupación en las que se quieren mantener las condiciones higrométricas [1].

Dentro de los recuperadores de adsorción, se puede hacer una clasificación atendiendo al material desecante de la matriz del rotor, distinguiéndose, principalmente, entre recuperadores de: sílica-gel, tamiz molecular (zeolitas) e híbrido. En función de las condiciones de temperatura y humedad serán más adecuados unos u otros.

Desde el punto de vista de la transferencia de humedad, el de sílica-gel tiene una capacidad mayor cuando la humedad relativa del aire es superior al 40%, es decir, para la mayoría de las aplicaciones de confort [1].

La ventaja que tiene el de tamiz molecular sobre el de sílica-gel es que tiene un tamaño de poro más pequeño y uniforme, lo que le proporciona una adsorción muy selectiva del vapor de agua. Por tanto, el uso del de tamiz molecular puede ser muy interesante cuando el aire de extracción contiene olores, puesto que no adsorberá la mayoría de ellos y evitará que se transfieran al aire de suministro [1].

En la Figura 7 se muestra a modo de ejemplo un diagrama psicométrico en el que se representan los procesos de intercambio de calor que ocurren en un recuperador rotativo de adsorción, tanto en invierno como en verano, cuando se dan unas condiciones higrotérmicas determinadas. Observando este diagrama psicométrico, se puede corroborar que la transferencia de humedad entre corrientes es mucho mayor que en el recuperador entálpico, o, dicho de otra forma, que se consiguen unos rendimientos de recuperación de calor latente muy superiores a los del entálpico.

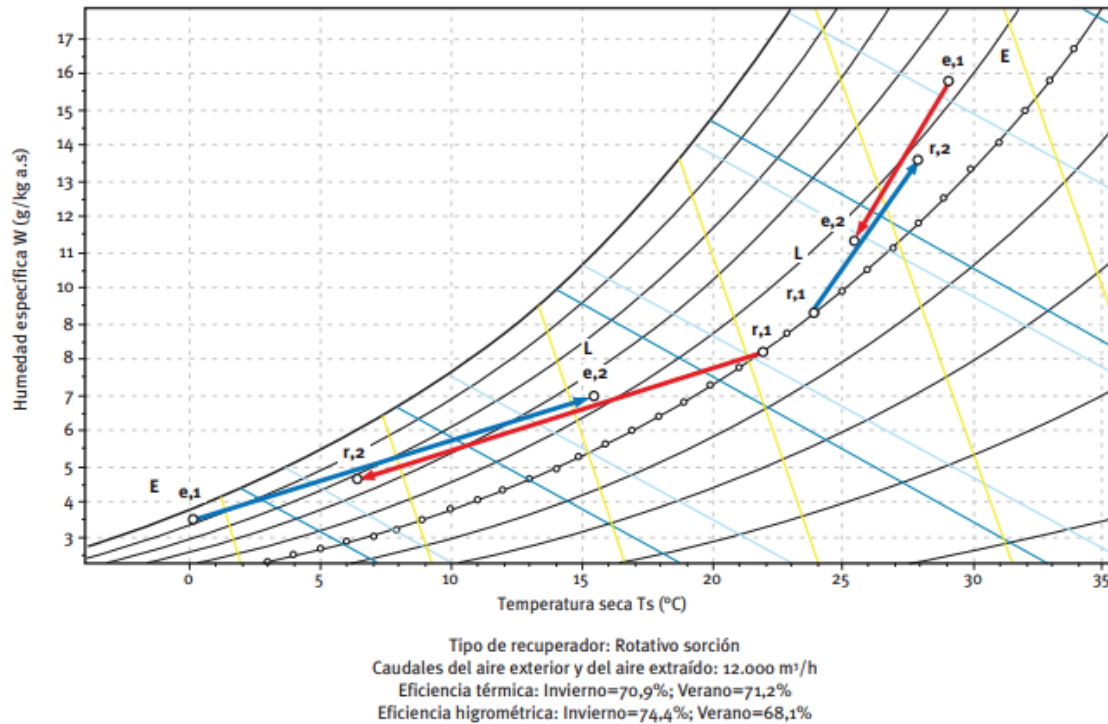


Figura 7. Diagrama psicrométrico del proceso que ocurre en un recuperador rotativo de adsorción [2].

2.3. RECUPERACIÓN DE CALOR PARCIAL

En ciertos casos, dependiendo de las condiciones higrotérmicas exteriores e interiores, puede no ser útil que el recuperador esté funcionando a máxima capacidad recuperando la máxima cantidad de calor que le sea posible, sino que será provechoso reducir la recuperación de calor.

La recuperación parcial se trata de la modulación de la capacidad de recuperación de calor mediante el uso de compuertas que permitan la derivación del aire o, como en este caso de estudio, mediante la variación de la velocidad de rotación de la rueda.

Según las condiciones exteriores e interiores, puede ser beneficioso detener la recuperación de calor de forma que no se produzca intercambio de calor entre los dos flujos de aire (suministro y extracción). Esto se conoce como freecooling.

En el caso de los recuperadores de calor rotativos, se tienen dos posibilidades para hacer freecooling [1]; una es, parando totalmente el rotor del recuperador (baipás térmico), y otra, haciendo pasar el aire a través unas compuertas colocadas en paralelo con el recuperador de manera que el aire no pase por el recuperador (baipás mecánico). En este caso de estudio se tendrá en cuenta el baipás térmico.



3. CARACTERIZACIÓN DE UN RECUPERADOR ROTATIVO

3.1. MODELO TERMODINÁMICO

En este apartado se describe el modelo termodinámico realizado para un recuperador rotativo, que puede ser de energía (entálpico/adsorción) o de condensación, de manera que sea posible obtener la eficiencia del recuperador y las condiciones de salida, para posteriormente, estudiar la influencia de las condiciones higrotérmicas en la recuperación de calor.

3.1.1. PARÁMETROS DE ENTRADA

En primer lugar, se definen las variables de entrada necesarias para la realización de dicho modelo, que estarán compuestas tanto por parámetros del aire como por características del recuperador.

Las variables de entrada correspondientes al aire son: las temperaturas de entrada de las corrientes de aire frío T_{ci} y aire caliente T_{hi} , las humedades relativas de entrada de las corrientes de aire frío HR_{ci} y aire caliente HR_{hi} , y los caudales volumétricos de entrada de las corrientes de aire frío q_{vci} y aire caliente q_{vhi} .

Cabe señalar que el recuperador va a trabajar en condiciones de flujos equilibrados, es decir, se considera que el caudal volumétrico de entrada de la corriente de aire frío q_{vci} es igual al de la corriente de aire caliente q_{vhi} .

Además de los parámetros del aire mencionados anteriormente, hay que tener en cuenta la altitud de la localización geográfica donde se ubicará el equipo, que es utilizada para obtener la presión atmosférica correspondiente a dicho lugar. Así pues, la presión atmosférica se obtiene mediante la ecuación (1) propuesta por ASHRAE en [9]:

$$P_{atm} = 101325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} \cdot Z)^{5,2559} \quad (1)$$

donde P_{atm} es la presión atmosférica en Pa y Z es la altitud en m.

Una vez determinadas las variables de entrada referidas a las condiciones del aire, se pueden obtener el resto de los parámetros y propiedades del aire necesarios en este modelo. Estos parámetros y propiedades son: las humedades específicas de entrada de las corrientes de aire frío W_{ci} y aire caliente W_{hi} , las entalpías específicas de entrada de las corrientes de aire frío h_{ci} y aire caliente h_{hi} , los calores específicos de las corrientes de aire frío c_{pc} y aire caliente c_{ph} , las densidades de entrada de las corrientes de aire frío ρ_{ci} y aire caliente ρ_{hi} , los volúmenes específicos de entrada de las corrientes de aire frío v_{eci} y aire caliente v_{ehi} , las viscosidades dinámicas de las corrientes de aire frío μ_c y aire caliente μ_h , las conductividades térmicas de las corrientes de aire frío k_c y aire caliente k_h , y los caudales másicos de aire seco de las corrientes de aire frío $\dot{m}_{as\ c}$ y caliente $\dot{m}_{as\ h}$. A continuación, se muestra cómo se han obtenido estos parámetros.

- **Humedad específica**

Las humedades específicas W se obtienen mediante la ecuación (2) propuesta por la ASHRAE en [9],

$$W = 0,621945 \cdot \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (2)$$

donde W es la humedad específica en $\text{kg}_v/\text{kg}_{as}$, P_{atm} es la presión atmosférica en Pa y P_v es la presión parcial de vapor en Pa.

A su vez, la presión parcial de vapor P_v necesaria para obtener la humedad específica se obtiene mediante la ecuación (3) [9],

$$HR = \frac{P_v}{P_{vsat}} \cdot 100; P_v = \frac{HR}{100} \cdot P_{vsat} \quad (3)$$

donde P_v es la presión parcial de vapor en Pa, HR es la humedad relativa en % y P_{vsat} es la presión de vapor saturado en Pa.

La humedad relativa es uno de los parámetros de entrada, pero la presión de vapor saturado se desconoce. Por ello, se calcula esta presión mediante las ecuaciones (4) y (5) [9] mostradas a continuación.

La presión de vapor saturado para el rango de temperaturas de -100 a 0 °C está dada por la ecuación (4),

$$\ln P_{vsat} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \cdot T + C_4 \cdot T^2 + C_5 \cdot T^3 + C_6 \cdot T^4 + C_7 \cdot \ln T \quad (4)$$

donde $C_1=-5674,5359$, $C_2=6,3925247$, $C_3=-9,677843 \text{ E-}3$, $C_4=6,2215701 \text{ E-}7$, $C_5=2,0747825 \text{ E-}9$, $C_6=-9,484024 \text{ E-}13$, $C_7=4,1635019$.

La presión de vapor saturado para el rango de temperaturas de 0 a 200 °C está dada por la ecuación (5),

$$\ln P_{vsat} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln T \quad (5)$$

donde $C_8=-5800,2206$, $C_9=1,3914993$, $C_{10}=-0,04860239$, $C_{11}=4,1764768 \text{ E-}5$, $C_{12}=-1,4452093 \text{ E-}8$, $C_{13}=6,5459673$.

En ambas ecuaciones T es la temperatura en K.

Como se puede observar del procedimiento de cálculo anterior, conociendo la temperatura, la humedad relativa y la altitud, se pueden obtener las distintas humedades específicas. Por tanto,



la humedad específica de entrada de la corriente de aire frío W_{ci} se calcula con T_{ci} , HR_{ci} y Z , mientras que la de la corriente de aire caliente W_{hi} se obtiene con T_{hi} , HR_{hi} y Z .

- **Entalpía específica del aire húmedo**

Como se indica en el DTIE 3.01 de ATECYR [10], la entalpía específica del aire húmedo se define sobre la unidad de masa de aire seco y no sobre la unidad de aire húmedo, pues ésta varía en las transformaciones térmicas del aire al variar la cantidad de vapor de agua. Las entalpías específicas del aire húmedo h se calculan mediante la ecuación (6),

$$\begin{aligned} h &= h_{as} + W \cdot h_v = c_{pas} \cdot T + W \cdot (c_{Lv} + c_{pv} \cdot T) \\ &= 1006 \cdot T + W \cdot (2501000 + 1860 \cdot T) \end{aligned} \quad (6)$$

donde h es la entalpía específica del aire húmedo en J/kg_{as}, c_{pas} es el calor específico del aire seco en J/kg_{as}°C (se asume igual 1006 J/kg_{as}°C en este cálculo), c_{Lv} es el calor latente de cambio de fase del agua (líquido-vapor) en J/kg_{agua} (se asume igual a 2501000 J/kg_{agua} en este cálculo), c_{pv} es el calor específico del vapor de agua en J/kg_v°C (se asume igual a 1860 J/kg_v°C en este cálculo), T es la temperatura del aire en °C y W es la humedad específica en kg_v/kg_{as}.

Se puede observar que, al igual que ocurría en el cálculo de las humedades específicas, conociendo la temperatura, la humedad relativa y la altitud, se pueden obtener las distintas entalpías específicas. Por tanto, análogamente a la humedad específica, la entalpía específica de entrada de la corriente de aire frío h_{ci} se calcula con T_{ci} , HR_{ci} y Z , mientras que la de la corriente de aire caliente h_{hi} se obtiene con T_{hi} , HR_{hi} y Z .

- **Calor específico del aire húmedo**

El calor específico del aire húmedo c_p se obtiene como la suma del calor específico del aire seco más el producto de la humedad específica por el calor específico del vapor de agua tal como se muestra en la ecuación (7) [10],

$$c_p = c_{pas} + W \cdot c_{pv} \quad (7)$$

donde c_p es el calor específico del aire húmedo en J/kg_{as}°C, c_{pas} es el calor específico del aire seco en J/kg_{as}°C, c_{pv} es el calor específico del vapor de agua en J/kg_v°C y W es la humedad específica en kg_v/kg_{as}.

En el modelo desarrollado en este TFM se calculan los calores específicos del aire húmedo utilizando las condiciones de entrada correspondientes a la determinada corriente, y, además, se asume que estos calores específicos se mantienen constantes a lo largo del recuperador. El hecho de que los calores específicos del aire húmedo se puedan asumir constantes se debe a que en el rango de temperaturas en el que operan estos recuperadores los calores específicos del aire seco, que tienen un elevado peso en el resultado de la ecuación (7), se mantienen prácticamente constantes. De esta manera, el calor específico del aire húmedo de la corriente de aire frío c_{pc} se calcula utilizando T_{ci} , para obtener el calor específico del aire seco c_{pas} interpolando los datos de Bergman y Lavine, W_{ci} , que se obtiene como se ha expuesto anteriormente según la ecuación (2) con T_{ci} , HR_{ci} y Z , y considerando que el calor específico del

vapor de agua c_{pv} es constante e igual a 1860 J/kg $^{\circ}\text{C}$. De forma análoga, utilizando las correspondientes variables de entrada de la corriente de aire caliente, se obtiene el calor específico del aire húmedo de la corriente de aire caliente c_{ph} .

- **Densidad del aire húmedo**

La densidad del aire húmedo ρ se obtiene mediante la expresión (8), que aparece en el DTIE 3.01 de ATECYR [10],

$$\rho = \frac{P_{atm}}{287 \cdot T} - 1,32 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_v}{T} \quad (8)$$

donde ρ es la densidad del aire húmedo en kg $_{ah}/m^3$, P_{atm} es la presión atmosférica en Pa, P_v es la presión parcial de vapor en Pa y T la temperatura del aire en K.

De este modo, la densidad del aire húmedo de entrada de la corriente de aire frío ρ_{ci} se calcula utilizando T_{ci} , HR_{ci} y T_{ci} para obtener P_v según la ecuación (3), y Z para obtener P_{atm} según la ecuación (1). De forma análoga, utilizando las correspondientes variables de entrada de la corriente de aire caliente, se obtiene la densidad del aire húmedo de entrada de la corriente de aire caliente ρ_{hi} .

- **Volumen específico del aire húmedo**

El volumen específico del aire húmedo ve se define como el volumen ocupado por el aire húmedo por unidad de masa de aire seco, y se puede obtener mediante la ecuación (9) [9] mostrada a continuación,

$$ve = 0,287042 \cdot T \cdot \frac{(1 + 1,607858 \cdot W)}{\frac{P_{atm}}{1000}} \quad (9)$$

donde ve es el volumen específico del aire húmedo en m^3/kg_{as} , T es la temperatura en K, W es la humedad específica en kg $_v/kg_{as}$ y P_{atm} es la presión atmosférica en Pa.

De esta forma, el volumen específico del aire húmedo de entrada de la corriente de aire frío ve_{ci} se calcula utilizando T_{ci} , W_{ci} , que se obtiene como se ha expuesto anteriormente según la ecuación (2) con T_{ci} , HR_{ci} y Z , y Z para obtener P_{atm} según la ecuación (1). De forma análoga, utilizando las correspondientes variables de entrada de la corriente de aire caliente, se obtiene el volumen específico del aire húmedo de entrada de la corriente de aire caliente ve_{hi} .

- **Viscosidad dinámica del aire**

La viscosidad dinámica μ de un fluido se puede aproximar mediante la ecuación de Sutherland [11] como sigue

$$\frac{\mu}{\mu_0} \approx \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \cdot \frac{T_0 + S}{T + S} \quad (10)$$

donde μ es la viscosidad dinámica del aire en kg/ms, T es la temperatura en K y S es la temperatura constante de Sutherland, que es característica de cada gas. Para el aire $S = 111$ K para la viscosidad dinámica. Los parámetros T_0 y μ_0 son constantes de referencia cuyos valores son $T_0 = 273$ K y $\mu_0 = 1,716 \cdot 10^{-5}$ kg/ms para el aire.

- **Conductividad térmica del aire**

La conductividad térmica k de un fluido, al igual que sucede con la viscosidad dinámica, se puede aproximar mediante la ecuación (11) propuesta por Sutherland [11]

$$\frac{k}{k_0} \approx \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \cdot \frac{T_0 + S}{T + S} \quad (11)$$

donde k es la conductividad térmica del aire en W/mK, T es la temperatura en K y S es la temperatura constante de Sutherland. En el cálculo de la conductividad térmica $S = 194$ K para el aire. Los parámetros T_0 y k_0 son constantes de referencia cuyos valores son $T_0 = 273$ K y $k_0 = 0,0241$ W/mK para el aire.

- **Caudal másico de aire seco**

El caudal másico de aire seco \dot{m}_{as} se determina mediante la relación entre el caudal volumétrico de aire q_v y el volumen específico del aire ve según se muestra en la ecuación (12)

$$\dot{m}_{as} = \frac{q_v}{ve} \quad (12)$$

donde \dot{m}_{as} es el caudal másico de aire seco en kg_{as}/s o kg_{as}/h, q_v es el caudal volumétrico en m³/s o m³/h y ve es el volumen específico del aire húmedo en m³/kg_{as}.

En el modelo termodinámico desarrollado en este TFM los caudales másicos de aire seco de ambas corrientes se obtienen utilizando las condiciones de entrada correspondientes a la determinada corriente. Además, se asume que los caudales másicos de aire seco se mantienen constantes a lo largo de cada corriente, es decir, se considera que no existen fugas de aire en el recuperador, por tanto, los caudales másicos de aire seco a la entrada y a la salida de cada corriente son iguales (ver ecuaciones (13) y (14)).

$$\dot{m}_{as\ ci} = \dot{m}_{as\ co} = \dot{m}_{as\ c} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{as\ hi} = \dot{m}_{as\ ho} = \dot{m}_{as\ h} \quad (14)$$

De esta forma, el caudal másico de aire seco de la corriente de aire frío $\dot{m}_{as\ c}$ se calcula según la ecuación (12), utilizando el caudal volumétrico de entrada de la corriente de aire frío q_{vci} y el volumen específico del aire a la entrada de la corriente de aire frío ve_{ci} , obtenido mediante la ecuación (9). De forma análoga, utilizando las correspondientes variables de entrada de la corriente de aire caliente, se obtiene el caudal másico de aire seco de la corriente de aire caliente $\dot{m}_{as\ h}$.

Ya se han definido las variables de entrada del modelo correspondientes al aire y las propiedades a la entrada de las corrientes de aire que se pueden obtener a partir de ellas. Así pues, seguidamente, se expondrán las variables de entrada del modelo correspondientes al recuperador.

En referencia al recuperador, se consideran como variables de entrada del modelo termodinámico: los diferentes parámetros geométricos del rotor, la velocidad de rotación del rotor n y las propiedades termo físicas del material de la matriz del rotor.

Dentro de los parámetros geométricos del rotor se tienen en cuenta: el diámetro exterior D_{ext} , el diámetro interior D_{int} , la longitud o profundidad L (representados en la Figura 8) y las dimensiones características de la sección transversal de los canales de la matriz del rotor, que se definirán a continuación con ayuda de la Figura 9. Todas estas dimensiones suelen venir expresadas en mm.

