



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

CARACTERIZACIÓN DE LAS FUGAS DE AIRE EN RECUPERADORES ROTATIVOS SENSIBLES A PARTIR DE MEDIDAS DE HUMEDAD. CASO DE ESTUDIO.

Autor: D. Eduardo Valverde Lorenzo

Tutor: Dña. Ana Tejero González

Cotutor: Dña. Paula Matilde Esquivias Fernández

Valladolid, abril, 2020

RESUMEN

El empleo de dispositivos de recuperación de calor en instalaciones de ventilación está en auge. Es uno de los pocos métodos que permite mantener una alta calidad del aire interior en edificios a la vez que se favorece el uso eficiente de la energía. La aplicación los recuperadores rotativos, que son uno de los tipos de recuperadores de calor más utilizados en climatización, está limitado a la actividad que se lleve a cabo dentro de estos edificios debido al riesgo de transmisión de contaminantes entre corrientes a causa de la no estanqueidad del dispositivo.

Por ello, en este documento se va a desarrollar un modelo matemático que permite caracterizar las fugas en recuperadores rotativos sensibles a partir de la medida de humedad de sus corrientes. El potencial de este estudio radica en la sencillez y economía de las medidas de humedad del aire frente a la medida de contaminantes del aire, lo cual constituye una novedad frente a la literatura existente. Este modelo se aplica a dos casos: a partir de los resultados experimentales sobre un equipo real y mediante datos del fabricante de un recuperador del mercado.

Palabras clave: Eficiencia energética, climatización, recuperador rotativo sensible, fugas, modelo matemático.

ABSTRACT

The employment of heat exchangers in ventilation systems is in booming. It is one of the few methods that allows maintaining a high quality indoor air in buildings at the same time it favours the efficient use of energy. The application of rotary heat exchangers, which are one of the most widely used types of heat recovery devices in air conditioning systems, is restricted to the activity that takes place inside these buildings, due to the risk of transmission of pollutants between streams due to the not tightness of the device.

For this reason, a mathematical model is develop to characterize the leakages in thermal wheels based on the measurement of the moisture of their streams. The potential of this study lies in the simplicity and economy of air humidity measurements compared to air pollutants measurement, which constitutes a novelty compared to the existing literature. This model is applied in two cases: based on experimental results of a real equipment and by using data from a thermal wheel manufacturer of the market.

Keywords: Energy efficiency, air conditioning, thermal wheel, leakages, mathematical model.

AGRADECIMIENTOS

Hace ya 6 años que me embarqué en la etapa más complicada de mi vida, llegar hasta el final del segundo ciclo universitario no ha sido fácil, es satisfactorio pensar que, tras todo el esfuerzo y el progreso, finalmente he podido superar los obstáculos en el camino que me han llevado a convertirme en la persona que soy hoy en día. Por ello, quiero dar las gracias a todas aquellas personas que han conseguido hacerme este camino mucho más fácil.

A toda mi familia y amigos, por soportarme en momentos complicados, por apoyarme y ayudarme. Quiero pensar que, gracias a pertenecer a este pequeño grupo de personas y a todo el afecto que me han procesado, han conseguido hacerme mejor persona. En especial a mi tío Rubén, quien cuando las cosas se torcían ha dado un paso adelante en ayudarme y darme un ejemplo a seguir como ingeniero.

A todo el departamento de Termotecnia; a Ana por estar siempre ahí y ser paciente conmigo; a Eloy por sus lecciones; a Paula por su compromiso y a Julio por ayudarme; a todos ellos por haberme motivado en mi última etapa.

Y, por último, al apoyo del Ente Regional de la Energía de Castilla y León, que ha hecho posible este trabajo a través del proyecto: "Alternativas de Recuperadores de Calor en el Diseño de Edificios Próximo a Cero Energía (nZEB) y rehabilitación de edificios" [Ref.: EREN_2019_L2_UVA].