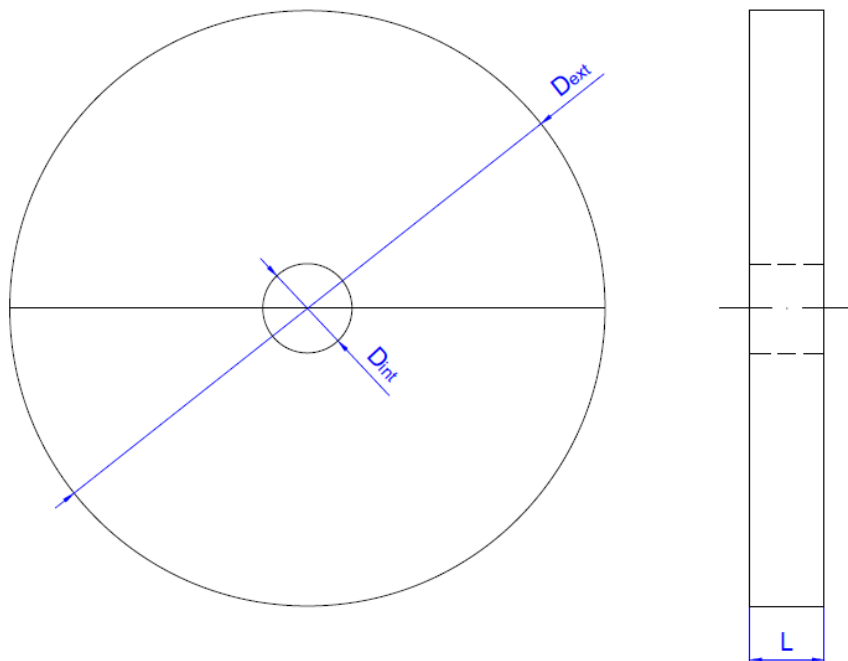


Figura 8. Parámetros geométricos del rotor del recuperador.

Aunque existen matrices formadas por una combinación de láminas prácticamente sinusoidales y láminas planas, en este estudio se estima que la matriz del rotor está formada por una combinación de láminas triangulares puras y láminas planas horizontales, de espesor constante, distribuidas de manera que constituyan la estructura de los canales por los que circula el aire. En esta estimación se tienen en cuenta las siguientes suposiciones:

- Se considera que todos los canales son iguales y están uniformemente distribuidos.
- Se asume igual a cero la longitud del área de contacto en los vértices de las láminas triangulares, es decir, se asume que dichos vértices no tienen redondeo.

- Teniendo en cuenta la anterior suposición, aunque el espesor en la parte de los vértices de las láminas triangulares sea en realidad ligeramente mayor al resto, las láminas se suponen de espesor constante, ya que el error que se produce en los cálculos se considera despreciable al ser el espesor muy pequeño.
- Se desprecia el efecto de la curvatura de los canales de la matriz, ya que, como indican Ruivo, Costa y Figueiredo en [12], teniendo en consideración las dimensiones de los rotores reales y de las láminas corrugadas, el efecto de la curvatura parece ser insignificante, incluso en las matrices menos compactas, afectando sólo a una fracción muy pequeña del área frontal alrededor del eje del rotor.

Así pues, teniendo en cuenta las anteriores suposiciones, la sección transversal de los canales de la matriz del rotor quedaría tal como se puede observar en la Figura 9.

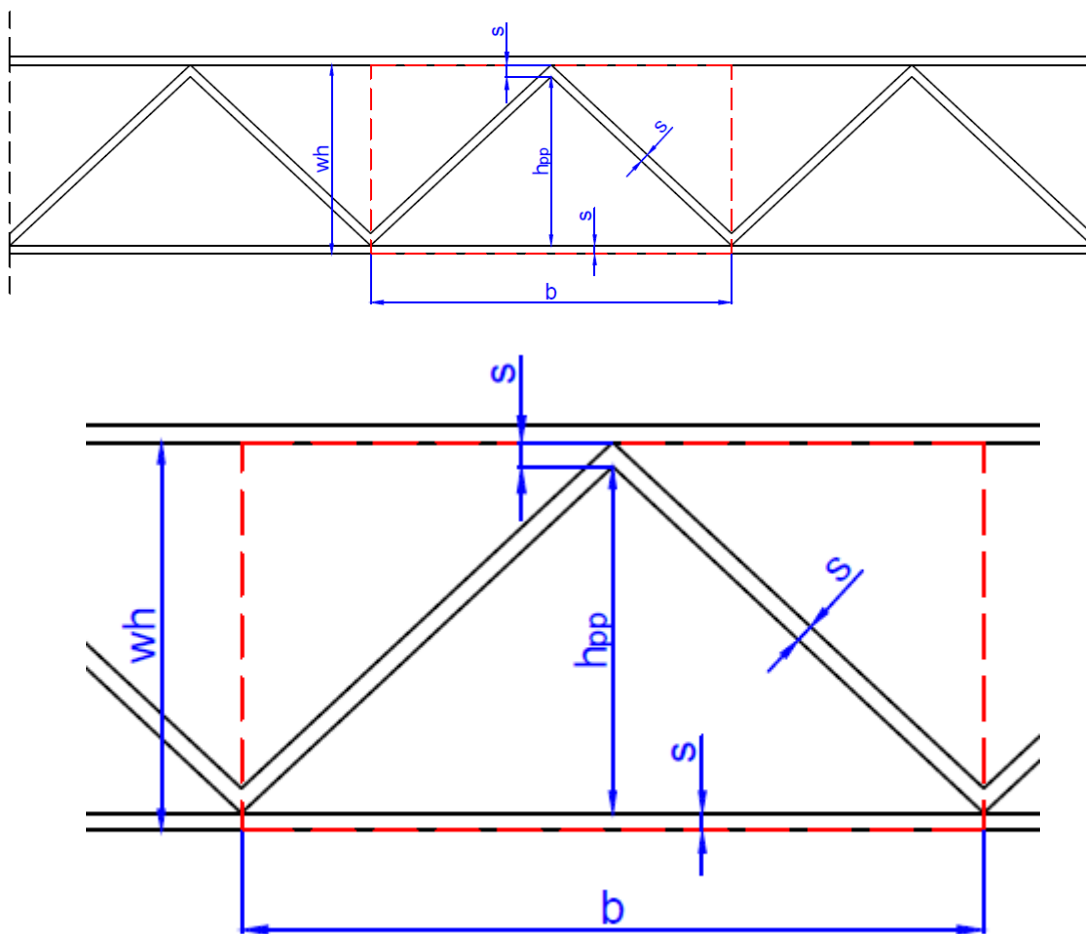


Figura 9. Esquema de la sección transversal de los canales de la matriz (arriba). Esquema del elemento de referencia considerado (abajo).

Las dimensiones características de la sección transversal de los canales de la matriz del rotor son: el espesor de las láminas s , la altura de onda wh , la altura interior o altura pico-pico h_{pp} y la longitud de onda o base del canal b , mostradas en la Figura 9.

Cabe señalar que para su definición se han seguido los criterios indicados en las Normas de Certificación Técnica de Eurovent [8], por lo que las dimensiones quedan determinadas de la siguiente forma:

- Espesor de la lámina s : espesor total de la lámina incluyendo el revestimiento.
- Longitud de onda b : longitud media de una onda. La longitud media de una onda se obtendrá a partir de la longitud del arco correspondiente a 10 ondas. Se utilizará la siguiente fórmula para el arco de círculo, $L = D \cdot \arcsin(c/D)$ siendo L el arco del rotor, D el diámetro y c la cuerda.

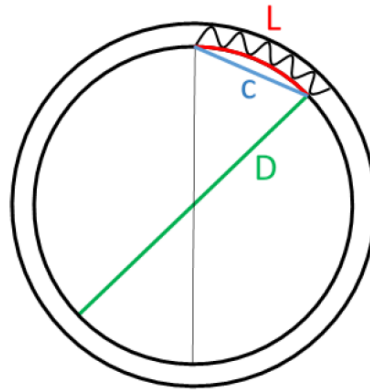


Figura 10. Ilustración para longitud de onda [8].

- Altura de onda wh : altura media de una onda, incluido el espesor de una lámina plana.

De este modo, el espesor de las láminas s , la altura de onda wh y la longitud de onda b , son las dimensiones dadas por los fabricantes de recuperadores rotativos, por lo que se consideran variables de entrada del modelo. Como la altura interior o altura pico-pico h_{pp} no viene definida, se obtiene a través de la relación mostrada en la ecuación (15), quedando así definidas todas las dimensiones características de la sección transversal de los canales de la matriz del rotor.

$$wh = h_{pp} + 2 \cdot s \rightarrow h_{pp} = wh - 2 \cdot s \quad (15)$$

Otra de las variables de entrada del modelo referentes al recuperador es, como se ha dicho anteriormente, la velocidad de rotación del rotor n . Este parámetro tiene una elevada influencia en la eficiencia de los recuperadores rotativos, por ello, será muy interesante analizar que ocurre cuando se varía dicho parámetro. La velocidad de rotación suele venir expresada en revoluciones por minuto (rpm), y las velocidades de rotación máximas suelen oscilar entre 10 y 25 rpm dependiendo del fabricante y modelo.

Por último, también se consideran como variables de entrada del modelo las propiedades termo físicas del material de la matriz, que en este estudio podrá ser aluminio o aluminio recubierto de sílica gel según si el recuperador rotativo es de condensación o entálpico/adsorción, respectivamente. De esta forma, estas propiedades termo físicas consideradas en el modelo son: la densidad del material de la matriz ρ_m y el calor específico del material de la matriz c_{pm} .

En el caso del recuperador de condensación, tanto la densidad como el calor específico del material de la matriz serán directamente los del aluminio, que se ha considerado que tiene una densidad $\rho_m = 2702 \text{ kg/m}^3$ y un calor específico $c_{pm} = 903 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$. Sin embargo, en el caso del recuperador entálpico/adsorción, tanto la densidad como el calor específico del material de la matriz no serán los del aluminio, sino que hay que tener en cuenta el recubrimiento del material desecante que presenta. Por ello, las mencionadas propiedades se calculan en este caso con las ecuaciones (16) y (17):

$$\rho_m = \sigma_d \cdot \rho_d + (1 - \sigma_d) \cdot \rho_s \quad (16)$$

donde ρ_m es la densidad del material de la matriz en kg/m^3 , ρ_d es la densidad del material desecante (sílica gel) en kg/m^3 , ρ_s es la densidad del material de soporte (aluminio) en kg/m^3 y σ_d es la fracción volumétrica de material desecante que tiene la matriz en tanto por uno. En este caso se han considerado, $\rho_d = 350 \text{ kg/m}^3$, $\rho_s = 2702 \text{ kg/m}^3$ y $\sigma_d = 0,62$, quedando $\rho_m = 1244 \text{ kg/m}^3$ aproximadamente.

$$c_{pm} = \frac{\sigma_d \cdot \rho_d \cdot c_{pd} + (1 - \sigma_d) \cdot \rho_s \cdot c_{ps}}{\rho_m} \quad (17)$$

Donde c_{pm} es el calor específico del material de la matriz en $\text{J/kg}^\circ\text{C}$, c_{pd} es el calor específico del material desecante (sílica gel) en $\text{J/kg}^\circ\text{C}$ y c_{ps} es el calor específico del material de soporte (aluminio) en $\text{J/kg}^\circ\text{C}$. Se consideran $c_{pd} = 615 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ y $c_{ps} = 903 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, siendo el resto de los parámetros de la ecuación (17) los mismos que en el cálculo de ρ_m , por lo que $c_{pm} = 853 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ aproximadamente.

3.1.2. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA MATRIZ DEL ROTOR

Una vez determinadas las variables de entrada del modelo que hacen referencia al rotor del recuperador se pueden obtener los parámetros característicos de la matriz del rotor. Bajo esta denominación se incluyen los siguientes parámetros: la porosidad de la matriz σ , el diámetro hidráulico de los canales de la matriz D_h , la densidad de empaquetamiento β y la masa del material de la matriz del rotor M_m . A continuación, se desarrolla la obtención de estos parámetros.

Con la geometría de la sección transversal de los canales de la matriz se proceden a calcular las áreas transversales que permitirán obtener la porosidad de la matriz del rotor. Para ello, se tiene en cuenta como elemento que se repite a lo largo de la matriz el rectángulo marcado con línea roja discontinua en la Figura 9. De esta manera, se calcula el área transversal ocupada por el relleno (material) sólido en un único elemento como la suma del área transversal de la lámina triangular pura más la de la lámina plana horizontal, resultando la expresión (18)

$$A_{c \text{ ocup}} = b \cdot s + L_{tri} \cdot s = (b + L_{tri}) \cdot s \quad (18)$$

donde $A_{c \text{ ocup}}$ es el área transversal ocupada por el relleno en un único elemento en mm^2 , b es la base del canal en mm, L_{tri} es la longitud de la parte triangular del relleno en mm y s es el espesor de las láminas en mm.

Como se observa en la ecuación (18), para obtener el área transversal ocupada por el relleno es necesario conocer la longitud de la parte triangular del relleno L_{tri} , que se calcula mediante la ecuación (19),

$$L_{tri} = 2 \cdot \sqrt{h_{pp}^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} \quad (19)$$

donde L_{tri} es la longitud de la parte triangular del relleno en mm, h_{pp} es la altura interior del canal en mm y b es la base del canal en mm.

Por otro lado, el área transversal total del elemento considerado, marcado, como se ha dicho, con línea roja discontinua en la Figura 9, será la de un rectángulo que comprenda tanto la lámina horizontal como la triangular del relleno, obteniéndose mediante la ecuación (20),

$$A_{c\ tot} = b \cdot wh \quad (20)$$

donde $A_{c\ tot}$ es el área transversal total del elemento considerado en mm^2 , b es la base del canal en mm y wh es la altura del elemento considerado en mm.

Conociendo el área transversal ocupada por el relleno y el área transversal total en el elemento considerado, se puede determinar la porosidad del rotor σ como el cociente entre el área transversal del flujo de aire y el área transversal total, o lo que es lo mismo, como el cociente entre la diferencia del área transversal total y el área transversal ocupada por el relleno, y el área transversal total (ecuación (21)).

$$\sigma = \frac{A_{c\ flujo}}{A_{c\ tot}} = \frac{A_{c\ tot} - A_{c\ ocup}}{A_{c\ tot}} \quad (21)$$

En la ecuación (21) σ es la porosidad del rotor, $A_{c\ flujo}$ es el área transversal del flujo de aire en el elemento considerado en mm^2 , $A_{c\ tot}$ es el área transversal total del elemento considerado en mm^2 y $A_{c\ ocup}$ es el área transversal ocupada por el relleno en el elemento considerado en mm^2 .

Otro parámetro importante que es necesario conocer es el diámetro hidráulico de los canales D_h , que se calcula según la ecuación (22) propuesta en el libro Fundamentals of Heat and Mass Transfer [13],

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{c\ flujo}}{P} \quad (22)$$

donde D_h diámetro hidráulico de los canales en mm, $A_{c\ flujo}$ es el área transversal del flujo de aire en el elemento considerado en mm^2 y P es el perímetro húmedo del elemento considerado en mm que se obtiene a través de la ecuación (23),

$$P = 2 \cdot b + 2 \cdot L_{tri} = 2 \cdot (b + L_{tri}) \quad (23)$$

donde L_{tri} es la longitud de la parte triangular del relleno en el elemento considerado en mm y b es la base del canal en mm.

La densidad de empaquetamiento β , denominada así, entre otros, por Güllüce y Özdemir en [14], es otro de los parámetros característicos de la matriz. Este parámetro se puede encontrar en la literatura bajo varias denominaciones, por ejemplo, Ruivo, Costa y Figueiredo en [12] denominan este parámetro como área de transferencia específica, mientras que Simonson y Besant en [15] lo denominan densidad de área de superficie. No obstante, en este trabajo se empleará la mencionada nomenclatura utilizada por Güllüce y Özdemir en [14]. De esta forma, se puede obtener la densidad de empaquetamiento relacionando el perímetro húmedo con el área transversal total del elemento considerado como se muestra en la ecuación (24),

$$\beta = \frac{P}{A_{c\ tot}} \quad (24)$$

donde β es la densidad de empaquetamiento expresada en m^2/m^3 , P es el perímetro húmedo del elemento considerado en m y $A_{c\ tot}$ es el área transversal total del elemento considerado en m^2 .

Además, si se sustituyen las ecuaciones (21) y (22) en la ecuación (24) y se reordena la expresión, se observa que la densidad de empaquetamiento se puede expresar en función de la porosidad y el diámetro hidráulico según la relación mostrada en la ecuación (25).

$$\beta = \frac{4 \cdot \sigma}{D_h} \quad (25)$$

El último parámetro característico de la matriz del rotor es su masa, que se obtiene mediante la ecuación (26). Esta ecuación básicamente consiste en restar a la matriz, considerándola como si fuera un cilindro hueco macizo, los orificios que forman sus canales haciendo uso para ello de la porosidad.

$$M_m = \frac{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4} \cdot L \cdot \rho_m \cdot (1 - \sigma) \quad (26)$$

En la ecuación (26) M_m es la masa del material de la matriz en kg, D_{ext} es el diámetro exterior del rotor en m, D_{int} es el diámetro interior del rotor en m, L es la longitud del rotor en m, ρ_m es la densidad del material de la matriz en kg/m^3 y σ es la porosidad de la matriz.

Una vez se ha desarrollado la obtención de los parámetros de entrada y de los parámetros característicos de la matriz del rotor, se procede a exponer la obtención de los parámetros o grupos adimensionales necesarios para calcular la eficiencia.

La transferencia de calor del recuperador de calor rotativo se modela usando el método de la eficiencia - número de unidades de transferencia (ϵ - NTU). Este método de diseño es el más extendido en la literatura para el caso de recuperadores rotativos que transfieren calor sensible, ya que su eficiencia depende de cuatro grupos adimensionales (NTU, C_r , C_r^* y $(hA_s)^*$). Como indican Simonson y Besant en [16], el efecto de $(hA_s)^*$ en la eficiencia es despreciable para el

rango de $0,25 \leq (hA_s)^* \leq 4$, por tanto, como en este estudio se trabaja dentro de dicho rango, se considera despreciable.

En cuanto a los recuperadores rotativos que transfieren tanto calor como masa, es decir, calor sensible y calor latente, Simonson y Besant en [15] y [16], desarrollan nuevos parámetros adimensionales y los utilizan para desarrollar nuevas correlaciones de eficiencia que permitirán diseños precisos. No obstante, estos parámetros y correlaciones los desarrollan para flujos de aire equilibrados, considerando como condición de flujo equilibrado $\dot{m}_{as\ c} = \dot{m}_{as\ h}$, en vez de $q_{vci} = q_{vhi}$ como se ha considerado en este trabajo. Por ello, en este estudio se utilizan los parámetros y correlaciones propuestos por Simonson, Shang y Besant en [17], que son básicamente los mismos que en [15] y [16], pero con ligeras modificaciones que consideran el caso de flujos desequilibrados $\dot{m}_{as\ c} \neq \dot{m}_{as\ h}$.

A continuación, se explicará la obtención de cada uno de dichos parámetros adimensionales.

3.1.3. PARÁMETRO NTU

En este apartado se va a desarrollar el procedimiento de cálculo del NTU. Éste es un parámetro adimensional que representa la capacidad de transferencia de calor en un recuperador de calor. Este parámetro se obtiene mediante la expresión (27) [14],

$$NTU = \frac{U \cdot A_{stot}}{C_{min}} \quad (27)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2\text{°C}$ (ver ecuación (28)), A_{stot} es el área total de la superficie de transferencia de calor de la matriz en m^2 (ecuación (29)) y C_{min} es la mínima tasa de capacidad calorífica entre la del aire caliente y frío en $W/\text{°C}$.

$$U \cdot A_{stot} = \frac{1}{\frac{1}{(h \cdot A_s)_h} + \frac{1}{(h \cdot A_s)_c}} \quad (28)$$

$$A_{stot} = \frac{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4} \cdot L \cdot \beta \quad (29)$$

En la ecuación (28), que muestra el cálculo del producto de U por A_{stot} , se ha despreciado la resistencia a la conducción de calor de la matriz sólida. Esta simplificación se ha realizado ya que, al ser muy pequeño el espesor de las láminas que forman la matriz (normalmente entre 0,05 y 0,1 mm) y la conductividad térmica del aluminio bastante elevada (237 $W/m\text{°C}$ [15]), la resistencia a la conducción de calor es cinco órdenes de magnitud inferior que la resistencia a la convección de calor del fluido. En esta misma ecuación, A_{sh} y A_{sc} son el área de la superficie de transferencia de calor en m^2 del lado caliente y frío, respectivamente, calculadas según las ecuaciones (30) y (31) mostradas a continuación,

$$A_{sh} = A_{stot} \cdot \frac{\alpha_h}{360} \quad (30)$$



$$A_{sc} = A_{stot} \cdot \frac{\alpha_c}{360} \quad (31)$$

donde α_h y α_c corresponden a la porción del lado caliente y frío de la matriz, respectivamente, en grados. En este estudio se ha considerado que tanto α_h como α_c son iguales a 180° , lo que equivalentemente significa que el lado caliente de la matriz corresponde a media matriz y el lado frío a la otra media. Por tanto, las superficies de transferencia de calor del lado caliente y del lado frío son iguales.