*A todos vosotros, **MUCHÍSIMAS GRACIAS.***

Índice

Resumen/Abstract	I
Agradecimientos.....	III
Índice	V
Nomenclatura	VII
1 Ventilación en edificios y eficiencia energética.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Eficiencia energética.....	1
1.3 Calidad del aire interior (IAQ)	3
1.4 Ventilación.....	6
1.5 Medidas de ahorro energético compatibles con la IAQ	7
2 Estado de la técnica	9
2.1 Recuperadores de energía en climatización.....	9
2.2 Recuperador rotativo sensible	17
2.3 Estudios previos de caracterización de fugas en un recuperador rotativo sensible ...	22
3 Estudio teórico.....	25
3.1 Modelo matemático	25
3.2 Resolución del modelo en Matlab	39
4 Estudio práctico.....	41
4.1 Recuperador rotativo empleado	41
4.2 Primer caso práctico	42
4.3 Segundo caso práctico	44
4.4 Resultados.....	48
5 Análisis y discusión de resultados.....	55
5.1 Primer caso práctico	55
5.2 Segundo caso práctico	57
6 Conclusiones y trabajos futuros	61
7 Bibliografía.....	63
Anexos.....	67
Anexo 1: Codificación y resultados caso práctico 1	67
Anexo 2: Documentación de YAHUS caso práctico 2	79
Anexo 3: Codificación y resultados caso práctico 2	83

NOMENCLATURA

- A:** Área [m^2]
Cs: Coeficiente de descarga [Adimensional]
c: Concentración del gas trazador [ppm]
Cp: Calor específico [J/kg K]
De: Diámetro exterior del recuperador [m]
Di: Diámetro interior del recuperador [m]
E: Espesor del recuperador [m]
EATR: Ratio de transferencia del aire de extracción [Adimensional]
F: Porcentaje de fugas [%]
h: Entalpías específicas [kJ/kg]
HR: Humedad relativa [%]
K: Parámetro de pérdidas [$\text{Pa s}^2/\text{m}^6$]
k: Factor de compresibilidad
L: Entalpía de vaporización [J/kg K]
ṁ, M: Flujo másico [kg/s]
OACF: Ratio de ventilación necesaria en la impulsión [Adimensional]
P: Presión absoluta [Pa]
Pr: Presión manométrica [Pa]
Patm: Presión atmosférica [Pa]
Pc: Pérdida de carga al paso por el recuperador [Pa]
Pm: Peso molecular [g/mol]
Pvap: Presión de vapor [Pa]
Psat: Presión de saturación [Pa]
Q: Caudal [m^3/h]
Q̇: Potencia [kJ/s]
R: Constante de los gases [J/kg K]
T: Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
t: Tiempo [s]
v: Volumen específico [m^3/kg]
Vel: Velocidad [m/s]
w: velocidad angular [rpm]
X: Humedad absoluta [$\text{kg}_w/\text{kg}_{\text{gas}}$]
Z: Número de juntas o huecos [Adimensional]
 α : Ángulo de giro [$^{\circ}$]
 ρ : Densidad [kg/m^3]
 σ : Porosidad del recuperador [Adimensional]

ε : Eficiencia [%]

θ : Ángulo de la sección de purga [°]

Subíndices

amb: Ambiente

as: Aire seco

bp: Relativo a la corriente de bypass

cc: Relativo a la corriente de cortocircuito

co: Relativo a la corriente de arrastre

EA, ea: Relativo a la corriente EA

EAR, ear: Relativo a la corriente EA que interactúa con el recuperador

f: Relativo a fugas

fa: Relativo a las fugas axiales

fe: Relativo a las fugas radiales por la parte exterior

fi: Relativo a las fugas radiales por la parte interior

g: Relativo al tiempo de giro

h: Relativo al hueco

imp: Relativo a la corriente de impulsión

l: Latente

min: Mínimo o de menor valor

max: Máximo o de mayor valor

OA, oa: Perteneciente a la corriente OA

OAR, oar: Perteneciente a la corriente OA que interactúa con el recuperador

p: Relativo a la sección de purga

s: Sensible

SA, sa: Relativo a la corriente SA

SAR, sar: Relativo a la corriente SA que interactúa con el recuperador

RA, ra: Relativo a la corriente RA

RAR, rar: Relativo a la corriente RA que interactúa con el recuperador

r: Relativo a las fugas radiales

res: Relativo al tiempo de residencia

ret: Relativo a la corriente de retorno

T, t: Total

v: Vapor de agua

w: Agua

α : Relativo al ángulo de giro

θ : Relativo al ángulo de purga

1 VENTILACIÓN EN EDIFICIOS Y EFICIENCIA ENERGÉTICA

1.1 INTRODUCCIÓN

La energía es un recurso indispensable para la vida del ser humano tal y como hoy la entendemos. Por lo que se requiere su disponibilidad de forma segura, asequible y con el menor impacto posible sobre el medio ambiente, de forma que su generación y uso sea sostenible.