Siguiendo con el análisis de la ecuación (28), se estudia a continuación la obtención del parámetro h mostrado en dicha ecuación, que se refiere al coeficiente de transferencia de calor por convección, calculado por separado para las corrientes de aire caliente y frío mediante las ecuaciones (32) y (33), respectivamente,

$$h_h = \frac{k_h \cdot Nu}{D_h} \quad (32)$$

$$h_c = \frac{k_c \cdot Nu}{D_h} \quad (33)$$

donde h_h y h_c son los coeficientes de transferencia de calor por convección en $W/m^2^\circ C$ del aire caliente y frío, respectivamente, D_h es el diámetro hidráulico de los canales en m, k_h y k_c son las conductividades térmicas en $W/m^\circ C$ del aire caliente y frío, respectivamente, y Nu es el número de Nusselt.

Para abordar el cálculo del número de Nusselt, que es el único parámetro de las ecuaciones (32) y (33) que todavía se desconoce, es necesario saber el tipo de flujo existente en los canales de la matriz.

En este estudio se ha asumido que la longitud de la región de entrada es despreciable, ya que la longitud de los canales es tres órdenes de magnitud superior al diámetro hidráulico de éstos. Por tanto, se considera que el flujo en los canales de la matriz es completamente desarrollado. Además, para saber si el flujo es laminar o turbulento, es necesario calcular el número de Reynolds, que es definido según las ecuaciones (34) y (35) [13] para las corrientes caliente y fría, respectivamente,

$$Re_h = \frac{\rho_h \cdot u_h \cdot D_h}{\mu_h} \quad (34)$$

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot u_c \cdot D_h}{\mu_c} \quad (35)$$

donde Re_h y Re_c son los números de Reynolds de la corriente caliente y fría, respectivamente, ρ_h y ρ_c son las densidades en kg/m^3 del aire caliente y frío, respectivamente, u_h y u_c son las velocidades en los canales en m/s del aire caliente y frío, respectivamente, μ_h y μ_c son las

viscosidades dinámicas en kg/ms del aire caliente y frío, respectivamente, y D_h es el diámetro hidráulico de los canales en m.

Las velocidades del aire caliente y frío en los canales, u_h y u_c , se obtienen a través de las ecuaciones (36) y (37) [18], respectivamente,

$$u_h = \frac{v_h}{\sigma} \quad (36)$$

$$u_c = \frac{v_c}{\sigma} \quad (37)$$

donde v_h y v_c son las velocidades del aire caliente y frío que entra en el recuperador en m/s, y σ es la porosidad del rotor. A continuación, se va a explicar la obtención de v_h y v_c .

Las velocidades del aire entrante al recuperador se calculan, para ambas corrientes de aire, como la relación del caudal volumétrico de aire entrante entre el área libre de la cara de la matriz para cada corriente. Como se observa en las ecuaciones (38) y (39), que representan el cálculo de las velocidades del aire entrante de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, el denominador está dividido por dos. Esto significa que cada corriente circula por una de las dos mitades de la matriz, es decir, que a cada corriente le corresponde la mitad del área libre de la cara de la matriz. Además, si, como se ha dicho anteriormente, se trabaja en condiciones de flujos volumétricos equilibrados, es decir, q_{vhi} igual a q_{vci} , v_h será igual a v_c .

$$v_h = \frac{\frac{q_{vhi}}{\frac{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}}}{2} = \frac{2 \cdot q_{vhi}}{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)} \quad (38)$$

$$v_c = \frac{\frac{q_{vci}}{\frac{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}}}{2} = \frac{2 \cdot q_{vci}}{\pi \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)} \quad (39)$$

En las ecuaciones (38) y (39), q_{vhi} y q_{vci} son los caudales volumétricos de entrada en m³/s de las corrientes de aire caliente y aire frío, respectivamente, D_{ext} es el diámetro exterior del rotor en m y D_{int} es el diámetro interior del rotor en m.

Conocidos todos los parámetros necesarios para calcular el número de Reynolds se procede a su obtención, y, de esta forma, ya se podrá determinar si el flujo es laminar o turbulento.

Como se indica en [13], en flujo completamente desarrollado, el número de Reynolds crítico correspondiente al comienzo de la turbulencia es $Re \approx 2300$, aunque son necesarios números de Reynolds mucho mayores ($Re \approx 10000$) para lograr condiciones completamente turbulentas. En el rango de velocidades del aire en los canales de la matriz en el que suelen operar los recuperadores rotativos, se obtienen números de Reynolds inferiores a 2300, por lo que el flujo de aire que atraviesa estos dispositivos será de tipo laminar.

De este modo, se puede concluir que el número de Nusselt necesario para la obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección h , se obtendrá considerando condiciones de flujo laminar completamente desarrollado por asumir el diámetro hidráulico del conducto D_h mucho menor que la longitud del rotor L .

Para tal tipo de flujo, el número de Nusselt alcanza un valor constante que depende únicamente de la geometría del canal por el que fluye el aire y de las condiciones de contorno térmicas supuestas [19]. En este caso, se ha elegido por conveniencia la condición térmica que supone que la temperatura de la matriz es uniforme, considerándose como se ha indicado despreciable la resistencia térmica de las paredes de los canales. Por consiguiente, para obtener el número de Nusselt de un canal con forma de triángulo isósceles se usa la siguiente correlación propuesta por Kakac, Shah, y Aung en [20],

$$Nu = 0,943 \cdot \left(1 + 4,8340 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right) - 2,1738 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^2 - 4,0797 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^3 - 2,1220 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^4 + 11,3589 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^5 - 6,2052 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^6 \right) \quad (40)$$

donde h_{pp} es la altura pico-pico en mm y b la longitud de onda del canal en mm.

Conocido el número de Nusselt, se pueden obtener entonces, como se ha mencionado con anterioridad, los coeficientes de transferencia de calor por convección para las corrientes de aire caliente y frío, h_h y h_c , respectivamente (ecuaciones (32) y (33)). Y de esta forma, ya se puede determinar el producto de U por A_{stot} con la ecuación (28).

Para determinar el NTU, como se puede observar en la ecuación (27), es necesario finalmente conocer la mínima tasa de capacidad calorífica entre la del aire caliente y frío, C_{min} (ecuación (41)).

$$C_{min} = \min(C_c, C_h) \quad (41)$$

En la ecuación (41) C_h y C_c son la tasa de capacidad calorífica del lado caliente y frío, respectivamente, obteniéndose a su vez según las ecuaciones (42) y (43), respectivamente,

$$C_h = \frac{q_{vhi}}{ve_{hi}} \cdot c_{ph} = \dot{m}_{as h} \cdot c_{ph} \quad (42)$$

$$C_c = \frac{q_{vci}}{ve_{ci}} \cdot c_{pc} = \dot{m}_{as c} \cdot c_{pc} \quad (43)$$

donde C_h y C_c se expresan en W/°C, c_{ph} y c_{pc} son el calor específico del aire caliente y frío en J/kg °C, respectivamente, mientras que $\dot{m}_{as h}$ y $\dot{m}_{as c}$ representan el flujo másico de aire seco en kg as/s de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente.

3.1.4. PARÁMETRO C_r

El parámetro C_r se define simplemente como la relación entre la tasa de capacidad calorífica mínima y la máxima de las corrientes de aire, como se puede visualizar en la ecuación (44),

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}; C_{min} = \min(C_c, C_h), C_{max} = \max(C_c, C_h) \quad (44)$$

donde C_{min} y C_{max} son la mínima y la máxima tasa de capacidad calorífica entre la del aire caliente y frío, respectivamente, y C_h y C_c son la tasa de capacidad calorífica del aire caliente y frío, respectivamente.

3.1.5. PARÁMETRO C_r^*

El parámetro C_r^* es el número adimensional utilizado para incluir el efecto de la velocidad de rotación en el modelo. Este parámetro relaciona la tasa de capacidad de calor del sólido con la del aire, y se calcula mediante la expresión (45),

$$C_r^* = \frac{M_m \cdot c_{pm}}{C_{min}} \cdot \frac{n}{60} \quad (45)$$

donde M_m es la masa total del material de la matriz del rotor en kg, c_{pm} es el calor específico del material de la matriz en J/kg°C, n es la velocidad de rotación del rotor en rpm y C_{min} es la mínima tasa de capacidad calorífica entre la del aire caliente y frío en W/°C.

3.1.6. PARÁMETRO H^*

El parámetro H^* es definido por Simonson y Besant en [16] como el factor de condición de funcionamiento que representa la relación de las diferencias de entalpía latente y sensible entre las entradas del recuperador. H^* se expresa según la ecuación (46) mostrada a continuación,

$$H^* = \frac{\Delta h_l}{\Delta h_s} = \left(\frac{\Delta h_s}{\Delta h_t} \right)^{-1} - 1 \approx 2500 \cdot \frac{\Delta W}{\Delta T} \quad (46)$$

donde ΔW es la diferencia entre la humedad específica de entrada de suministro y de entrada de extracción en kg_v/kg_{as} y ΔT es la diferencia entre la temperatura de entrada de suministro y de entrada de extracción en °C.

3.1.7. PARÁMETRO C_{rm}^*

El parámetro C_{rm}^* , también definido por Simonson y Besant en [16], es análogo a C_r^* y representa la relación de capacidad de humedad de la matriz. C_{rm}^* se obtiene según la ecuación (47),

$$C_{rm}^* = \frac{M_d}{\dot{m}_{as\ min}} \cdot \frac{n}{60} \quad (47)$$

donde M_d es la masa de desecante seco en kg, $\dot{m}_{as\ min}$ es el caudal másico de aire seco mínimo en kg_{as}/s , y n es la velocidad de rotación en rpm.

La masa de desecante seco M_d se obtiene teniendo en cuenta la fracción volumétrica de material desecante que tiene la matriz según la ecuación (48),

$$M_d = \frac{\rho_d \cdot \sigma_d}{\rho_m} \cdot M_m \quad (48)$$

donde ρ_m es la densidad del material de la matriz en kg/m^3 , ρ_d es la densidad del material desecante (sílica gel) en kg/m^3 , σ_d es la fracción volumétrica de material desecante en tanto por uno y M_m es la masa del material de la matriz en kg.

En cuanto al caudal másico de aire seco mínimo $\dot{m}_{as\ min}$, simplemente es el mínimo caudal másico de aire seco entre el de la corriente caliente y fría, $\dot{m}_{as\ h}$ y $\dot{m}_{as\ c}$, respectivamente (ecuación (49)).

$$\dot{m}_{as\ min} = \min(\dot{m}_{as\ c}, \dot{m}_{as\ h}) \quad (49)$$

3.1.8. PARÁMETRO $C_{r\ mt}^*$

El último de los parámetros adimensionales establecidos por Simonson y Besant en [16] es $C_{r\ mt}^*$, que se obtiene según la ecuación (50).

$$C_{r\ mt}^* = (Crm^*)^{0,58} \cdot Wm^{0,33} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial HR} \Big|_{HR_{ave}} \right)^{0,2} \cdot (C_r^*)^{1,13} \cdot \left(\frac{e^{\left(\frac{1482}{T_{ave}}\right)}}{47,9} - 1,26 \cdot (HR_{ave})^{0,5} \right)^{4,66} \quad (50)$$

A continuación, se van a comentar los distintos parámetros que aparecen en esta ecuación:

- Crm^* : como se ha indicado en el apartado 3.1.7, este parámetro adimensional representa la relación de capacidad de humedad de la matriz.
- Wm : se define según Simonson y Besant en [15] y [16], como el coeficiente empírico utilizado en la isoterma de sorción que describe la capacidad máxima de humedad del desecante, y se expresa en kg_{agua}/kg_d . Los valores de este parámetro se encuentran entre 0,1 y 0,5 en función del desecante utilizado. En este trabajo se ha utilizado como desecante Sílica gel con $Wm = 0,4$.
- du/dHR : es la pendiente de la curva de sorción, donde u es la curva de sorción y HR la humedad relativa del aire. La curva de sorción u representa la fracción de masa de agua en el desecante, expresada en kg_{agua}/kg_d . En este análisis, al ser el desecante Sílica gel, se puede considerar una curva de sorción general, como se muestra en la ecuación (51) [15] [16],

$$u = \frac{Wm}{1 - C + \frac{C}{HR}} \quad (51)$$

donde C es la constante que describe la forma de la curva de sorción, que depende del tipo de desecante. En el caso de la Sílica gel $C = 1$, y, por tanto, $du/dHR = Wm$.

- C_r^* : como se ha indicado en el apartado 3.1.5, este parámetro adimensional relaciona la tasa de capacidad de calor del sólido con la del aire.
- T_{ave} : es la temperatura media entre las condiciones de entrada de suministro y extracción (o equivalentemente de entrada de aire frío y caliente, o viceversa). Debe calcularse, como se indica en [17], como un promedio basado en el caudal másico (ecuación (52)) en lugar de un promedio aritmético.

$$T_{ave} = \frac{\dot{m}_{as\ c} \cdot T_{ci} + \dot{m}_{as\ h} \cdot T_{hi}}{\dot{m}_{as\ c} + \dot{m}_{as\ h}} \quad (52)$$

En la ecuación (52), T_{ave} es la temperatura media entre las condiciones de entrada de aire caliente y frío en K, $\dot{m}_{as\ h}$ y $\dot{m}_{as\ c}$ son los caudales másicos de aire seco en kg_{as}/s de las corrientes caliente y fría, respectivamente, y, T_{ci} y T_{hi} son las temperaturas de entrada de las corrientes de aire frío y aire caliente en K.

- HR_{ave} : es la humedad relativa media entre las condiciones de entrada de suministro y extracción (o equivalentemente de entrada de aire frío y caliente, o viceversa). Debe calcularse igual que T_{ave} , como se indica en [17], según la ecuación (53).

$$HR_{ave} = \frac{\dot{m}_{as\ c} \cdot HR_{ci} + \dot{m}_{as\ h} \cdot HR_{hi}}{\dot{m}_{as\ c} + \dot{m}_{as\ h}} \quad (53)$$

En la ecuación (53), HR_{ave} es la humedad relativa media entre las condiciones de entrada de aire caliente y frío en tanto por uno, $\dot{m}_{as\ h}$ y $\dot{m}_{as\ c}$ son los caudales másicos de aire seco en kg_{as}/s de las corrientes caliente y fría, respectivamente, y, HR_{ci} y HR_{hi} son las humedades relativas de entrada de las corrientes de aire frío y aire caliente en tanto por uno.

Realizada la explicación de cada uno de los parámetros adimensionales necesarios para el cálculo de las eficiencias, se procede a exponer la obtención de éstas. En este estudio las eficiencias se obtienen mediante correlaciones propuestas por varios autores en la literatura, que son ampliamente utilizadas por la comunidad ingenieril.

Las eficiencias de un recuperador de calor rotativo se clasifican en: eficiencia sensible ε_s , eficiencia latente ε_l y eficiencia total ε_t .



3.1.9. EFICIENCIA SENSIBLE ε_s

En este apartado se explica la obtención de la eficiencia sensible tanto para un recuperador que recupera calor sensible (recuperador sensible o de condensación) como para uno que recupera calor sensible y latente (recuperador de energía o entálpico/adsorción). En ambos casos la eficiencia sensible se obtiene suponiendo que la conducción de calor axial a través de la matriz es despreciable.

3.1.9.1. RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN

La eficiencia sensible es la eficiencia principal del recuperador rotativo de condensación.

En el recuperador de condensación la eficiencia sensible se obtiene mediante dos correlaciones propuestas por diferentes autores. La ecuación (54) es la correlación propuesta por Büyükalaca y Yilmaz en [21], mientras que la ecuación (55) muestra la correlación propuesta por Kays y London en [22].

En este estudio, para valores de $C_r^* < 1$, se utilizará la correlación propuesta por Büyükalaca y Yilmaz (ecuación (54)), ya que como se indica en [21], esta correlación puede ser usada para valores de C_r^* muy bajos, o lo que es lo mismo, valores de velocidad de rotación n muy bajos. Para valores de $C_r^* \geq 1$ se utilizará, en cambio, la ecuación (55) propuesta en [22].

$$\varepsilon_s = \frac{C_r^*}{\left(1 + 3 \cdot \left(\frac{C_r^*}{\varepsilon_0}\right)^2 + \left(\frac{C_r^*}{\varepsilon_0}\right)^4\right)^{\frac{1}{4}}} \quad (54)$$

$$\varepsilon_s = \varepsilon_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot C_r^{*1,93}}\right) \quad (55)$$

En las ecuaciones (54) y (55), ε_s es la eficiencia sensible del recuperador en tanto por uno, C_r^* es el número adimensional utilizado para incluir el efecto de la velocidad de rotación en el modelo y ε_0 es la eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente en tanto por uno.

Como se puede extraer de las dos ecuaciones anteriores, la eficiencia sensible se representa como la eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente teniendo en cuenta un factor de corrección para la velocidad de rotación. La eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente se expresa mediante la ecuación (56) propuesta en [13],

$$Si C_r < 1: \varepsilon_0 = \frac{1 - e^{[-NTU \cdot (1 - C_r)]}}{1 - C_r \cdot e^{[-NTU \cdot (1 - C_r)]}} ; Si C_r = 1: \varepsilon_0 = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (56)$$

donde ε_0 es la eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente en tanto por uno, y NTU y C_r son los números adimensionales explicados en los apartados 3.1.3 y 3.1.4, respectivamente.

Cabe mencionar, según se muestra en este punto, que la eficiencia sensible de un recuperador rotativo de condensación es función de NTU, C_r y C_r^* .

3.1.9.2. RECUPERADOR ENTÁLPICO

Para obtener la eficiencia sensible de un recuperador de energía se utilizan los parámetros y correlaciones propuestos por Simonson y Besant en [15] y [16], pero con las modificaciones introducidas por Simonson, Shang y Besant en [17], para el caso en el que $\dot{m}_{as\ c} \neq \dot{m}_{as\ h}$ ($C_r \neq 1$).

La ecuación (57) mostrada a continuación es la correlación propuesta en [17] para obtener la eficiencia sensible equivalente $\varepsilon_{s\ eq}$.

$$\varepsilon_{s\ eq} = \frac{NTU_{eq}}{1 + NTU_{eq}} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,5 \cdot C_{r\ eq}^*} \right) - \frac{H^*}{C_r^{0,33}} \cdot \left[\frac{0,26 \cdot \left(\frac{C_{r\ eq}^*}{Wm^2 \cdot Crm_{eq}^*} \right)^{0,28}}{7,2 \cdot (C_{r\ eq}^*)^{1,53} + \frac{210}{(NTU_{eq})^{2,9}} - 5,2} + \frac{0,31 \cdot \eta}{(NTU_{eq})^{0,68}} \right] \quad (57)$$

A continuación, se van a comentar los distintos parámetros que aparecen en esta ecuación:

- C_r : es el parámetro adimensional explicado en el apartado 3.1.4. Se tiene en cuenta en la ecuación porque es distinto de 1.
- NTU_{eq} : se obtiene como se muestra en la ecuación (58).

$$NTU_{eq} = \frac{2 \cdot NTU \cdot C_r}{1 + C_r} \quad (58)$$

- $C_{r\ eq}^*$: se obtiene según la ecuación (59).

$$C_{r\ eq}^* = \frac{2 \cdot C_r^* \cdot C_r}{1 + C_r} \quad (59)$$

- Cr_{eq}^* : se obtiene según la ecuación (60).

$$Cr_{eq}^* = \frac{2 \cdot Cr_{eq}^* \cdot C_r}{1 + C_r} \quad (60)$$

- Wm : es, como se ha explicado anteriormente, el coeficiente empírico utilizado en la isoterma de sorción que describe la capacidad máxima de humedad del desecante. Se expresa en kg_{agua}/kg_d .
- H^* : es el parámetro adimensional explicado en el apartado 3.1.6.