Para afrontar el reto de emplear la energía de forma más efectiva y sostenible en todo tipo de sectores, se puede recurrir a varias opciones [1]:

1. Uso más eficiente de la energía, evitando desperdicios de la misma.
2. Uso mayoritario de energías renovables (aunque limitado por la irregularidad en cuanto a la obtención de las mismas y su impacto al ecosistema).
3. Desarrollo de nuevas tecnologías energéticas, ligadas a un impacto contaminante menor.

La legislación española mediante el Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios (RITE), establece cuatro medidas de ahorro energético enfocadas a un mejor aprovechamiento de la energía, descritas en las Figura 1. El RITE tiene como finalidad establecer las exigencias de eficiencia energética que deben de cumplir las instalaciones térmicas en los edificios [2].

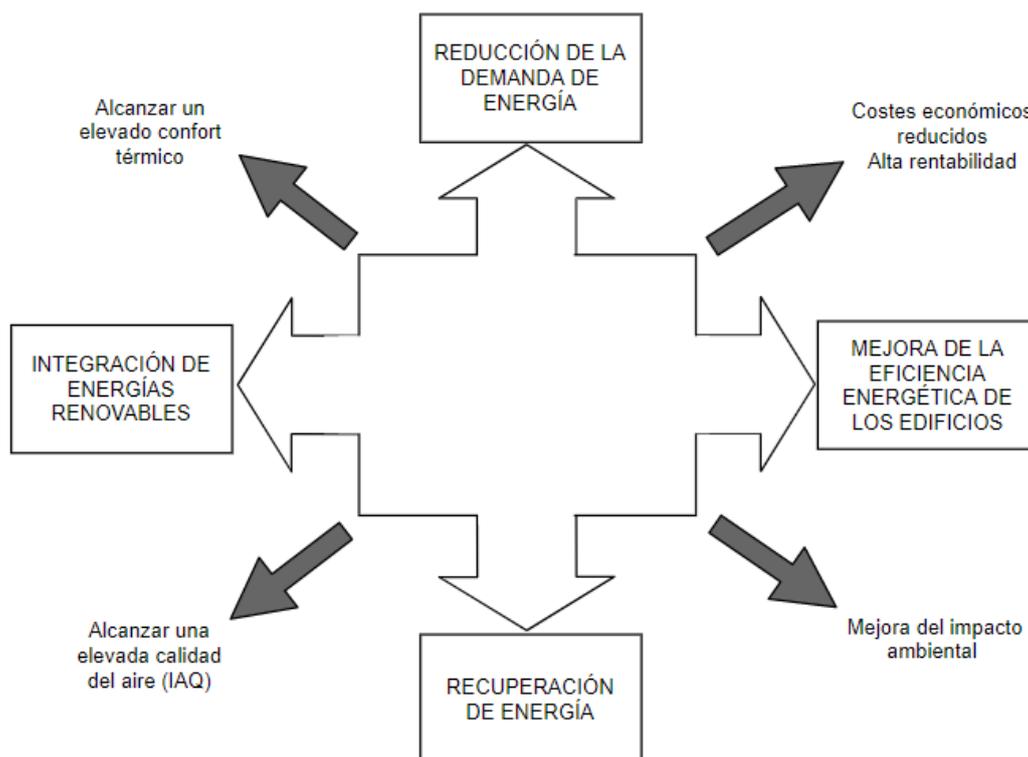


Figura 1: Hitos para mejorar panorama energético en edificios.