- η : es la fracción de la energía de cambio de fase que se entrega directamente al aire. Según se indica en [16], cuando $\eta = 1$, toda la energía de cambio de fase se entrega (por convección) directamente al aire, y cuando $\eta = 0$, toda la energía de cambio de fase es conducida dentro de la matriz. Para $0 < \eta < 1$, parte de la energía se entrega al aire y el resto es conducido dentro de la matriz. El valor de η no será constante para todos los recuperadores de energía, pero se espera que se encuentre en el rango entre 0 y 0,1. η también dependerá del recubrimiento desecante y del proceso de fabricación, y su valor exacto es necesario determinarlo experimentalmente. En este estudio se asume $\eta = 0,05$.

Obtenida la eficiencia sensible equivalente según la ecuación (57), se calcula finalmente, mediante la ecuación (61) propuesta también en [17], la eficiencia sensible del recuperador de energía.

$$\varepsilon_s = \frac{1 - \exp \left[\varepsilon_{seq} \cdot \frac{C_r^2 - 1}{2 \cdot C_r \cdot (1 - \varepsilon_{seq})} \right]}{1 - C_r \cdot \exp \left[\varepsilon_{seq} \cdot \frac{C_r^2 - 1}{2 \cdot C_r \cdot (1 - \varepsilon_{seq})} \right]} \quad (61)$$

Es preciso señalar, según se ha observado en este punto, que la eficiencia sensible de un recuperador rotativo de energía es función de NTU, C_r , C_r^* , C_{rm}^* , W_m , H^* y η , y que las correlaciones utilizadas (ecuaciones (57) y (61)) están limitadas para los siguientes rangos de estos parámetros: $2 \leq NTU \leq 10$, $3 \leq C_r^* \leq 10$, $1 \leq C_r^*/C_{rm}^* \leq 5$, $0,1 \leq W_m \leq 0,5$, $-6 \leq H^* \leq 6$ y $0 \leq \eta \leq 0,1$.

Cuando se conoce la eficiencia sensible del recuperador se pueden obtener las temperaturas de salida de ambas corrientes del recuperador como se explica a continuación.

3.1.9.3. TEMPERATURAS DE SALIDA T_{ho} y T_{co}

Para el intercambio de energía sensible, la eficiencia se define como la relación entre la tasa de transferencia de calor actual y la máxima tasa de transferencia de calor termodinámica. Por tanto, la eficiencia sensible se puede expresar según la ecuación (62),

$$\varepsilon_s = \frac{Q_s}{Q_{max\ s}} = \frac{C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \quad (62)$$

donde ε_s es la eficiencia sensible del recuperador en tanto por uno, $Q_{max\ s}$ es la tasa de transferencia de calor sensible máxima termodinámicamente limitada en W, Q_s es la tasa de transferencia de calor sensible del recuperador en W, C_h y C_c son la tasa de capacidad calorífica en W/°C del lado caliente y frío, respectivamente, T_{hi} y T_{ci} son las temperaturas de entrada en °C de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, y T_{ho} y T_{co} son las temperaturas de salida en °C de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente.

En este caso se conocen la eficiencia sensible y la tasa de transferencia de calor sensible máxima, por lo que para obtener las temperaturas de salida se procede de la siguiente forma.

En primer lugar, se obtiene la tasa de calor sensible del recuperador según se muestra en la ecuación (63).

$$Q_s = \varepsilon_s \cdot Q_{max\ s} = \varepsilon_s \cdot C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (63)$$

Y posteriormente, a partir de ella, se despejan las temperaturas de salida de la corriente de aire caliente (ecuación (64)) y de aire frío (ecuación (65)).

$$Q_s = C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \rightarrow T_{ho} = T_{hi} - \frac{Q_s}{C_h} \quad (64)$$

$$Q_s = C_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \rightarrow T_{co} = T_{ci} + \frac{Q_s}{C_c} \quad (65)$$

3.1.10. EFICIENCIA LATENTE ε_l

En este punto se sigue un procedimiento similar al del estudio de la eficiencia sensible del punto 3.1.9, pero en este caso con el análisis de la eficiencia latente.

3.1.10.1. RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN

En la bibliografía la eficiencia latente de los recuperadores rotativos de condensación tiene un papel secundario, no habiéndose encontrado análisis ni correlaciones de esta eficiencia en la literatura que permitan su obtención. Por este motivo, la eficiencia latente se obtiene haciendo una serie de suposiciones y estimaciones que tienen ciertas limitaciones.

En este modelo se hace una distinción entre modos de trabajo, distinguiéndose dos modos: modo verano (refrigeración) y modo invierno (calefacción).

Modo verano

Se dice que el recuperador trabaja en modo verano cuando la corriente de aire de suministro es la corriente de aire caliente y la corriente de aire de extracción es la corriente de aire frío.

En modo verano el recuperador de condensación intercambia únicamente calor sensible (calor latente $Q_l = 0$), lo que significa que las humedades específicas a la entrada son iguales a las de salida (ecuación (66)), es decir, se mantienen constantes puesto que no se produce intercambio de humedad.

$$W_{hi} = W_{ho}, W_{ci} = W_{co} \quad (66)$$

En la ecuación (66), W_{hi} y W_{ci} son las humedades específicas de entrada en $\text{kg } \sqrt{\text{kg}}_{\text{as}}$ de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, y W_{ho} y W_{co} son las humedades específicas de salida en $\text{kg } \sqrt{\text{kg}}_{\text{as}}$ de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente.

El hecho de que las humedades específicas se mantengan constantes en ambas corrientes provoca, como se puede ver con la definición de eficiencia latente (ecuación (67)), que ésta sea igual a 0.

$$\varepsilon_l = \frac{\dot{m}_{as\ h} \cdot (W_{hi} - W_{ho})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})} = \frac{\dot{m}_{as\ c} \cdot (W_{co} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})} = 0 \quad (67)$$

Cabe destacar que si se tienen condiciones exteriores (entrada de aire de suministro/aire caliente) de altas temperaturas y humedades relativas (altas T_{hi} y HR_{hi}), podría producirse un pequeño intercambio de calor latente debido a la condensación del aire que no se ha tenido en cuenta en este modelo. Por ello, se puede decir que este modelo tiene limitaciones para dichas condiciones exteriores.

Modo invierno

El recuperador está trabajando en modo invierno cuando la corriente de aire de suministro es la corriente de aire frío y la corriente de aire de extracción es la corriente de aire caliente.

Los recuperadores de condensación sólo pueden recuperar calor latente en invierno cuando la temperatura de entrada del aire de suministro esté por debajo de la temperatura de rocío del aire de extracción. Esto quiere decir que, si la temperatura de entrada del aire de suministro T_{ci} es mayor o igual que la temperatura de rocío del aire de extracción T_{rh} , el calor latente recuperado es 0, y, por tanto, la eficiencia latente es también igual a 0 (ecuación (68)). En este modelo, para dejar un pequeño margen, se supone que cuando la temperatura de entrada del aire de suministro T_{ci} es mayor o igual que la temperatura de rocío del aire de extracción T_{rh} menos 1,5 °C, no hay recuperación de calor latente (marcado en color rojo en la ecuación (68)).

$$Si\ T_{ci} \geq T_{rh}(-1,5\ ^\circ C) \rightarrow Q_l = 0\ y\ \varepsilon_l = 0 \quad (68)$$

La temperatura de rocío de la corriente de aire de extracción T_{rh} se obtiene mediante la ecuación (69) propuesta en [10],

$$T_{rh} = \frac{35,85 \cdot \log P_v - 2148,496}{\log P_v - 10,2858} \quad (69)$$

donde T_{rh} es la temperatura de rocío de la corriente de aire de extracción en K y P_v es la presión parcial de vapor en Pa, calculada con las condiciones de entrada de la corriente de extracción (T_{hi} y HR_{hi}).

Por otro lado, si la temperatura de entrada del aire de suministro T_{ci} está por debajo de la temperatura de rocío del aire de extracción T_{rh} , tanto el calor latente recuperado como la eficiencia latente pueden ser mayores que 0, aunque esto no siempre es así, ya que en determinadas ocasiones puede no haber recuperación de calor latente ($Q_l = \varepsilon_l = 0$).



Para obtener la eficiencia latente cuando se dan estas últimas condiciones ($T_{ci} \leq T_{rh}$), al no encontrarse correlaciones en la literatura que permitan su estimación, se han desarrollado dos correlaciones, cuyo proceso de obtención y sus singularidades se describen a continuación.

Para obtener las correlaciones, se han fijado, en primer lugar, la geometría del recuperador y la altitud:

- Longitud del rotor $L = 200$ mm
- Altura de onda $w_h = 2$ mm
- Longitud de onda $b = 3,9$ mm
- Espesor de las láminas $s = 0,05$ mm
- Altitud $Z = 360$ m (altitud media de las ciudades analizadas)

Además, como a lo largo de este estudio, se sigue manteniendo que los caudales de las corrientes de aire a la entrada son iguales ($q_{vhi} = q_{vci}$), y, por tanto, las velocidades de entrada del aire al recuperador también son iguales en ambas corrientes ($v_c = v_h$).

Una vez que se determinan los parámetros anteriores, se puede expresar la eficiencia latente como una función de las siguientes variables: velocidad del aire que entra en el recuperador v , temperatura T_{ci} y humedad relativa HR_{ci} de entrada de la corriente de aire de suministro, temperatura T_{hi} y humedad relativa HR_{hi} de entrada de la corriente de aire de extracción, y velocidad de rotación del rotor n (ecuación (70)).

$$\varepsilon_l = f(v, T_{ci}, T_{hi}, HR_{ci}, HR_{hi}, n) \quad (70)$$

Las dos correlaciones de la eficiencia latente propuestas se basan en un análisis estadístico de los impactos de esas seis variables independientes y sus combinaciones usando el método de diseño de experimentos factorial 2^k . El superíndice k significa el número total de variables consideradas en el experimento o simulación. Para cada variable, solo se consideran dos valores (valor alto y bajo).

El diseño factorial 2^k es utilizado por autores como Jeong y Mumma en [23] para diseñar correlaciones que permitan el cálculo de las eficiencias sensibles y latentes, pero en su caso, para recuperadores entálpicos, caudales volumétricos equilibrados y desequilibrados, y velocidad de rotación máxima.

El diseño factorial 2^k se aplica frecuentemente en el diseño de experimentos físicos. Es típico repetir cada experimento varias veces (la llamada replicación) y calcular los efectos de cada una de las variables consideradas sobre la variable de respuesta usando la respuesta promedio, y luego, estimar el error asociado con la medición de cada variable de respuesta y la probabilidad con la que las diferencias en las respuestas promedio se habrían producido debido a un error experimental. Sin embargo, en este estudio no se analizan resultados obtenidos experimentalmente, sino que se analizan los resultados obtenidos con el software Heatex Select [24] del fabricante de recuperadores Heatex AB, que es un software de selección en línea que calcula el rendimiento de sus productos. Por tanto, con este procedimiento, el proceso de replicación no es requerido.

El software Heatex Select [24] obtiene la eficiencia latente para las corrientes de suministro y de extracción por separado. Analizando los resultados obtenidos, se observan valores muy distintos entre ambas corrientes en la mayoría de los casos, observándose que la eficiencia latente de la corriente de extracción suele ser bastante mayor. En consecuencia, se proponen dos correlaciones, una para cada corriente, que permitan calcular la eficiencia latente por separado.

En la Tabla 3, se presentan los valores altos y bajos para cada variable independiente considerada en este caso de estudio. En este caso particular, 2^6 (= 64) experimentos deben realizarse para el experimento factorial completo, ya que se consideran seis variables. Las dos correlaciones de la eficiencia latente propuestas en este apartado son válidas para todos los rangos de las variables enumeradas en la Tabla 3.

Tabla 3. Valores altos y bajos para las seis variables independientes.

Etiqueta	Variable	Bajo	Alto
A	v [m/s]	1	5
B	T_{ci} [°C]	-10	4
C	T_{hi} [°C]	21	23
D	HR_{ci} [%]	20	100
E	HR_{hi} [%]	40	50
F	n [rpm]	3	12

El diseño factorial 2^k se ha realizado con el software Minitab 17, obteniéndose dos ecuaciones de regresión lineal de primer orden, con los parámetros individuales y sus interacciones con efectos significativos, que expresan la eficiencia latente de la corriente de suministro o corriente de aire frío (ecuación (71)) y la eficiencia latente de la corriente de extracción o corriente de aire caliente (ecuación (72)).

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{lc} = & \alpha_0 + \alpha_1(v_c) + \alpha_2(T_{ci}) + \alpha_3(T_{hi}) + \alpha_4(HR_{ci}) + \alpha_5(HR_{hi}) + \alpha_6(n) \\
 & + \alpha_7(v_c \cdot T_{ci}) + \alpha_8(v_c \cdot T_{hi}) + \alpha_9(v_c \cdot HR_{ci}) + \alpha_{10}(v_c \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{11}(v_c \cdot n) + \alpha_{12}(T_{ci} \cdot T_{hi}) + \alpha_{13}(T_{ci} \cdot HR_{ci}) + \alpha_{14}(T_{ci} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{15}(T_{ci} \cdot n) + \alpha_{16}(T_{hi} \cdot HR_{ci}) + \alpha_{17}(T_{hi} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{18}(HR_{ci} \cdot HR_{hi}) + \alpha_{19}(HR_{hi} \cdot n) + \alpha_{20}(v_c \cdot T_{ci} \cdot T_{hi}) \\
 & + \alpha_{21}(v_c \cdot T_{ci} \cdot HR_{ci}) + \alpha_{22}(v_c \cdot T_{ci} \cdot HR_{hi}) + \alpha_{23}(v_c \cdot T_{ci} \cdot n) \\
 & + \alpha_{24}(v_c \cdot T_{hi} \cdot HR_{ci}) + \alpha_{25}(v_c \cdot T_{hi} \cdot HR_{hi}) + \alpha_{26}(v_c \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) \quad (71) \\
 & + \alpha_{27}(v_c \cdot HR_{hi} \cdot n) + \alpha_{28}(T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{ci}) + \alpha_{29}(T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{30}(T_{ci} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) + \alpha_{31}(T_{hi} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{32}(v_c \cdot T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{ci}) + \alpha_{33}(v_c \cdot T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{34}(v_c \cdot T_{ci} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) + \alpha_{35}(v_c \cdot T_{hi} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{36}(T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) + \alpha_{37}(v_c \cdot T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) \\
 & + \alpha_{38}(Pt \text{ Ctral})
 \end{aligned}$$

Donde,

α_0	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
-110	38,3	24,9	1,03	-0,90	1,73
α_6	α_7	α_8	α_9	α_{10}	α_{11}
1,411	-2,59	-0,97	0,545	-0,79	-0,807
α_{12}	α_{13}	α_{14}	α_{15}	α_{16}	α_{17}
-1,24	-1,487	-0,754	0,0605	0,066	0,037

α_{18} 0,0137	α_{19} -0,0340	α_{20} 0,176	α_{21} 0,2430	α_{22} 0,101	α_{23} -0,05357
α_{24} -0,0300	α_{25} 0,0127	α_{26} -0,0118	α_{27} 0,02431	α_{28} 0,0669	α_{29} 0,0333
α_{30} 0,03523	α_{31} -0,00097	α_{32} -0,01105	α_{33} -0,00513	α_{34} -0,00570	α_{35} 0,000614
α_{36} -0,001574	α_{37} 0,000257	α_{38} 2,16			

$$\begin{aligned} \varepsilon_{lh} = & \beta_0 + \beta_1(v_h) + \beta_2(T_{ci}) + \beta_3(T_{hi}) + \beta_4(HR_{ci}) + \beta_5(HR_{hi}) + \beta_6(n) \\ & + \beta_7(v_h \cdot T_{ci}) + \beta_8(v_h \cdot T_{hi}) + \beta_9(v_h \cdot HR_{ci}) + \beta_{10}(v_h \cdot HR_{hi}) \\ & + \beta_{11}(v_h \cdot n) + \beta_{12}(T_{ci} \cdot T_{hi}) + \beta_{13}(T_{ci} \cdot HR_{ci}) + \beta_{14}(T_{ci} \cdot HR_{hi}) \\ & + \beta_{15}(T_{ci} \cdot n) + \beta_{16}(T_{hi} \cdot HR_{hi}) + \beta_{17}(HR_{ci} \cdot HR_{hi}) + \beta_{18}(HR_{ci} \cdot n) \\ & + \beta_{19}(HR_{hi} \cdot n) + \beta_{20}(v_h \cdot T_{ci} \cdot T_{hi}) + \beta_{21}(v_h \cdot T_{ci} \cdot HR_{ci}) \\ & + \beta_{22}(v_h \cdot T_{ci} \cdot HR_{hi}) + \beta_{23}(v_h \cdot T_{ci} \cdot n) + \beta_{24}(v_h \cdot T_{hi} \cdot HR_{hi}) \\ & + \beta_{25}(v_h \cdot HR_{ci} \cdot n) + \beta_{26}(v_h \cdot HR_{hi} \cdot n) + \beta_{27}(T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{hi}) \\ & + \beta_{28}(T_{ci} \cdot HR_{ci} \cdot HR_{hi}) + \beta_{29}(T_{ci} \cdot HR_{hi} \cdot n) \\ & + \beta_{30}(v_h \cdot T_{ci} \cdot T_{hi} \cdot HR_{hi}) + \beta_{31}(v_h \cdot T_{ci} \cdot HR_{hi} \cdot n) + \beta_{32}(Pt \text{ Ctral}) \end{aligned} \quad (72)$$

Donde,

β_0 -660	β_1 175,7	β_2 -65	β_3 27,37	β_4 0,2453	β_5 12,97
β_6 2,14	β_7 17,54	β_8 -7,35	β_9 -0,10532	β_{10} -3,723	β_{11} -1,164
β_{12} 2,384	β_{13} -0,0113	β_{14} 1,127	β_{15} 0,308	β_{16} -0,494	β_{17} 0,00540
β_{18} 0,00017	β_{19} -0,0502	β_{20} -0,607	β_{21} -0,005246	β_{22} -0,322	β_{23} -0,2341
β_{24} 0,1473	β_{25} 0,002257	β_{26} 0,03274	β_{27} -0,0438	β_{28} 0,000759	β_{29} -0,00446
β_{30} 0,01161	β_{31} 0,00327	β_{32} 10,78			

Estas dos correlaciones de la eficiencia latente tienen ciertas limitaciones. Como se ha mencionado anteriormente, sólo se pueden utilizar para la geometría de recuperador y altitud, establecidas, caudales volumétricos de aire a la entrada de ambas corrientes iguales ($q_{vhi} = q_{vci}$), y dentro de los rangos establecidos para las seis variables de las que son función (Tabla 3).

Además de estas limitaciones, cabe señalar que la correlación desarrollada para obtener la eficiencia latente en la corriente de extracción (ecuación (72)) tiene bastante error en algunos casos. Esto se debe a que el efecto de la curvatura, obtenido como resultado del análisis del diseño factorial 2^k con puntos centrales, es significativo. Cuando esto ocurre, debe realizarse un diseño de composición central que tenga en cuenta el efecto de la curvatura ajustando los componentes cuadráticos. Sin embargo, en este caso no se ha realizado dicho diseño ya que algunas de las variables dependientes dejaban de tener significado físico.

3.1.10.2. RECUPERADOR ENTÁLPICO

Al igual que en el caso de la eficiencia sensible (apartado 3.1.9.2), para obtener la eficiencia latente de un recuperador de energía se utilizan los parámetros y correlaciones propuestos por Simonson y Besant en [15] y [16], pero con las modificaciones introducidas por Simonson, Shang y Besant en [17], para el caso en el que $\dot{m}_{as\ c} \neq \dot{m}_{as\ h}$ ($C_r \neq 1$).