1.2 EFICIENCIA ENERGÉTICA

La eficiencia energética tiene como finalidad el uso eficiente de la energía. El objetivo de cualquier sistema debe ser el mantener las condiciones operativas óptimas del mismo demandando la mínima cantidad de energía posible para con ello reducir su impacto en el medio

ambiente; por ello se buscan medidas de ahorro que aumenten en la medida de lo posible la eficiencia de los sistemas.

Actualmente el Código Técnico de la Edificación (CTE) y más específicamente el DB-HE [3] tienen por objeto establecer reglas y procedimientos que permitan el cumplimiento de las exigencias básicas de ahorro de energía en edificios. Estas exigencias son de obligado cumplimiento en edificios de nueva construcción y/o cuando haya intervenciones en edificios ya existentes.

Dentro de cada tipo de exigencia básica de ahorro energético regulada en el RITE, se establecen unos límites para su cumplimiento:

- Exigencia básica HE 0: Limitación del consumo energético. Limita el consumo necesario en el edificio en función de la zona climática donde se encuentre el mismo y promueve el uso de energías renovables.
- Exigencia básica HE 1: Condiciones para el control de la demanda energética. Establece los valores mínimos necesarios que deben de cumplirse en las envolventes térmicas de los edificios, para de esa manera reducir las necesidades de energía primaria del edificio.
- Exigencia básica HE 2: Condiciones de las instalaciones térmicas. Las exigencias se desarrollan ampliamente en el RITE [2], del cual se hablará en adelante.
- Exigencia básica HE 3: Condiciones de las instalaciones de iluminación. Promueve el aprovechamiento de luz natural y el ajuste de la iluminación dependiendo de las necesidades de cada zona del edificio.
- Exigencia básica HE 4: Contribución mínima de energía renovable para cubrir la demanda de agua caliente sanitaria. Exige satisfacer las necesidades de ACS empleando fuentes renovables o procesos de cogeneración renovables.
- Exigencia básica HE 5: Generación mínima de energía eléctrica. Implementa la generación de energía eléctrica para aprovechamiento del propio edificio o para el suministro de la red.

Dentro del DB-HE, cuando se hace referencia a las instalaciones térmicas, el Código Técnico de la Edificación establece que debemos seguir regulado en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE).

El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios [2] especifica: “Las instalaciones térmicas deben diseñarse y calcularse, ejecutarse, mantenerse y utilizarse de tal forma que se reduzca el consumo de energía convencional de las instalaciones térmicas y, como consecuencia, las emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos, mediante la utilización de sistemas eficientes energéticamente, de sistemas que permitan la recuperación de energía y la utilización de las energías renovables y de las energías”.

Las medidas de ahorro energético establecidas, se especifica en la Figura 1; y se pueden enumerar como:

- Mejora en la eficiencia energética de los edificios: sistemas de generación y redes de tuberías de frío y calor.
- Reducción de la demanda de energía: control de las instalaciones térmicas y contabilización de consumos.
- Integración de energías renovables: limitación de energías convencionales y aprovechamiento de renovables.
- Recuperación de energía.

Refiriéndonos exclusivamente al sistema de recuperación de energía, existen varios métodos para reducir el impacto y aumentar la eficiencia, entre los que destacamos el uso de la recuperación de energía del aire de extracción.

La normativa indica que la recuperación de energía del aire de extracción será necesaria cuando en los sistemas de climatización de los edificios, el caudal de aire expulsado al exterior por medios mecánicos sea superior a 0,5 m³/s. Estableciendo unas eficiencias mínimas de recuperación en calor sensible sobre el aire exterior y unas pérdidas de presión máximas, descritas en la Tabla 1.

Tabla 1: Eficiencia de la recuperación [2].

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

1.3 CALIDAD DEL AIRE INTERIOR (IAQ)

El Código Técnico de la Edificación nos orienta a reducir la demanda energética asociada a la ventilación, la cual es necesaria para poder mantener un nivel adecuado de calidad del aire interior.

E. Velasco Gómez y F.J. Rey Martínez definen la calidad del aire interior como “la naturaleza del aire que afecta la salud y el bienestar de los ocupantes de dicho espacio interior” [1].

La IAQ debe proporcionar a los ocupantes de un edificio un aire fresco y saludable, además de seguro para los materiales y la estructura del edificio en cuanto a niveles de humedad. La humedad puede controlarse mediante el uso combinado de la ventilación y el control sobre la fuente contaminante [4].

Los tipos de aire, especificados en el apartado 1.3.1 caracterizan los distintos modelos de aire que existen dentro de un edificio y en un sistema de ventilación, de entre ellos el IDA, que se define como el aire interior de un local.

Unos de los métodos para conseguir mantener una adecuada calidad del aire interior en el edificio consistirá en renovar el aire interior. La normativa establece unas necesidades mínimas de ventilación que dependerán del tipo de edificio y su empleo. El aire introducido, además, deberá cumplir unos criterios de calidad.

1.3.1 Las especificaciones de los tipos de aire

Las especificaciones de los tipos de aire en edificios se especifican en la UNE-EN16798-3:2018 [5] y están representados en la Tabla 2.

Tabla 2: Tipos de aire en edificios [5].

Tipo de aire	Abreviatura	Definición
Aire exterior	ODA	Aire que entra, a través del sistema o de una abertura, desde el exterior antes de cualquier tratamiento del aire.
Aire de impulsión	SUP	Flujo de aire que entra en el local tratado, o aire que entra en el sistema después de cualquier tratamiento.
Aire interior	IDA	Aire en el local o zona tratada.
Aire transferido	TRA	Aire interior que pasa de un local tratado a otro local tratado.
Aire de extracción	AE	Flujo de aire que sale del local tratado y entra en el sistema de tratamiento de aire.
Aire de recirculación	RCA	Aire extraído que retorna al sistema de tratamiento de aire y se reutiliza como aire de impulsión.
Aire de expulsión	EHA	Flujo de aire que sale del sistema de tratamiento de aire de extracción y se descarga a la atmósfera.
Aire secundario	SEC	Flujo de aire tomado de un local y retornado al mismo local después de cualquier tratamiento.
Fuga	LEA	Flujo de aire no deseado a través de los puntos de fugas del sistema.
Infiltración	INF	Fuga de aire que entra en un edificio a través de los puntos de fuga de los elementos de la estructura, flujo de aire no deseado procedente del exterior
Exfiltración	EXF	Fuga de aire que salen de un edificio a través de los puntos de fuga de los elementos de la estructura, flujo de aire no deseado hacia el exterior
Aire de mezcla	MIA	Aire que contiene dos o más corrientes de aire.
Aire exterior de un local individual	SRO	Aire que entra para un único local, a través de la unidad de tratamiento de aire o por una abertura, desde el exterior antes de cualquier tratamiento del aire.
Aire de impulsión de un local individual	SRS	Flujo de aire que entra en el local tratado.
Aire de extracción de un local individual	SET	Flujo de aire que sale del local tratado hacia la unidad de tratamiento de aire de un único local.
Aire de expulsión de un local individual	SEH	Flujo de aire descargado a la atmósfera desde la unidad de tratamiento de aire de un único local.

El RITE [2], especifica las categorías de calidad de aire interior (IDA) necesarios en edificios dependiendo de su tipo de actividad:

- IDA 1 (aire de óptima calidad): hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
- IDA 2 (aire de 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 (aire de 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 (aire de calidad baja).

Por otra parte, la categoría del Aire de impulsión (SUP) influye de forma directa en la calidad del aire interior. El aire de impulsión a su vez va a depender de las etapas de filtración, las cuales dependen del aire exterior (ODA) y de la categoría del aire interior (IDA), en la Tabla 3 se especifican las clases de filtración de aire mínimas que se deben emplear en edificios.

Tabla 3: Clases de filtración [2].

Calidad del aire exterior	Calidad del aire interior			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F9	F8	F7	F5+F7
ODA 2	F7+F9	F6+F8	F5+F7	F5+F6
ODA 3	F7+F9+GF	F7+F9+GF	F5+F7	F5+F6

Las categorías del aire exterior dependen de la ubicación del edificio, por esta razón, el Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 2.05 [6] establece las distintas valores de ODA de las principales capitales de provincia. Las categorías posibles se pueden ver en la Tabla 4.