La ecuación (73) mostrada a continuación es la correlación propuesta en [17] para obtener la eficiencia latente equivalente $\varepsilon_{l\ eq}$,

$$\varepsilon_{l\ eq} = \frac{NTU_{eq}}{1 + NTU_{eq}} \cdot \left(1 - \frac{1}{0,54 \cdot (C_{r\ mt}^*)^{0,86}}\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{(NTU_{eq})^{0,51} \cdot (C_{r\ mt}^*)^{0,54} \cdot H^*}\right) \quad (73)$$

donde,

- NTU_{eq} : se obtiene según la ecuación (58).
- H^* : es el parámetro adimensional explicado en el apartado 3.1.6.
- $C_{r\ mt}^*$: es el parámetro adimensional explicado en el apartado 3.1.8.

Una vez calculada la eficiencia latente equivalente según la ecuación (73), se obtiene finalmente, mediante la ecuación (74) propuesta también en [17], la eficiencia latente del recuperador de energía.

$$\varepsilon_l = \frac{1 - \exp\left[\varepsilon_{l\ eq} \cdot \frac{C_r^2 - 1}{2 \cdot C_r \cdot (1 - \varepsilon_{l\ eq})}\right]}{1 - C_r \cdot \exp\left[\varepsilon_{l\ eq} \cdot \frac{C_r^2 - 1}{2 \cdot C_r \cdot (1 - \varepsilon_{l\ eq})}\right]} \quad (74)$$

Como se ha observado en este punto, la eficiencia latente de un recuperador rotativo de energía es función de NTU , C_r , $C_{r\ mt}^*$ (que es función a su vez de: C_{rm}^* , W_m , C_r^* , T_{ave} y HR_{ave}) y H^* . Las correlaciones utilizadas (ecuaciones (73) y (74)) están limitadas para los siguientes rangos de estos parámetros: $2 \leq NTU \leq 10$, $3 \leq C_r^* \leq 10$, $1 \leq C_r^*/C_{rm}^* \leq 5$, $0,1 \leq W_m \leq 0,5$ y $-6 \leq H^* \leq 6$.

Aunque el rango de H^* se establece como $-6 \leq H^* \leq 6$, cuando $-0,3 \leq H^* \leq 0,2$ la correlación de la eficiencia latente es discontinua, pudiéndose obtener eficiencias mayores al 100 % e inferiores al 20 %. No obstante, cuando $-0,3 \leq H^* \leq 0,2$, la transferencia de humedad puede ser despreciada para la mayoría de las aplicaciones de recuperación de energía en acondicionamiento de aire ya que la cantidad de humedad transferida durante estas condiciones de operación es pequeña.

3.1.10.3. HUMEDADES ESPECÍFICAS DE SALIDA W_{ho} y W_{co}

En el caso de los recuperadores de condensación hay que distinguir, al igual que en el apartado 3.1.10.1, entre operación en modo verano y modo invierno.

Cuando los recuperadores de condensación trabajan en modo verano, las humedades específicas se mantienen constantes en ambas corrientes, por lo que, como se observaba en la ecuación (66) de ese mismo apartado, las humedades específicas de salida son iguales a las de entrada.

En el caso en el que estén operando en modo invierno, las humedades específicas de salida se calculan mediante la definición de eficiencia latente, teniendo en cuenta la eficiencia latente de su respectiva corriente. De esta forma, para calcular la humedad específica de salida de la corriente de suministro W_{co} se procede según la ecuación (75), mientras que para obtener la humedad específica de salida de la corriente de extracción W_{ho} se sigue la ecuación (76),

$$\varepsilon_{lc} = \frac{\dot{m}_{as\ c} \cdot (W_{co} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})} \rightarrow W_{co} = W_{ci} + \frac{\varepsilon_{lc} \cdot \dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ c}} \quad (75)$$

$$\varepsilon_{lh} = \frac{\dot{m}_{as\ h} \cdot (W_{hi} - W_{ho})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})} \rightarrow W_{ho} = W_{hi} - \frac{\varepsilon_{lh} \cdot \dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ h}} \quad (76)$$

donde $\dot{m}_{as\ h}$ y $\dot{m}_{as\ c}$ representan el flujo másico de aire seco en kg_{as}/s de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, $\dot{m}_{as\ min}$ es el flujo másico de aire seco mínimo entre $\dot{m}_{as\ h}$ y $\dot{m}_{as\ c}$, W_{hi} y W_{ci} son las humedades específicas de entrada en kg_v/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, W_{ho} y W_{co} son las humedades específicas de salida en kg_v/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, ε_{lh} y ε_{lc} son las eficiencias latentes en tanto por uno de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente.

Para los recuperadores de energía, las humedades específicas de salida se calculan del mismo modo que para los recuperadores de condensación trabajando en modo invierno, pero con la diferencia de que en este caso sólo hay un valor de eficiencia latente. Por tanto, para calcular la humedad específica de salida de la corriente de aire frío (corriente de suministro en invierno o corriente de extracción en verano) W_{co} se procede según la ecuación (77), mientras que para obtener la humedad específica de salida de la corriente de aire caliente (corriente de extracción en invierno o corriente de suministro en verano) W_{ho} se sigue la ecuación (78).

$$\varepsilon_l = \frac{\dot{m}_{as\ c} \cdot (W_{co} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})} \rightarrow W_{co} = W_{ci} + \frac{\varepsilon_l \cdot \dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ c}} \quad (77)$$

$$\varepsilon_l = \frac{\dot{m}_{as\ h} \cdot (W_{hi} - W_{ho})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})} \rightarrow W_{ho} = W_{hi} - \frac{\varepsilon_l \cdot \dot{m}_{as\ min} \cdot (W_{hi} - W_{ci})}{\dot{m}_{as\ h}} \quad (78)$$

3.1.11. EFICIENCIA TOTAL ε_t

El estudio de la eficiencia total realizado en este punto sigue una estructura similar a la de los apartados 3.1.9 y 3.1.10, que analizan la eficiencia sensible y latente, respectivamente, aunque en este caso, se expone primero la obtención de las condiciones de salida.



3.1.11.1. HUMEDADES RELATIVAS Y ENTALPÍAS ESPECÍFICAS DE SALIDA HR_{ho} , HR_{co} , h_{ho} y h_{co}

Las humedades relativas de salida de las corrientes de aire caliente HR_{ho} y frío HR_{co} se obtienen de la misma forma, explicada a continuación, sin importar el tipo de recuperador ni el modo de operación en el que trabaja.

Para obtener dichas humedades relativas es necesario conocer la altitud, que la establece el usuario según el lugar de instalación del recuperador; la temperatura de salida de la corriente, que se obtiene a través de la eficiencia sensible (3.1.9.3); y la humedad específica de salida de la corriente, que se calcula a través de la eficiencia latente (3.1.10.3). Conocidas estas variables, se sigue el siguiente procedimiento:

Definida la altitud se obtiene la presión atmosférica según la ecuación (1). Luego, se obtiene la presión parcial de vapor, mediante la humedad específica de salida correspondiente, despejando de la ecuación (2). Después, se calcula la presión de vapor saturado a la temperatura de salida correspondiente mediante la ecuación (4) o (5). Y finalmente, con la ecuación (3), se calcula la humedad relativa de salida de la correspondiente corriente.

De esta forma, la humedad relativa de la corriente de aire caliente HR_{ho} se calcula con la altitud Z , la temperatura de salida de la corriente de aire caliente T_{ho} y la humedad específica de salida de la corriente de aire caliente W_{ho} . Mientras que la humedad relativa de la corriente de aire frío HR_{co} se calcula con la altitud Z , la temperatura de salida de la corriente de aire frío T_{co} y la humedad específica de salida de la corriente de aire frío W_{co} .

En cuanto a las entalpías específicas de salida de las corrientes de aire caliente h_{ho} y frío h_{co} , éstas se calculan siguiendo distintos procedimientos según el tipo de recuperador y el modo de operación en el que trabaja.

Cuando el recuperador es de condensación y está operando en modo invierno, las entalpías específicas de salida de las corrientes de aire caliente y frío se calculan según la ecuación (6), en la cual la humedad específica se obtiene según la ecuación (2).

De este modo, la entalpía específica de la corriente de aire caliente h_{ho} se calcula con la altitud Z , la temperatura de salida de la corriente de aire caliente T_{ho} y la humedad relativa de salida de la corriente de aire caliente HR_{ho} . Mientras que la entalpía específica de la corriente de aire frío h_{co} se calcula con la altitud Z , la temperatura de salida de la corriente de aire frío T_{co} y la humedad relativa de salida de la corriente de aire frío HR_{co} .

Si el recuperador es de condensación y opera en modo verano, las entalpías específicas de salida de las corrientes de aire caliente y frío se calculan según el siguiente procedimiento.

En este caso no hay recuperación de calor latente, por lo que el calor total recuperado será igual al calor sensible recuperado obtenido mediante la ecuación (63). Así pues, al conocer el calor total recuperado (o tasa de transferencia de calor total), a través de su definición, se pueden obtener las entalpías específicas de salida de ambas corrientes (ecuaciones (79) y (80)).

$$Q_t = \dot{m}_{as\ h} \cdot (h_{hi} - h_{ho}) = Q_s \rightarrow h_{ho} = h_{hi} - \frac{Q_s}{\dot{m}_{as\ h}} \quad (79)$$

$$Q_t = \dot{m}_{as\ c} \cdot (h_{co} - h_{ci}) = Q_s \rightarrow h_{co} = h_{ci} + \frac{Q_s}{\dot{m}_{as\ c}} \quad (80)$$

En las ecuaciones (79) y (80), h_{ho} y h_{co} son las entalpías específicas de salida en J/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, h_{hi} y h_{ci} son las entalpías específicas de entrada en J/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, $\dot{m}_{as\ h}$ y $\dot{m}_{as\ c}$ representan el flujo másico de aire seco en kg_{as}/s de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, y Q_t es la tasa de transferencia de calor total en W.

Por otro lado, cuando el recuperador sea de energía, las entalpías específicas de salida de ambas corrientes se obtendrán de igual forma tanto en modo de operación de invierno como en modo verano, utilizándose para ello las ecuaciones (81) y (82), que son las mismas que las (79) y (80), pero con $Q_t \neq Q_s$.

$$Q_t = \dot{m}_{as\ h} \cdot (h_{hi} - h_{ho}) \rightarrow h_{ho} = h_{hi} - \frac{Q_t}{\dot{m}_{as\ h}} \quad (81)$$

$$Q_t = \dot{m}_{as\ c} \cdot (h_{co} - h_{ci}) \rightarrow h_{co} = h_{ci} + \frac{Q_t}{\dot{m}_{as\ c}} \quad (82)$$

3.1.11.2. RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN

La eficiencia total de los recuperadores de condensación se calcula de diferente manera según el recuperador funcione en modo verano o modo invierno.

Modo verano

En el caso en el que el recuperador de condensación funcione en modo verano, como se ha dicho anteriormente, no se produce recuperación de calor latente, por lo que el calor total recuperado será igual al calor sensible recuperado. Así pues, la eficiencia total se puede obtener mediante su definición, como se muestra en la ecuación (83),

$$\varepsilon_t = \frac{Q_t}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (h_{hi} - h_{ci})} = \frac{Q_s}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (h_{hi} - h_{ci})} \quad (83)$$

donde ε_t es la eficiencia total del recuperador en tanto por uno, Q_t es la tasa de transferencia de calor total en W, $\dot{m}_{as\ min}$ es el flujo másico de aire seco mínimo en kg_{as}/s, y h_{hi} y h_{ci} son las entalpías específicas de entrada en J/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente.

Modo invierno

Cuando el recuperador de condensación funciona en modo invierno se calculan dos eficiencias latentes, una para la corriente de suministro y otra para la de extracción, como se ha mostrado en el apartado 3.1.10.1. Debido a este motivo, la eficiencia total también se calcula por separado para cada corriente utilizando para ello su definición.

La ecuación (84) muestra la obtención de la eficiencia total de la corriente de aire caliente (extracción) ε_{th} en tanto por uno, donde $\dot{m}_{as\ h}$ es el flujo másico de aire seco de la corriente de aire caliente en kg_{as}/s , $\dot{m}_{as\ min}$ es el flujo másico de aire seco mínimo en kg_{as}/s , h_{hi} y h_{ci} son las entalpías específicas de entrada en J/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, y h_{ho} es la entalpía específica de salida en J/kg_{as} de la corriente de aire caliente.

$$\varepsilon_{th} = \frac{Q_{th}}{Q_{max\ t}} = \frac{\dot{m}_{as\ h} \cdot (h_{hi} - h_{ho})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (h_{hi} - h_{ci})} \quad (84)$$

La ecuación (85) muestra la obtención de la eficiencia total de la corriente de aire frío (suministro) ε_{tc} en tanto por uno, donde $\dot{m}_{as\ c}$ es el flujo másico de aire seco de la corriente de aire frío en kg_{as}/s , $\dot{m}_{as\ min}$ es el flujo másico de aire seco mínimo en kg_{as}/s , h_{hi} y h_{ci} son las entalpías específicas de entrada en J/kg_{as} de las corrientes de aire caliente y frío, respectivamente, y h_{co} es la entalpía específica de salida en J/kg_{as} de la corriente de aire frío.

$$\varepsilon_{tc} = \frac{Q_{tc}}{Q_{max\ t}} = \frac{\dot{m}_{as\ c} \cdot (h_{co} - h_{ci})}{\dot{m}_{as\ min} \cdot (h_{hi} - h_{ci})} \quad (85)$$

3.1.11.3. RECUPERADOR ENTÁLPICO

Para calcular la eficiencia total de un recuperador de energía, se sigue el mismo procedimiento que en los apartados 3.1.9.2 y 3.1.10.2 para la eficiencia sensible y latente, utilizando igualmente los parámetros y correlaciones propuestos por Simonson y Besant en [15] y [16], pero con las modificaciones introducidas por Simonson, Shang y Besant en [17], para el caso en el que $\dot{m}_{as\ c} \neq \dot{m}_{as\ h}$ ($C_r \neq 1$). Aunque se haya decidido utilizar este procedimiento, se podría haber obtenido la eficiencia total mediante su definición.

La ecuación (86) mostrada a continuación es la correlación propuesta en [15], [16] y [17] para obtener la eficiencia total ε_t ,

$$\varepsilon_t = \frac{\varepsilon_s + \varepsilon_l \cdot H^*}{1 + H^*} \quad (86)$$

donde ε_t es la eficiencia total del recuperador en tanto por uno, ε_l es la eficiencia latente del recuperador en tanto por uno, ε_s es la eficiencia sensible del recuperador en tanto por uno y H^* es el parámetro adimensional expuesto en el apartado 3.1.6.

La ecuación (86) es discontinua cuando $H^* = -1$, por tanto, cuando $-1,5 \leq H^* \leq -0,5$, se pueden obtener valores bastante grandes o pequeños, teniendo mayor error.

Una vez conocida la eficiencia total, se obtiene el calor total recuperado a través de la definición de eficiencia total como se muestra en la ecuación (87), y posteriormente, con el calor total recuperado se calculan las entalpías específicas de salida de ambas corrientes como se ha indicado según las ecuaciones (81) y (82).

$$\varepsilon_t = \frac{Q_t}{Q_{max\ t}} \rightarrow Q_t = \varepsilon_t \cdot Q_{max\ t} = \varepsilon_t \cdot \dot{m}_{as\ min} \cdot (h_{hi} - h_{ci}) \quad (87)$$

Por último, se calcula el calor latente recuperado como la diferencia entre calor total y el calor sensible recuperados (ecuación (88)).

$$Q_t = Q_s + Q_l \rightarrow Q_l = Q_t - Q_s \quad (88)$$

3.1.12. CAÍDA DE PRESIÓN Δp

La caída de presión es la reducción de la presión de aire entre la entrada y la salida de la trayectoria de aire del intercambiador de calor. Éstas se calculan siguiendo el mismo procedimiento independientemente del tipo de recuperador rotativo y del modo de operación en el que funcione. Existe una caída de presión en cada una de las dos corrientes.

Las caídas de presión en ambas corrientes de aire se calculan a través de la ecuación (89) [18],

$$\Delta p = \xi_c \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_i \cdot u^2 + 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_i \cdot u^2 \quad (89)$$

donde Δp es la caída de presión en Pa, que puede ser Δp_h o Δp_c en función de si es la caída de presión de la corriente de aire caliente o frío, respectivamente; ξ_c es el coeficiente de pérdidas que tiene en cuenta la contracción y expansión del flujo de aire en la entrada y salida del recuperador (asumido igual a 0,2 [18]); f es el factor de fricción de Fanning expresado según la ecuación (90) [20], que puede ser f_h o f_c en función de la corriente de aire; ρ_i es la densidad de entrada del aire húmedo en $\text{kg}_{ah}/\text{m}^3$, que puede ser ρ_{hi} o ρ_{ci} en función de la corriente de aire; u es la velocidad del aire en el canal en m/s, que puede ser u_h o u_c en función de la corriente de aire; L es la longitud del rotor en m y D_h es el diámetro hidráulico de los canales en m.

$$f \cdot Re = 12 \cdot \left(1 - 0,0115 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right) + 1,7099 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^2 - 4,3394 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^3 + 4,2732 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^4 - 1,5817 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^5 + 0,0599 \cdot \left(\frac{h_{pp}}{b} \right)^6 \right) \quad (90)$$

En la ecuación (90), f es el factor de fricción de Fanning, que puede ser f_h o f_c en función de la corriente de aire; Re es el número de Reynolds, que puede ser Re_h (ec. (34)) o Re_c (ec. (35)) en función de la corriente de aire; h_{pp} es la altura interior del canal en m y b es la base del canal en m.

Es preciso señalar que cuando se produce condensación, el efecto sobre la caída de presión no puede calcularse ni predecirse con este método de cálculo.

El modelo termodinámico desarrollado en el apartado 3.1 se ha implementado en Microsoft Excel desarrollando así una herramienta de cálculo de recuperadores rotativos. La ejecución en Microsoft Excel se ha realizado de forma sencilla en seis hojas de cálculo cuyas características más importantes se explican a continuación.

La hoja de usuario, como su propio nombre indica, es la hoja destinada a ser utilizada por el usuario. Esta hoja permite introducir los datos de entrada, de forma manual o mediante listas desplegables, y a su vez, muestra también los resultados obtenidos. En la Figura 11 se muestra una visualización completa de la hoja de usuario.

Figura 11. Visualización completa de la hoja de usuario.

Como se puede ver en la Figura 11, la parte izquierda de la hoja está destinada a la introducción de los datos de entrada tanto del aire como del recuperador, y, además, en su parte inferior, se verifican los rangos de los parámetros utilizados en las correlaciones que permiten el cálculo de las eficiencias de los recuperadores.

Por otro lado, la parte superior derecha de la hoja muestra los resultados obtenidos con el modelo desarrollado, y, en su parte inferior, se notifican los posibles errores que se hayan podido producir en los resultados.

En esta hoja se utilizan el color verde, para notificar que el parámetro está bien; el color amarillo, para mostrar las advertencias; y el color rojo, para los errores y para notificar que los parámetros de las correlaciones están fuera de rango.

DATOS DEL AIRE		INVIERNO		VERANO	
		Suministro	Extracción	Suministro	Extracción
Caudal del aire de entrada (q_{vi})	m ³ /s	3	3	3	3
Temperatura entrada (T_i)	°C	1	22	33	23
Humedad relativa entrada (HR_i)	%	75	50	32	50
Altitud (Z)	m	360			
Presión del aire entrante (P_{atm})	Pa	97074			

Figura 12. Datos de entrada del aire.

En la Figura 12 se observan los datos de entrada del aire. Estos datos de entrada se introducen por separado según se quiera calcular el recuperador en modo invierno o verano.

Los caudales del aire de entrada se pueden introducir en m³/s o m³/h seleccionando la opción determinada mediante una lista desplegable en la celda de las unidades. Aunque en este TFM se trabaja con caudales volumétricos equilibrados, no se ha restringido este hecho. Sin embargo, como es obvio, únicamente se permiten caudales mayores que 0.

Las temperaturas de entrada se deben introducir manualmente en °C. Como se ha comentado a lo largo del TFM, en modo invierno la temperatura de entrada de la corriente de suministro debe ser menor que la temperatura de entrada de la corriente de extracción, y en modo verano, al contrario. Esta condición se ha restringido en la herramienta.

Las humedades relativas de entrada deben ser introducidas de forma manual en %. Se permite introducir humedades relativas de entre el 0 y el 100 %.

La altitud se debe introducir manualmente en m. Se permite introducir altitudes en el rango de 0 a 11000 m.

La presión del aire entrante o presión atmosférica no hay que introducirla manualmente, sino que se calcula de forma automática al introducir la altitud. Esta presión se muestra en Pa.



DATOS DEL RECUPERADOR						
Diámetro exterior del rotor (D_{ext})	mm	1800				
Diámetro interior del rotor (D_{int})	mm	366,8				
Longitud del rotor (L)	mm	200				
Altura de onda (wh)	mm	2				
Longitud de onda (b)	mm	3,9				
Relación de aspecto (wh/b)		0,51				
Espesor láminas (s)	mm	0,05				
Velocidad de rotación (n)	rpm	12				
Material de la matriz		Aluminio con Sílica gel				

Figura 13. Datos de entrada del recuperador.

En la Figura 13 se muestran los datos de entrada del recuperador los cuáles se comentan seguidamente.

El diámetro exterior del rotor, la longitud del rotor, la altura de onda de los canales, la longitud de onda de los canales y el espesor de las láminas, deben seleccionarse mediante las listas desplegables correspondientes, en las que se encuentran los respectivos parámetros expresados en mm de todos los recuperadores rotativos certificados por Eurovent.

El diámetro interior del rotor, que se refiere al diámetro del conjunto rodamiento-eje, hay que introducirlo manualmente en mm. Se permiten introducir valores desde 0 mm (situación irreal) hasta el 25 % del diámetro exterior.

La relación de aspecto, que es la relación entre la altura de onda y la longitud de onda, se calcula automáticamente. Este parámetro debe tener un valor entre 0 y 1, si no es así, en la determinada celda se notificará el error.

La velocidad de rotación debe introducirse manualmente en rpm. Se permiten introducir velocidades de rotación desde 1 a 25 rpm.

En cuanto al material de la matriz, se establece una lista desplegable con dos opciones para seleccionar. Si se selecciona la opción de “Aluminio” se está considerando que el recuperador es de condensación, sin embargo, si se selecciona la opción “Aluminio con Sílica gel” se considera que el recuperador es de energía (entálpico o de adsorción) con recubrimiento de Sílica gel.

LÍMITES DE LAS CORRELACIONES				
ALUMINIO CON SÍLICA GEL - RECUPERADOR DE ENERGÍA				
INVIERNO	η	-	NTU _{eq}	-
	H*	-	Cr* _{eq}	-
	Cr* _{eq} /Cr _m * _{eq}	-	W _m	-
VERANO	η	-	NTU _{eq}	-
	H*	-	Cr* _{eq}	-
	Cr* _{eq} /Cr _m * _{eq}	-	W _m	-
ALUMINIO - RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN (INVIERNO)				
INVIERNO	ADVERTENCIA. Las correlaciones utilizadas para obtener la Eficiencia latente (el) en invierno son válidas para los siguientes valores de los parámetros:			
	q _{vi} [m ³ /s]	q _{vi} h = q _{vic} Ok.	v [m/s]	v Ok.
	Z [m]	Z <> 360 m Fuera de rango.	T _{i, sum} [°C]	T _{ci} Fuera de rango.
	L [mm]	L = 200 mm Ok.	T _{i, ext} [°C]	Thi Ok.
	wh [mm]	wh = 2 mm Ok.	HR _{i, sum} [%]	HRci Ok.
	b [mm]	b = 3,9 mm Ok.	HR _{i, ext} [%]	HRhi Ok.
	s [mm]	s = 0,05 mm Ok.	n [rpm]	n Ok.
	ADVERTENCIA. Al utilizar valores diferentes a los especificados, tanto las Eficiencias latentes como las Eficiencias totales, las Humedades relativas a la salida, las Humedades específicas a la salida, los Calores latentes y los Calores totales recuperados, no serán calculados/estimados correctamente.			

Figura 14. Límites de las correlaciones que permiten obtener las eficiencias de los recuperadores.

En la Figura 14 se muestran las verificaciones de los rangos de los parámetros utilizados en las correlaciones que permiten el cálculo de los recuperadores. En caso de que el parámetro esté dentro del rango, pondrá en la celda correspondiente "X Ok." en color verde, y si está fuera, indicará "X Fuera de rango." en color rojo, donde X es el parámetro correspondiente. Si se está calculando un tipo de recuperador, en las celdas correspondientes al otro tipo se mostrará un guion, como se puede observar en la Figura 14 para los parámetros del recuperador de energía.

RESULTADOS		INVIERNO		VERANO	
		Suministro	Extracción	Suministro	Extracción
Caudal másico de aire seco (m _{as})	kg _{as} /s	3,118	2,813	2,715	2,813
Caída de presión (Δp)	Pa	63	67	69	67
Eficiencia sensible (ε _s)	%	85	85	85	85
Eficiencia latente (ε _l)	%	50	73	0	0
Eficiencia total (ε _t)	%	72	81	63	63
Temperatura entrada (T _i)	°C	-3	23	33	23
Temperatura salida (T _o)	°C	17,3	0,8	24,5	31,2
Humedad relativa entrada (HR _i)	%	75	50	32	50
Humedad relativa salida (HR _o)	%	42,1	98,3	52,3	30,9
Humedad específica entrada (W _i)	kg _v /kg _{as}	0,00230	0,00924	0,01062	0,00924
Humedad específica salida (W _o)	kg _v /kg _{as}	0,00543	0,00416	0,01062	0,00924
Entalpía específica entrada (h _i)	kJ/kg _{as}	2,711	46,642	60,411	46,642
Entalpía específica salida (h _o)	kJ/kg _{as}	31,123	11,239	51,700	55,050
Velocidad del aire entrante (v)	m/s	1,61	1,61	1,61	1,61
Calor sensible recuperado (Q _s)	kW	63,9		23,7	
Calor latente recuperado (Q _l)	kW	24,7		0,0	
Calor total recuperado (Q _t)	kW	88,6		23,7	

Figura 15. Presentación de resultados.



En la Figura 15 se presentan los resultados obtenidos con el modelo desarrollado. Al igual que sucede con los datos de entrada del aire, los resultados se visualizan por separado según se haya calculado el recuperador en modo invierno o verano. Además, al presentar los resultados se sigue que, como se ha mencionado a lo largo del TFM, en invierno la corriente de aire de suministro es la corriente de aire frío y la corriente de aire de extracción la de aire caliente, y en verano, al contrario.

En primer lugar, es preciso señalar que en las celdas de los parámetros en los que se pueda producir un error de Excel, se mostrará la palabra “ERROR” en color rojo cuando se produzca (por ejemplo, cuando no se han introducido los datos de entrada del aire).

Los caudales máscicos de aire seco se presentan en $\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}$. En el caso de que algún caudal máscico sea menor o igual que $0 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$, la celda correspondiente se mostrará en color rojo.

Las caídas de presión se muestran en Pa. Si algún valor de caída de presión es inferior a 0 Pa , la celda correspondiente se mostrará en color rojo. Por otro lado, si se excede el límite máximo, fijado en 250 Pa , la celda correspondiente se mostrará en color amarillo.

Las eficiencias se presentan en %. Si algún valor de las eficiencias mostradas está fuera de los límites, es decir, es inferior al 0% o superior al 100% , la correspondiente celda se mostrará en color rojo (salvo para las eficiencias totales que se mostrará en amarillo, ya que en el caso del recuperador de condensación en ocasiones podrán tomar valores menores que el 0% y mayores que el 100%).

Las temperaturas de entrada introducidas por el usuario se muestran también en la zona destinada a la presentación de resultados, simplemente por compararlas con las temperaturas de salida de una forma más clara.

Las temperaturas de salida se muestran en $^{\circ}\text{C}$.

Las humedades relativas de entrada introducidas por el usuario se muestran también en la zona destinada a la presentación de resultados, al igual que en el caso de las temperaturas de entrada, para compararlas con las humedades relativas de salida con mayor claridad.

Las humedades relativas de salida se presentan en %. Si debido a algún error en los cálculos se obtiene alguna humedad relativa de salida inferior al 0% o superior al 100% , la correspondiente celda se mostrará en color rojo advirtiendo de esta manera del error.

Las humedades específicas tanto de entrada como de salida se muestran en $\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$. En el caso de las humedades específicas de salida, si alguna tiene un valor inferior a $0 \text{ kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$, la celda correspondiente se mostrará en color rojo notificando de esta manera el error.

Las entalpías específicas tanto de entrada como de salida se presentan en $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$.

Las velocidades del aire entrante al recuperador se presentan en m/s . Si algún valor de velocidad es inferior o igual a $0 \text{ m}/\text{s}$, la celda correspondiente se mostrará en color rojo para advertir el error.

Por último, se presentan los calores recuperados o tasas de transferencia de calor en kW. Si alguno de los calores recuperados toma un valor inferior a 0 kW, la celda correspondiente se mostrará en color amarillo simplemente como señal de advertencia (salvo en el caso de los calores sensibles recuperados que se mostrará en color rojo, ya que la obtención de un valor negativo se trataría de un error).

ADVERTENCIAS Y ERRORES	
INVIERNO	
Caudal másico de aire seco (m_{as})	Caudal másico de aire seco Ok.
Caída de presión (Δp)	Caída de presión Ok.
Eficiencia sensible (ε_s)	ERROR. Revisar los rangos de los parámetros de las correlaciones.
Eficiencia latente (ε_l)	Eficiencia latente Ok.
Eficiencia total (ε_t)	Eficiencia total Ok.
Temperatura salida (T_o)	Temperatura a la salida Ok.
Humedad relativa salida (HR_o)	Humedad relativa a la salida Ok.
Humedad específica salida (W_o)	Humedad específica a la salida Ok.
Entalpía específica salida (h_o)	Entalpía específica a la salida Ok.
Velocidad del aire entrante (v)	Velocidad del aire entrante Ok.
Calor sensible recuperado (Q_s)	Calor sensible recuperado Ok.
Calor latente recuperado (Q_l)	Calor latente recuperado Ok.
Calor total recuperado (Q_t)	Calor total recuperado Ok.
VERANO	
Caudal másico de aire seco (m_{as})	Caudal másico de aire seco Ok.
Caída de presión (Δp)	Caída de presión Ok.
Eficiencia sensible (ε_s)	Eficiencia sensible Ok.
Eficiencia latente (ε_l)	Eficiencia latente Ok.
Eficiencia total (ε_t)	La eficiencia total es mayor que el 100 % ya que la diferencia entre la entalpía específica de entrada del aire caliente y frío es pequeña ($Q_{max s} > Q_{max t}$).
Temperatura salida (T_o)	Temperatura a la salida Ok.
Humedad relativa salida (HR_o)	Humedad relativa a la salida Ok.
Humedad específica salida (W_o)	Humedad específica a la salida Ok.
Entalpía específica salida (h_o)	Entalpía específica a la salida Ok.
Velocidad del aire entrante (v)	Velocidad del aire entrante Ok.
Calor sensible recuperado (Q_s)	Calor sensible recuperado Ok.
Calor latente recuperado (Q_l)	Calor latente recuperado Ok.
Calor total recuperado (Q_t)	Calor total recuperado Ok.

Figura 16. Notificación de posibles advertencias y errores.

En la Figura 16 se muestra cómo se notifican los posibles errores y advertencias que se hayan podido producir en los resultados (es preciso señalar que están destinados al caso de caudales volumétricos equilibrados). En el caso de que no se produzcan errores ni se tenga que señalar ninguna advertencia, se notificará el mensaje "X Ok." en color verde, donde X será el parámetro que corresponda. Si, por el contrario, se produce algún error o se quiere señalar alguna advertencia, se notificará de la manera expuesta a continuación. Asimismo, de forma común a todos los parámetros en los que se pueda producir un error de Excel, en caso de producirse, se notificará el mensaje; "ERROR." en color rojo.



En el caso de que algún caudal másico sea menor o igual que 0 kg as/s , se notificará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. El caudal másico de aire seco debe tener un valor mayor que 0 kg as/s ".

Si algún valor de caída de presión es menor que 0 Pa se mostrará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. La caída de presión debe tener un valor mayor que 0 Pa ". Por otro lado, si se obtiene algún valor mayor que 250 Pa se mostrará lo siguiente en color rojo; "El límite máximo de caída de presión es de 250 Pa . Caída de presión recomendada entre 100 y 200 Pa ".

En el caso de las eficiencias sensibles el mensaje de error dependerá del tipo de recuperador. Si el recuperador es de condensación se notificará; "ERROR. La eficiencia sensible debe tener un valor comprendido entre el $0 - 100 \%$ " en color rojo, mientras que si es de energía se mostrará el mensaje; "ERROR. Revisar los rangos de los parámetros de las correlaciones." también en color rojo.

Al igual que ocurre con las eficiencias sensibles, en las eficiencias latentes la notificación de error también depende del tipo de recuperador. Así, si el error se produce para un recuperador de condensación se mostrará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. La eficiencia latente debe tener un valor comprendido entre el $0 - 100 \%$ ". Sin embargo, si el error se da en un recuperador de energía se mostrará en color rojo; "ERROR. Revisar los rangos de los parámetros de las correlaciones. En la zona de $-0,3 \leq H^* \leq 0,2$ la correlación de la eficiencia latente es discontinua".

En el caso de las eficiencias totales el mensaje de error también depende del tipo de recuperador. Si el recuperador es de condensación y se obtiene una eficiencia total negativa se muestra el mensaje de advertencia; "La eficiencia total es negativa ya que la entalpía específica de entrada del aire caliente es menor que la del aire frío." en color amarillo. Siguiendo con el mismo tipo de recuperador, se mostrará el mensaje; "La eficiencia total es mayor que el 100% ya que la diferencia entre la entalpía específica de entrada del aire caliente y frío es pequeña ($Q_{\text{max s}} > Q_{\text{max t}}$)." en color amarillo, cuando la eficiencia total sea mayor que el 100% . Por otro lado, cuando el recuperador sea de energía y se obtenga una eficiencia inferior al 0% o superior al 100% , se notificará en color rojo el mensaje; "ERROR. Revisar los rangos de los parámetros de las correlaciones. En la zona de $-1,5 \leq H^* \leq -0,5$ la correlación de la eficiencia total es discontinua".

Si se obtiene alguna humedad relativa de salida inferior al 0% o superior al 100% , se mostrará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. La humedad relativa a la salida debe tener un valor comprendido entre el $0 - 100\%$ ".

En el caso de las humedades específicas de salida, si alguna tiene un valor inferior a 0 se presentará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. La humedad específica a la salida debe tener un valor mayor que 0 kg v/kg as ".

Cuando algún valor de velocidad del aire entrante sea inferior o igual a 0 m/s , se mostrará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. La velocidad del aire entrante debe tener un valor mayor que 0 m/s ".

En el caso de que alguno de los calores sensibles recuperados tome un valor inferior a 0 kW se notificará el siguiente mensaje en color rojo; "ERROR. Revisar los rangos de los parámetros de las correlaciones."

Cuando alguno de los calores latentes recuperados sea inferior a 0 kW, se mostrará el mensaje de advertencia; "El calor latente es negativo ya que el aire caliente aumenta su humedad específica, mientras que el frío disminuye su humedad específica." en color amarillo.

Finalmente, en caso de que alguno de los calores totales recuperados tome un valor inferior a 0 kW se notificará el siguiente mensaje de advertencia en color amarillo; "El calor total es negativo ya que el aire caliente aumenta su entalpía específica, mientras que el aire frío disminuye su entalpía específica."

3.2.2. HOJAS DE IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO

La implementación del modelo termodinámico de los recuperadores se lleva a cabo en cuatro hojas de cálculo. En cada hoja se desarrolla el modelo termodinámico correspondiente a un tipo de recuperador y modo de trabajo concretos, distinguiéndose: recuperador de energía en modo verano, recuperador de energía en modo invierno, recuperador de condensación en modo verano y recuperador de condensación en modo invierno.

Todas estas hojas están vinculadas con la hoja de usuario, de tal manera que los datos de entrada introducidos en la hoja de usuario se vinculan con los datos de entrada de la hoja correspondiente, y los resultados obtenidos en la correspondiente hoja se muestran en la parte de presentación de resultados de la hoja de usuario.

En estas cuatro hojas se sigue el mismo código de colores: se utiliza el color naranja claro para las celdas que están vinculadas con los datos de entrada introducidos en la hoja de usuario, el color verde se destina a las celdas de resultados que se vinculan con los resultados presentados en la hoja de usuario, y el color amarillo se usa para ciertos parámetros de entrada, como las propiedades de los materiales de la matriz (aluminio y sílica gel), que podrían ser modificados por el usuario en caso de conocer otros valores distintos.

Adicionalmente, en estas hojas se ha hecho uso de dos librerías (complementos o add-ins) las cuáles recogen diversas funciones capaces de calcular propiedades termodinámicas del aire. Para calcular el calor específico del aire seco se ha hecho uso de la función $cp_air_SI(T)$ recogida en la librería *AirWaterProperties(SI).xlam* obtenida de la Universidad de Alabama [25]. También se ha utilizado la librería *Psicro.xlam*, propuesta por Serrano en su TFM [26], que proporciona las propiedades termodinámicas del aire húmedo necesarias para caracterizarlo cuando se conoce la temperatura seca del aire en K, la humedad relativa en % y la altitud geográfica en m. De esta última librería se han utilizado las funciones: $fPressureAtm(altitud)$, para obtener la presión atmosférica en Pa; $fSpecificHumidity(temperature, altitud, HR)$, para calcular la humedad específica en kg_v/kg_{as} ; $fEnthalpyah(temperature, altitud, HR)$, para obtener la entalpía específica en kJ/kg_{as} ; $fDensityah(temperature, altitud, HR)$, para obtener la densidad del aire húmedo en kg_{ah}/m^3 ; $fSpecificVolume(temperature, altitud, HR)$, para obtener el volumen específico del aire húmedo en m^3/kg_{as} ; $fRelativeHumidity(SpecificHumidity, temperature, altitud)$, para obtener la humedad relativa del aire en %; y $fDewPointTemperature(temperature, HR)$, para obtener la temperatura de rocío en K.



3.2.3. HOJA DE LISTAS DE DATOS

En esta hoja simplemente aparecen las listas de datos que se utilizan para crear las listas desplegables en la hoja de usuario.

4. ESTUDIO DE CASOS DE USO

4.1. CONDICIONES DE DISEÑO

El RITE [5] establece unas exigencias de bienestar e higiene entre las que se encuentran la determinación de las condiciones interiores de temperatura operativa y humedad relativa, o equivalentemente, las condiciones higrotérmicas interiores, y la determinación de la calidad del aire interior.

Según se establece en la *IT 1.1.4.1.2 Temperatura operativa y humedad relativa*, las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa se fijan con base en la actividad metabólica de las personas, su grado de vestimenta y el porcentaje estimado de insatisfechos (PPD), según diferentes casos. En este trabajo, y como se procede habitualmente, se fijan dichas condiciones interiores de diseño para personas con actividad metabólica sedentaria de 1,2 met, con grado de vestimenta de 0,5 clo en verano y 1 clo en invierno y un PPD (porcentaje de personas insatisfechas) menor al 10 %. De este modo, los valores de la temperatura operativa y de la humedad relativa, asumiendo un nivel de velocidad de aire bajo ($<0.1 \text{ m/s}$), estarán comprendidos entre los límites indicados en la Tabla 4.

Tabla 4. Condiciones interiores de diseño [5].

Estación	Temperatura operativa °C	Humedad relativa %
Verano	23...25	45...60
Invierno	21...23	40...50

La *IT 1.1.4.2.2 Categorías de calidad del aire interior en función del uso de los edificios* establece la categoría de calidad del aire interior (IDA) que se debe alcanzar en función del uso del edificio o local, tal y como se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Categorías de calidad del aire interior [5].