Tabla 4: Categorías del aire exterior [5].

Categoría	Descripción
ODA 1	Aire exterior que se puede ensuciar sólo temporalmente.
ODA 2	Aire exterior con concentraciones altas de partículas y, o de gases contaminantes.
ODA 3	Aire exterior con concentraciones muy altas de gases contaminantes y, o de partículas.

Las categorías del aire de extracción (AE), son definidas en el RITE [2] dependiendo de la actividad que se desarrolle en el local:

- AE 1 (bajo nivel de contaminación): aire que procede de los locales en los que las emisiones más importantes de contaminantes proceden de los materiales de construcción y decoración, además de las personas.

Está excluido el aire que procede de locales donde se permite fumar. Están incluidos en este apartado: oficinas, aulas, salas de reuniones, locales comerciales sin emisiones específicas, espacios de uso público, escaleras y pasillos.

- AE 2 (moderado nivel de contaminación): aire de locales ocupado con más contaminantes que la categoría anterior, en los que, además, no está prohibido fumar.

Están incluidos en este apartado: restaurantes, habitaciones de hoteles, vestuarios, aseos, cocinas domésticas (excepto campana extractora), bares, almacenes.

- AE 3 (alto nivel de contaminación): aire que procede de locales con producción de productos químicos, humedad, etc.

Están incluidos en este apartado: saunas, cocinas industriales, imprentas, habitaciones destinadas a fumadores.

- AE 4 (muy alto nivel de contaminación): aire que contiene sustancias olorosas y contaminantes perjudiciales para la salud en concentraciones mayores que las permitidas en el aire interior de la zona ocupada.

Están incluidos en este apartado: extracción de campanas de humos, aparcamientos, locales para manejo de pinturas y solventes, locales donde se guarda lencería sucia, locales de almacenamiento de residuos de comida, locales de fumadores de uso continuo, laboratorios químicos.

1.4 VENTILACIÓN

La ventilación es necesaria para conseguir una buena calidad del aire interior [7]. El proceso de ventilación suministra aire limpio y elimina el aire viciado del interior para proporcionar oxígeno, diluir contaminantes y si es posible controlar la temperatura y la humedad [8].

Algunas de las variables de las que depende la ventilación son [1]:

1. Caudal de aire: Cuantificación del aire, medida en cantidad de volumen por tiempo.
2. Eficiencia de la ventilación: que a su vez dependerá del tipo de la distribución del aire (por mezcla o desplazamiento), de la localización de las fuentes contaminantes, de las características térmicas y concentración del aire y de la ubicación de la extracción e impulsión del aire.
3. Renovaciones o cambios de aire: cantidad de aire necesario para renovar por completo el volumen de aire del local.
4. Edad del aire: cuantifica el tiempo en que el aire ha estado dentro del local.

El caudal mínimo de ventilación necesario en edificios está estipulado en distintas normativas dependiendo del tipo de edificio. Para edificios residenciales, garajes y aparcamientos habrá que seguir el CTE y más específicamente el DB-HS [9], para edificios industriales el Real Decreto 487/1997 [10] y para el resto de edificios no residenciales los métodos proporcionados por el RITE [2].

En cuanto a los tipos de ventilación, puede ser [8]:

- Natural: Ingreso del aire por medios naturales debido a diferencias de presión o temperatura.
- Mecánica: utiliza medios electromecánicos para incorporar o extraer aire a un ambiente. Puede trabajar con sólo impulsión, sólo extracción o con ambas.
- Híbrida: Cuando no sea suficiente la ventilación natural, se activa la mecánica.

La ventilación, además, puede afectar solo a su distribución y difusión o ser tratada para climatización.

El proceso de climatización tiene como objetivo generar y mantener unas condiciones adecuadas de confort para los ocupantes en los distintos edificios [1]; de entre todas las instalaciones posibles en climatización, para el tratamiento de aire se utilizan las Unidades de Tratamiento de Aire o UTAs.