Categoría	Descripción	Uso de edificio
IDA 1	Óptima calidad	Hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
IDA 2	Buena calidad	Oficinas, residencias (locales comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y de estudiantes), salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.
IDA 3	Calidad media	Edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones de hoteles y similares, restaurantes, cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios, locales para el deporte (salvo piscinas) y salas de ordenadores.

IDA 4	Calidad baja	Nunca se empleará, salvo casos especiales que deberán ser justificados.
-------	--------------	---

Asimismo, la *IT 1.1.4.2.3 Caudal mínimo del aire exterior de ventilación* establece el caudal mínimo de aire exterior de ventilación necesario para alcanzar las categorías de calidad de aire interior que se indican en la Tabla 5. En este caso, dicho caudal mínimo se calcula con el método indirecto de caudal de aire exterior por persona, utilizando los valores de la Tabla 6.

Tabla 6. Caudales de aire exterior, en dm^3/s por persona [5].

Categoría	dm^3/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Teniendo en cuenta las exigencias de temperatura y humedad relativa, y de calidad del aire interior comentadas anteriormente, se considera realizar en este TFM el estudio de un edificio de categoría IDA 2, con una ocupación fija de 200 personas, y considerando que el edificio está en funcionamiento las 24 horas y los 365 días del año. Además, se supone que el aire de retorno del edificio (entrada de la corriente de extracción) está a una temperatura de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una humedad relativa del 50 % tanto en invierno como en verano, y que el aire de impulsión al edificio (salida de la corriente de suministro) se debería encontrar a una temperatura de $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 50 % de humedad relativa.

Tabla 7. Condiciones de diseño para el estudio.

Categoría	IDA 2
Ocupación	200 personas
Caudal de aire exterior	$0,0125 \times 200 = 2,5\text{ m}^3/\text{s} = 9000\text{ m}^3/\text{h}$
Horas de funcionamiento	$24 \times 365 = 8760\text{ h}$
Condiciones aire retorno	$23\text{ }^{\circ}\text{C} / 50\%$
Condiciones aire impulsión	$22\text{ }^{\circ}\text{C} / 50\%$

Como se puede extraer de las condiciones de diseño anteriores, este estudio no refleja un caso totalmente real. En este análisis se ha supuesto una ocupación fija y permanente en el tiempo, lo cual en realidad no es así, ya que los edificios no tienen el mismo número de personas todo el tiempo, sino que la ocupación varía según los horarios de funcionamiento del edificio. Una ocupación variable significaría que el caudal mínimo de aire exterior de ventilación fuera variable habiendo periodos incluso en los que dicho caudal fuese nulo, es decir, que el equipo encargado de la ventilación estuviese parado. Además, la consideración de unas condiciones higrotérmicas fijas de las corrientes de impulsión y retorno, tanto para invierno como para verano, también se aleja de la realidad.

4.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS RECUPERADORES ESTUDIADOS

Considerando las condiciones de diseño de la Tabla 7 para llevar a cabo el estudio, se han seleccionado dos recuperadores rotativos, uno de condensación y otro de energía, con unas determinadas características que se recogen en las tablas siguientes.



Tabla 8. Características del recuperador de condensación estudiado.

CARACTERÍSTICAS DEL RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN	
Diámetro exterior del rotor (D_{ext})	2000 mm
Diámetro interior del rotor (D_{int})	200 mm
Longitud del rotor (L)	200 mm
Altura de onda (wh)	2 mm
Longitud de onda (b)	3,9 mm
Espesor láminas (s)	0,05 mm
Velocidad de rotación (n)	Entre 1 y 12 rpm. Velocidad nominal 12 rpm
Material de la matriz	Aluminio

Tabla 9. Características del recuperador de energía estudiado.

CARACTERÍSTICAS DEL RECUPERADOR DE ENERGÍA	
Diámetro exterior del rotor (D_{ext})	2000 mm
Diámetro interior del rotor (D_{int})	200 mm
Longitud del rotor (L)	200 mm
Altura de onda (wh)	2 mm
Longitud de onda (b)	3,9 mm
Espesor láminas (s)	0,1 mm
Velocidad de rotación (n)	Entre 1 y 17 rpm. Velocidad nominal 17 rpm
Material de la matriz	Aluminio recubierto con sílica gel

4.3. ZONAS CLIMÁTICAS

Las condiciones higrotérmicas exteriores influyen en gran medida en la recuperación de calor. Para estudiar esta influencia se han escogido cinco ciudades europeas (Madrid, Zaragoza, Múnich, Londres y Cluj-Napoca) con distintas condiciones climáticas. Las condiciones de temperatura y humedad relativa se han obtenido mediante el generador de años meteorológicos típicos de la herramienta en línea PVGIS [27], que muestra un conjunto de datos meteorológicos con valores de datos para cada hora en un año tipo para una ubicación geográfica determinada.

Para dichas ciudades se divide el rango de temperaturas, desde -7 °C hasta 35 °C, en intervalos de 2 °C, salvo desde 17 °C hasta 23 °C que se divide en intervalos de 1 °C. Además, adicionalmente se consideran, un intervalo para temperaturas inferiores a -7 °C y otro para temperaturas iguales o superiores a 35 °C. Así pues, se obtienen tanto el número de registros (horas) de temperaturas que se encuentran dentro de cada intervalo en un año, así como la temperatura y la humedad relativa exteriores medias correspondientes a cada intervalo determinado. También se obtienen la humedad y la entalpía específicas que han sido calculadas con las ecuaciones propuestas en el apartado 3.1.1. En las tablas del Anexo I se recogen estos parámetros para las cinco ciudades escogidas.

De dichas tablas principalmente se puede extraer que: los climas de Madrid y Zaragoza son bastante parecidos, con veranos muy secos y cálidos; en Londres se tiene una humedad relativa elevada durante todo el año y temperaturas suaves en verano; en Múnich hay mayor número de horas con temperaturas más frías que en Londres; y en Cluj-Napoca la humedad relativa es

elevada y el invierno es muy frío, habiendo un gran número de horas de temperaturas bajo cero llegándose a alcanzar valores negativos muy bajos.

5. ANÁLISIS DE LA RECUPERACIÓN DE CALOR

Haciendo uso de la herramienta de cálculo desarrollada se realiza un estudio de las condiciones higrotérmicas exteriores en la recuperación de calor. El estudio se centra en la determinación de los modos de control necesarios para realizar la recuperación de calor de manera adecuada, analizando principalmente la recuperación de calor parcial. Para la realización del estudio se parte de las condiciones de diseño (Tabla 7) y de las condiciones higrotérmicas exteriores de las ciudades escogidas en el apartado 4.3.

5.1. MODOS DE CONTROL

Los modos de control hacen referencia a la forma en la que debe de operar el recuperador de calor para que el sistema de ventilación funcione de manera que los ahorros de energía sean máximos. Estos modos se han definido de distinta forma según si el recuperador es de condensación o de energía.

Para el recuperador de calor de condensación, cuyas características se muestran en la Tabla 8, se han definido cuatro regiones, tal y como se muestran en la Figura 17.

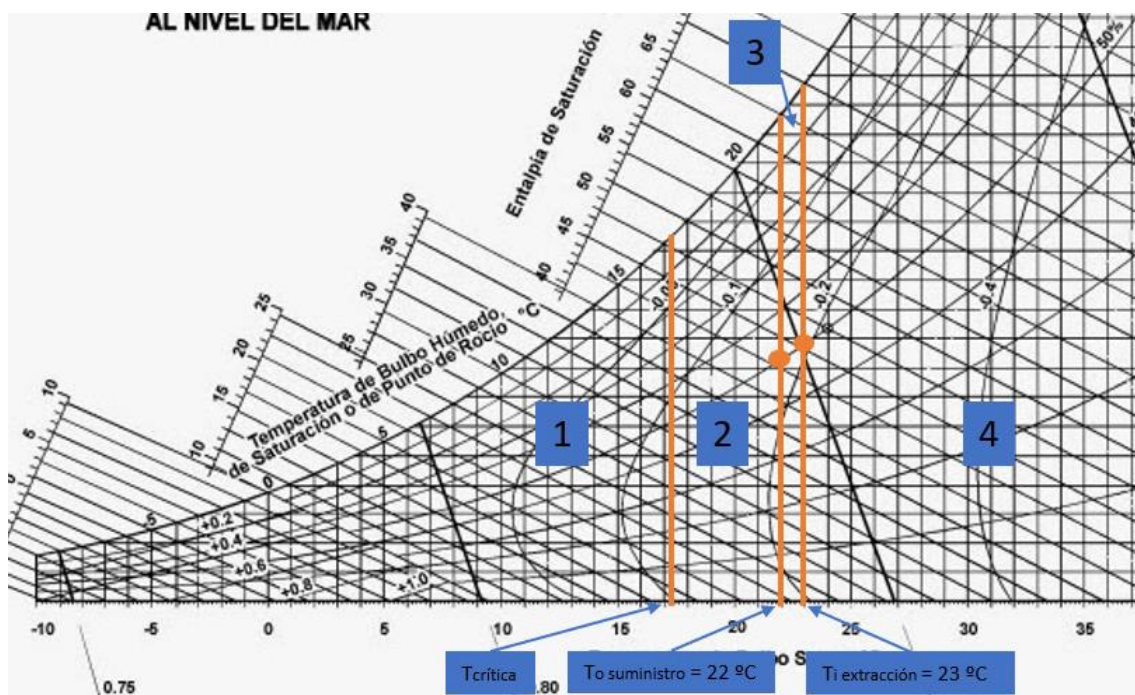


Figura 17. Modos de control para el recuperador de condensación.

- **Región 1: Recuperación total, calentamiento suplementario.** En este modo el recuperador funciona a velocidad nominal, es decir, a máxima capacidad, recuperando la mayor cantidad de calor posible del aire de extracción. Mediante la modulación de la batería de calefacción de la UTA se controla la temperatura de bulbo seco del aire de suministro. Este modo se

implementa cuando el aire exterior está más frío que la “temperatura crítica”. Esta temperatura es un umbral definido por las temperaturas de bulbo seco del aire de suministro y de retorno, y la eficiencia del recuperador funcionando a máxima capacidad, y marca la condición en la cual el recuperador, funcionando a capacidad máxima de calentamiento, ya no puede mantener la temperatura de bulbo seco de salida del aire de suministro objetivo.

- **Región 2: Recuperación parcial.** La recuperación parcial se realiza en este caso modulando la capacidad de recuperación del recuperador mediante la variación de la velocidad de rotación del rotor. De esta forma se mantiene la temperatura de salida del aire de suministro, evitando su sobrecalentamiento. El aumento de horas en este modo equivale a menos horas de funcionamiento de la batería de calefacción.
- **Región 3: Sin recuperación, enfriamiento parcial.** Si el recuperador funcionase en estas condiciones psicrométricas, aumentaría la carga de enfriamiento en lugar de disminuirla. Así pues, para evitar recuperar calor no deseado, se para el rotor. Mediante la modulación de la batería de enfriamiento de la UTA se controla la temperatura de bulbo seco de salida del aire de suministro.
- **Región 4: Recuperación total, enfriamiento parcial.** Toda la energía recuperada en estas condiciones exteriores disminuye la carga de refrigeración. Para recuperar tanta energía de enfriamiento como sea posible el recuperador funciona a máxima capacidad. Además, se controla la temperatura de bulbo seco de salida del aire de suministro mediante la modulación de la batería de enfriamiento.

En la Tabla 10 se muestra un resumen de los modos de control definidos anteriormente para el recuperador de condensación.

Tabla 10. Modos de control para el recuperador de condensación.

Modo de control	Condiciones psicrométricas
1 Recuperación total, calentamiento suplementario	$T_{i \text{ suministro}} < T_{\text{crítica}}$
2 Recuperación parcial	$T_{\text{crítica}} < T_{i \text{ suministro}} < T_{o \text{ suministro}}$
3 Sin recuperación, enfriamiento parcial	$T_{o \text{ suministro}} < T_{i \text{ suministro}} < T_{i \text{ extracción}}$
4 Recuperación total, enfriamiento parcial	$T_{i \text{ extracción}} < T_{i \text{ suministro}}$
$T_{i \text{ suministro}}$: T^a aire exterior, $T_{o \text{ suministro}}$: T^a aire impulsión al edificio, $T_{i \text{ extracción}}$: T^a aire retorno del edificio, $T_{\text{crítica}}$: T^a crítica	

En el caso del recuperador rotativo de energía, cuyas características aparecen en la Tabla 9, se han definido seis regiones, tal y como se representan en la Figura 18.

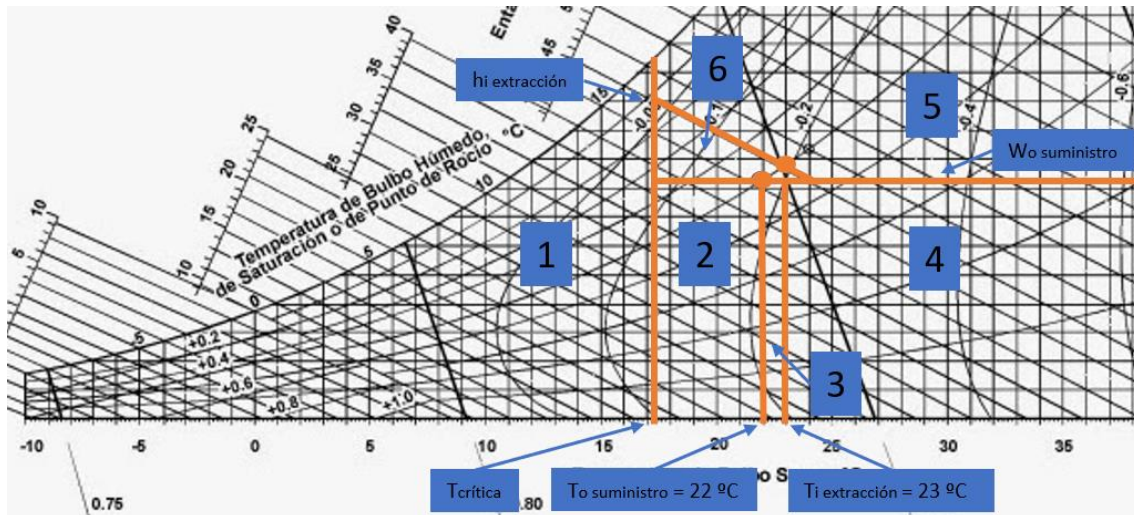


Figura 18. Modos de control para el recuperador de energía.

- **Región 1: Recuperación total, calentamiento suplementario.** Se define de igual forma que en el caso anterior del recuperador de condensación.
- **Región 2: Recuperación parcial.** Es ligeramente diferente a la del recuperador de condensación, ya que ahora esta región solo llega hasta la humedad específica objetivo de la salida de la corriente de suministro.
- **Región 3: Sin recuperación, enfriamiento parcial.** Es igual a la región 3 definida para el recuperador de condensación, pero en este caso solo llega hasta la humedad específica objetivo de la salida de la corriente de suministro.
- **Región 4: Recuperación parcial, enfriamiento parcial.** Variando la velocidad de rotación del rotor se modula su capacidad para recuperar tanta energía como sea posible mientras se mantiene la humedad específica de salida de la corriente de suministro por debajo o en la humedad objetivo. Mediante la modulación de la batería de enfriamiento de la UTA se controla la temperatura de bulbo seco del aire de suministro.
- **Región 5: Recuperación total, enfriamiento parcial, templado parcial.** La energía recuperada en estas condiciones exteriores disminuye la carga de refrigeración. Para recuperar tanta energía de enfriamiento como sea posible se hace funcionar el recuperador a máxima capacidad, y se modulan las baterías de enfriamiento y de calefacción para mantener la temperatura de bulbo seco de salida del aire de suministro.
- **Región 6: Sin recuperación, enfriamiento parcial, templado parcial.** Esta región quizá se podría dividir en varias subregiones, pero considerando que el control presentaría mayor dificultad, en este estudio finalmente se decide que el recuperador tiene que estar parado en toda la región, manteniéndose la temperatura de bulbo seco de salida del aire de suministro mediante enfriamiento o calentamiento suplementario.

En la Tabla 11 se muestra un resumen de los modos de control expuestos anteriormente para el recuperador de energía.

Tabla 11. Modos de control para el recuperador de energía.

Modo de control	Condiciones psicrométricas
1 Recuperación total, calentamiento suplementario	$T_{i \text{ suministro}} < T_{\text{crítica}}$
2 Recuperación parcial	$T_{\text{crítica}} < T_{i \text{ suministro}} < T_{o \text{ suministro}}$ $W_{i \text{ suministro}} < W_{o \text{ suministro}}$
3 Sin recuperación, enfriamiento parcial	$T_{o \text{ suministro}} < T_{i \text{ suministro}} < T_{i \text{ extracción}}$ $W_{i \text{ suministro}} < W_{o \text{ suministro}}$
4 Recuperación parcial, enfriamiento parcial	$T_{i \text{ extracción}} < T_{i \text{ suministro}}$ $W_{i \text{ suministro}} < W_{o \text{ suministro}}$
5 Recuperación total, enfriamiento parcial, templado parcial	$h_{i \text{ extracción}} < h_{i \text{ suministro}}$ $W_{o \text{ suministro}} < W_{i \text{ suministro}}$
6 Sin recuperación, enfriamiento parcial, templado parcial	$T_{\text{crítica}} < T_{i \text{ suministro}}$ $h_{i \text{ suministro}} < h_{i \text{ extracción}}$ $W_{o \text{ suministro}} < W_{i \text{ suministro}}$
$T_{i \text{ suministro}}$: T^a aire exterior, $T_{o \text{ suministro}}$: T^a aire impulsión al edificio, $T_{i \text{ extracción}}$: T^a aire retorno del edificio, $T_{\text{crítica}}$: T^a crítica, $W_{i \text{ suministro}}$: humedad específica aire exterior, $W_{o \text{ suministro}}$: humedad específica aire impulsión al edificio, $h_{i \text{ suministro}}$: entalpía específica aire exterior, $h_{i \text{ extracción}}$: entalpía específica aire retorno del edificio	

5.2. RESULTADOS

Los resultados que se presentan en este apartado hacen referencia al número de horas de operación anual de los recuperadores en cada uno de los modos de control definidos anteriormente para cada una de las ciudades objeto de estudio. Además, en el Anexo II también se presentan las condiciones de la corriente de aire de suministro a la salida del recuperador ($T_{o \text{ recuperador}}$, $HR_{o \text{ recuperador}}$ y $W_{o \text{ recuperador}}$), es decir, antes de pasar por las secciones de la UTA de enfriamiento y calentamiento, obtenidas mediante la herramienta de cálculo desarrollada, para las condiciones del aire exterior medias de cada intervalo expuestas en el Anexo I ($T_{i \text{ suministro}}$ y $HR_{i \text{ suministro}}$) para las cinco ciudades analizadas.

5.2.1. MADRID

Tabla 12. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de condensación ubicado en Madrid.

RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN		
MADRID	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	5655	64,6
2	1091	12,5
3	227	2,6
4	1787	20,4
TOTAL	8760	100

Tabla 13. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de energía ubicado en Madrid.

RECUPERADOR DE ENERGÍA		
MADRID	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	5655	64,6
2	1091	12,5
3	227	2,6
4	1787	20,4
TOTAL	8760	100

5.2.2. ZARAGOZA

Tabla 14. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de condensación ubicado en Zaragoza.

RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN		
ZARAGOZA	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	5417	61,8
2	1280	14,6
3	290	3,3
4	1773	20,2
TOTAL	8760	100

Tabla 15. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de energía ubicado en Zaragoza.

RECUPERADOR DE ENERGÍA		
ZARAGOZA	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	5417	61,8
2	325	3,7
4	1315	15,0
6	1703	19,4
TOTAL	8760	100

5.2.3. MÚNICH

Tabla 16. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de condensación ubicado en Múnich.

RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN		
MÚNICH	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	7692	87,8
2	700	8,0
3	88	1,0
4	280	3,2
TOTAL	8760	100



Tabla 17. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de energía ubicado en Múnich.

RECUPERADOR DE ENERGÍA		
MÚNICH	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	7692	87,8
5	579	6,6
6	489	5,6
TOTAL	8760	100

5.2.4. LONDRES

Tabla 18. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de condensación ubicado en Londres.

RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN		
LONDRES	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	7721	88,1
2	823	9,4
3	105	1,2
4	111	1,3
TOTAL	8760	100

Tabla 19. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de energía ubicado en Londres.

RECUPERADOR DE ENERGÍA		
LONDRES	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	7721	88,1
5	698	8,0
6	341	3,9
TOTAL	8760	100

5.2.5. CLUJ-NAPOCA

Tabla 20. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de condensación ubicado en Cluj-Napoca.

RECUPERADOR DE CONDENSACIÓN		
CLUJ-NAPOCA	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	6839	78,1
2	1095	12,5
3	212	2,4
4	614	7,0
TOTAL	8760	100

Tabla 21. Número de horas de operación por modo de control del recuperador de energía ubicado en Cluj-Napoca.

RECUPERADOR DE ENERGÍA		
CLUJ-NAPOCA	Nº horas de operación anuales	
Modo de control	(h)	(%)
1	6839	78,1
5	1300	14,8
6	621	7,1
TOTAL	8760	100

En la siguiente gráfica (Figura 19) se muestra el número de horas de operación anuales en cada modo de control del recuperador de condensación para las cinco ciudades estudiadas.

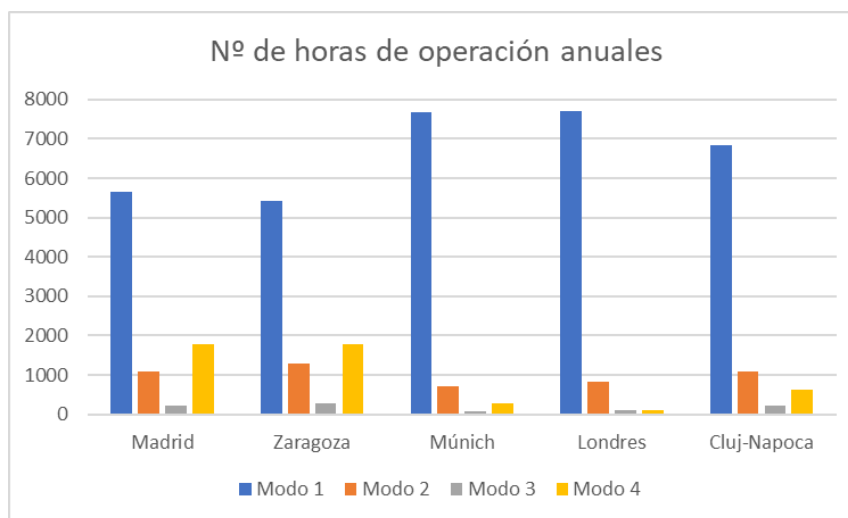


Figura 19. Número de horas de operación anuales en cada modo de control del recuperador de condensación.

Como se puede observar en la gráfica anterior el número de horas de operación del recuperador en el modo 1 (recuperación total, calentamiento suplementario) representa el mayor número de horas para las cinco ciudades analizadas, llegando a representar un 88 % del total de horas en Londres. En cuanto al modo 2 (recuperación parcial) representa el segundo mayor número de horas en Múnich, Londres y Cluj-Napoca, mientras que es el tercer modo en número de horas en Madrid y Zaragoza. Por otro lado, el modo 3 (sin recuperación, enfriamiento parcial) únicamente representa porcentajes de entre el 1 % y el 3 % del número de horas total, siendo el modo con menor número de horas en las cinco ciudades. Finalmente, el modo 4 (recuperación total, enfriamiento parcial) abarca un porcentaje de horas importante en las ciudades cálidas como Madrid y Zaragoza siendo de un 20 % aproximadamente.

En la gráfica de la Figura 20 se representa el número de horas de operación anuales en cada modo de control del recuperador de energía para las cinco ciudades estudiadas.

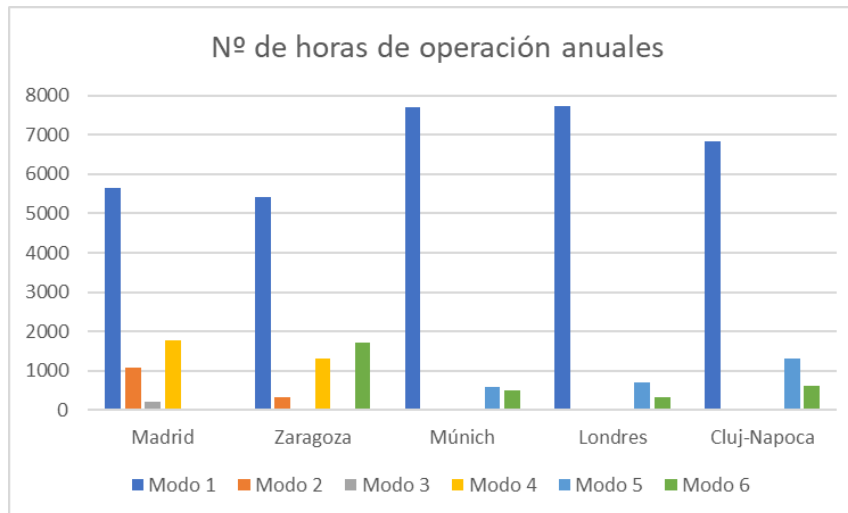


Figura 20. Número de horas de operación anuales en cada modo de control del recuperador de energía.

En el caso del recuperador de energía el modo 1 (recuperación total, calentamiento suplementario) coincide con el del recuperador de condensación, obteniéndose, por tanto, el mismo número de horas. De esta forma, el modo 1 sigue siendo el modo con mayor número de horas representando más del 60 % del total de horas en las cinco ciudades. En referencia al modo 2 (recuperación parcial), se observa que el recuperador funciona en este modo solo en las ciudades de Madrid y Zaragoza, ya que presentan menores humedades en el rango de temperaturas correspondiente a este modo. En cuanto al modo 3 (sin recuperación, enfriamiento parcial) únicamente representa un 2,6 % de las horas totales en Madrid, en el resto de las ciudades no se dan las condiciones correspondientes a este modo. El recuperador solo opera en el modo 4 (recuperación parcial, enfriamiento parcial) en las ciudades de Madrid y Zaragoza, que son las que tienen condiciones más cálidas y secas. Por otro lado, al modo 5 (recuperación total, enfriamiento parcial, templado parcial) le corresponden horas en Múnich, Londres y Cluj-Napoca, que son las tres ciudades con mayor humedad cuando se tienen temperaturas medias y elevadas. Finalmente, se dan condiciones higrotérmicas para el funcionamiento en el modo 6 (sin recuperación, enfriamiento parcial, templado parcial) en Zaragoza, Múnich, Londres y Cluj-Napoca. En este último modo destaca Zaragoza con casi un 20 % de las horas totales.

6. CONCLUSIONES

Como aspectos más relevantes de este trabajo, en el que se ha desarrollado una metodología para analizar la recuperación de calor en los recuperadores rotativos partiendo de las condiciones del ambiente exterior a lo largo del año, se puede destacar lo siguiente:

- Las correlaciones utilizadas en este trabajo para estimar las eficiencias de los recuperadores rotativos tienen un error pequeño, comparado con los programas de cálculo de los fabricantes, cuando se utilizan dentro de los rangos de los parámetros para los que han sido propuestas, por lo que los resultados que se obtienen son bastante fiables. Fuera de dichos rangos, los resultados pueden desviarse en mayor medida por lo que hay que tener precaución. No obstante, en los casos en los que se produce mayor desviación, los resultados pueden ser útiles cualitativamente.



- En referencia a los modos de control (operación) propuestos en el apartado 5.1 se pueden extraer las siguientes conclusiones:
 - Cuando la región geográfica estudiada tenga unas condiciones climáticas de temperaturas suaves, entre unos 18 °C y 23 °C, durante gran parte del año, el recuperador de calor no deberá de trabajar la mayor parte del tiempo a su capacidad máxima, sino que tendrá que trabajar en régimen de recuperación parcial o sin recuperación. Por tanto, se puede decir que será interesante utilizar un recuperador con velocidad de rotación variable, como los dos recuperadores estudiados en este trabajo, en lugar de uno con velocidad de rotación constante, de manera que se pueda modular su capacidad de recuperación.
 - Por otro lado, cuando la determinada zona geográfica se caracterice por tener inviernos fríos, y veranos cálidos y húmedos, el recuperador estará la mayor parte del tiempo funcionando a máxima capacidad, es decir, a velocidad de rotación nominal (máxima), por lo que la instalación de un motor de velocidad variable para modificar la velocidad de giro del rotor no será tan necesario. Esto evitaría la necesidad de disponer de un control de la velocidad de giro.
 - En cambio, si la zona geográfica se caracterizase por tener inviernos fríos, y veranos cálidos y secos, habría que tener en cuenta el tipo de recuperador para obtener una conclusión, ya que cuando se tuvieran temperaturas cálidas, un recuperador de energía debería de trabajar en régimen de recuperación parcial mientras que un recuperador de condensación trabajaría a máxima capacidad recuperando todo el calor posible.
 - Según se han definido los modos de operación, se puede observar que el control del recuperador de condensación es más sencillo que el de energía, debido a que en el primero solo es necesario controlar la temperatura, mientras que en el segundo se necesita controlar también la humedad.
- De las distintas condiciones de la corriente de aire de suministro a la salida del recuperador mostradas en las tablas del Anexo II para las cinco ciudades estudiadas, se pueden extraer las siguientes conclusiones:
 - En el modo 1 de operación (recuperación total, calentamiento suplementario), que se define de igual manera para ambos recuperadores estudiados, se observa como el recuperador de energía recupera, gracias al aprovechamiento de la recuperación del calor latente, mayor cantidad de humedad que el de condensación, consiguiendo unas condiciones interiores que pueden ser aceptables sin necesidad de humectar. Si la UTA incorporase un recuperador de condensación, podría ser necesario instalar en la corriente de suministro (lado de impulsión), después de la batería de calentamiento, una sección de humectación, por ejemplo, por lanza de vapor, con el consumo de agua y eléctrico que conlleva.
 - Cuando se tienen temperaturas y humedades elevadas (modo 4 para un recuperador de condensación o modo 5 para un recuperador de energía) se observa como en el caso del recuperador de energía se introduciría el aire más seco (con menor humedad



específica) al edificio lo que supone una ventaja desde el punto de vista del ahorro energético y del confort.

- Si se diesen las condiciones higrotérmicas exteriores correspondientes al modo 6 de un recuperador de energía, en la zona entre 18 °C y 21 °C aproximadamente, el recuperador de energía estaría parado sin recuperar calor, mientras que el recuperador de condensación se encontraría recuperando calor parcialmente (modo 2). Esto implica que en el caso del recuperador de energía la batería de calentamiento tenga que aportar calor para conseguir llegar a la temperatura de suministro al edificio, mientras que en el caso del recuperador de condensación no. No obstante, conviene señalar que quizá en esa pequeña parte de la región 6, el recuperador de energía podría funcionar en modo de recuperación parcial, aunque en este estudio se ha desestimado esta opción ya que se considera que en la realidad la regulación del control de humedad sería demasiado complejo.
- Del número de horas de operación anuales de los dos recuperadores en cada uno de los modos de control, que se presentan en las tablas y gráficas del apartado 5.2, se concluye lo siguiente:
 - El modo 1 (recuperación total, calentamiento suplementario) coincide para ambos recuperadores estudiados, obteniéndose, por tanto, el mismo número de horas de operación en ambos. Como se puede observar, este modo es con diferencia en el que más horas operan los recuperadores, representando más del 60 % del total de horas en las cinco ciudades analizadas, llegando a alcanzar un porcentaje del 88 % de las horas totales en Londres.
 - El hecho de que los recuperadores estudiados tengan un número tan elevado de horas en el modo 1 para las cinco ciudades analizadas se debe a que las cinco ciudades se encuentran en el continente europeo, caracterizado por tener climas fríos, lo que significa que todas ellas tienen un elevado número de horas de bajas temperaturas. Además, el análisis se ha realizado considerando que el sistema está operando las 24 horas los 365 días del año, lo que en realidad en la mayoría de los casos no suele ser así. De esta manera los periodos nocturnos, que suelen ser los más fríos, se están teniendo en cuenta, cuando en una instalación real por lo general son periodos en los que el equipo estaría apagado.
 - Observando el número de horas de operación en los modos en los que los recuperadores no trabajan a máxima capacidad, es decir, los modos 2 y 3, para el recuperador de condensación, y 2, 3, 4 y 6, para el recuperador de energía, se puede determinar que la necesidad de que el recuperador disponga de un motor variable para controlar la velocidad de giro, y, por tanto, la capacidad de recuperación es mayor en Madrid y Zaragoza, sobre todo cuando el recuperador instalado es de energía.
- El análisis de la recuperación de calor, aunque se centra en ciudades europeas, es exportable de forma inmediata a cualquier zona, pudiendo replicarse los resultados obtenidos para cualquier otra región.



7. LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO

Consecuentemente del trabajo realizado, se proponen a continuación varias líneas futuras de investigación:

- El modelo termodinámico de los recuperadores rotativos propuesto en este trabajo se basa en la utilización de distintas correlaciones para las eficiencias universalmente utilizadas, publicadas por diferentes autores. Sin embargo, en la literatura también existen diferentes modelos como el modelo matemático propuesto por De Antonellis, Intini, Joppolo y Leone en [18] para un recuperador rotativo de condensación, o el modelo numérico expuesto de manera resumida en [16] por Simonson y Besant para un recuperador de energía, que es el modelo a partir del cual los autores obtuvieron las correlaciones de las eficiencias utilizadas en este trabajo para los recuperadores de energía. Por tanto, se podrían utilizar estos modelos para estudiar la recuperación de calor con mayor precisión, aunque con el gran inconveniente de que son bastante complejos de resolver.
- Desarrollar un modelo termodinámico, similar al propuesto en este trabajo, pero para los recuperadores de energía que tienen como material de la matriz aluminio recubierto de tamiz molecular, de forma que se puedan comparar los resultados obtenidos con el nuevo modelo con los de un recuperador de energía con las mismas características, pero con matriz de aluminio recubierto de sílica gel. Las correlaciones de las eficiencias desarrolladas por Simonson y Besant en [15] quizá se podrían utilizar, pero como dicen los autores el error sería más elevado. Jeong y Mumma proponen en [23] correlaciones que permiten obtener las eficiencias de recuperadores entálpicos tanto recubiertos de sílica gel como de tamiz molecular basadas en el método de diseño estadístico factorial 2^k , aunque estas correlaciones solo podrían usarse para velocidad de rotación nominal.
- Se podría pensar en mejorar la entrada de los datos del aire a la herramienta de cálculo, principalmente de las condiciones higrotérmicas exteriores, de forma que no se tuvieran que analizar los casos de estudio uno a uno, sino que se pudieran “cargar” de una base de datos o similar todas las condiciones higrotérmicas a analizar. Esto implicaría también entre otras cosas modificar el formato de salida de los resultados.
- En el análisis de la recuperación de calor se ha supuesto que el edificio está en funcionamiento 24 horas los 365 días del año cuando en realidad esto no suele ser así, sino que existen unos horarios de funcionamiento. De esta forma, se podría realizar el mismo análisis, pero teniendo en cuenta la ocupación prevista para cada hora de funcionamiento del edificio (perfiles de ocupación), lo que significaría que los caudales de ventilación fuesen variables en función de la ocupación que se tiene en cada momento. La realización de este nuevo análisis también supondría un tratamiento adicional de los datos de las condiciones higrotérmicas exteriores, ya que los valores medios de temperatura y humedad relativa tendrían que obtenerse por cada hora de funcionamiento.
- En lugar de analizar la recuperación de calor variando la velocidad de rotación del rotor para modular la capacidad de recuperación, podría hacerse el mismo estudio, pero modulando la capacidad del recuperador mediante la variación del caudal de aire de extracción. El caudal de aire de extracción se variaría en la UTA modificando la posición de una compuerta

instalada en la corriente de aire de extracción que desviaría (baipás) dicho aire de forma que no pasara por el recuperador.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. A. Torre Calvo, *Guía práctica sobre Diseño, recomendaciones y prestaciones en Unidades de Tratamiento de Aire*. EVAIR.
- [2] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), *Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), 2012.
- [3] Heatex AB, <https://www.heatex.com/documents/>.
- [4] A. Jedlikowski, P. Kanaś, and S. Anisimov, "Heat and mass transfer inside the rotary heat exchanger operating under high speed rotor conditions," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 152, p. 119558, May 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119558.
- [5] *Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*.
- [6] *Reglamento (UE) N° 1253/2014 de la Comisión de 7 de julio de 2014*.
- [7] *UNE-EN 308. Procedimientos de ensayo para determinar las prestaciones de los componentes de recuperación de calor aire/aire*. 2023. [Online]. Available: www.une.org
- [8] *TECHNICAL CERTIFICATION RULES OF THE EUROVENT CERTIFIED PERFORMANCE MARK - AIR TO AIR REGENERATIVE HEAT EXCHANGERS*. France, 2023.
- [9] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, "Chapter 1: Psychrometrics," in *ASHRAE Handbook: Fundamentals*, Atlanta: ASHRAE, 2017.
- [10] J. M. Pinazo Ojer and A. García Lastra, *DTIE 3.01 : propiedades del aire húmedo, diagrama psicrométrico-transformaciones psicrométricas*. Madrid: ATECYR, 2009.
- [11] F. M. White, *Viscous Fluid Flow*. New York: McGraw-Hill, 1974.
- [12] C. R. Ruivo, J. J. Costa, and A. R. Figueiredo, "On the behaviour of hygroscopic wheels: Part II - rotor performance," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 50, no. 23–24, pp. 4823–4832, Nov. 2007, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.004.
- [13] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition. 2006.
- [14] H. Güllüce and K. Özdemir, "Design and operational condition optimization of a rotary regenerative heat exchanger," *Appl Therm Eng*, vol. 177, Aug. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115341.
- [15] C. J. Simonson and R. W. Besant, "Energy wheel effectiveness: part II—correlations," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 42, no. 12, pp. 2171–2185, Jun. 1999, doi: 10.1016/S0017-9310(98)00327-5.
- [16] C. J. Simonson and R. W. Besant, "Energy wheel effectiveness: part I—development of dimensionless groups," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 42, no. 12, pp. 2161–2170, Jun. 1999, doi: 10.1016/S0017-9310(98)00325-1.



- [17] C. J. Simonson, W. Shang, and R. W. Besant, "Part-load performance of energy wheels: Part II--Bypass control and Correlations," *ASHRAE Transactions* 106 (1), pp. 301–310, 2000.
- [18] S. de Antonellis, M. Intini, C. M. Joppolo, and C. Leone, "Design optimization of heat wheels for energy recovery in HVAC systems," *Energies (Basel)*, vol. 7, no. 11, pp. 7348–7367, 2014, doi: 10.3390/en7117348.
- [19] P. Kanaś, A. Jedlikowski, M. Karpuk, S. Anisimov, and B. Vager, "Heat transfer in the regenerative heat exchanger," *Appl Therm Eng*, vol. 215, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118922.
- [20] S. Kakac, R. K. Shah, and W. Aung, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*. New York, 1987.
- [21] O. Büyükalaca and T. Yilmaz, "Influence of rotational speed on effectiveness of rotary-type heat exchanger," *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, vol. 38, no. 4–5, pp. 441–447, Apr. 2002, doi: 10.1007/s002310100277.
- [22] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [23] J. W. Jeong and S. A. Mumma, "Practical thermal performance correlations for molecular sieve and silica gel loaded enthalpy wheels," *Appl Therm Eng*, vol. 25, no. 5–6, pp. 719–740, Apr. 2005, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.07.018.
- [24] Heatex AB, "<https://heatexselect.heatex.com/calculate/index>."
- [25] Universidad de Alabama, "<https://www.me.ua.edu/Excel/heat.htm>."
- [26] I. Serrano Sangüesa, "Diseño y cálculo de unidades deshumidificadoras de aire para piscinas," Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Zaragoza, 2017.
- [27] Centro científico de la UE, "https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/," *PVGIS*.