En la Figura 2 se puede ver la configuración particular de una UTA, aunque existen muchas otras configuraciones y componentes que se pueden utilizar. Algunos de los posibles componentes de una UTA son:

- Humidificador adiabático.
- Recuperador de energía.
- Baterías de calentamiento y enfriamiento.
- Cámara de mezcla.
- Ventiladores.
- Filtros.
- Compuertas.
- Sistemas de control

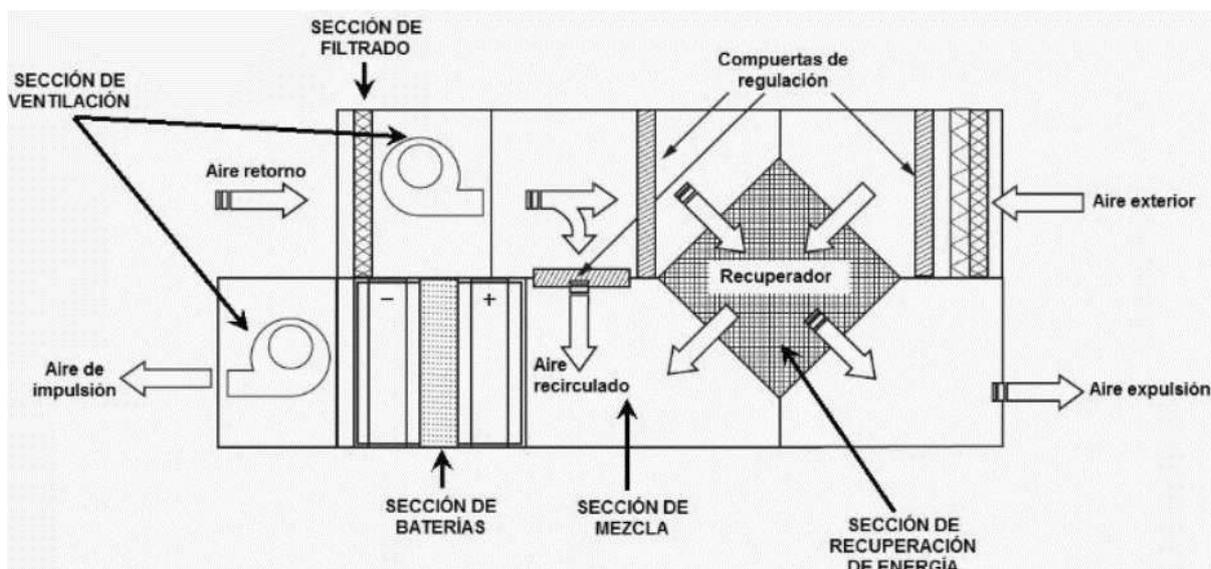


Figura 2: Componentes en una configuración particular de una UTA [11].

En el caso de utilizar una sección de recirculación de aire, hay que tener en cuenta que la normativa [2] sólo permite la recirculación de aire de categoría AE 1 (exento de humo de tabaco) y de AE 2 como aire de transferencia entre un local hacia servicios, aseos y garajes.

1.5 MEDIDAS DE AHORRO ENERGÉTICO COMPATIBLES CON LA IAQ

Si queremos mantener una alta calidad del aire interior, tendremos necesidades de ventilación, lo que implicará un aumento en el consumo energético del edificio.

Para compatibilizar una correcta calidad del aire interior con la eficiencia energética necesaria de los sistemas de climatización del edificio, se pueden utilizar medidas de ahorro energético como las descritas por en la Tabla 5.

Tabla 5: Medidas de ahorro energético compatibles con la IAQ.

Medida energética	Impacto sobre la IAQ
Mejor eficacia de ventilación	Asegurar exactamente las renovaciones requeridas (reducir infiltraciones)
Mejora en los ventiladores, etc	Nulo
Recuperación de energía	Reducir la carga por la ventilación requerida
Free-cooling	Posibilidad de aumentar los caudales de ventilación sin aumentar la carga
Ventilación nocturna en verano	Renovación del aire interior además de refrescar
Mantenimiento de sistemas HVAC	Reducción de la contaminación por esta fuente, además de mejorar su eficiencia
Control de la presión	Regulación de las infiltraciones incontroladas
Modificar la temperatura de impulsión	Según las condiciones exteriores, maximizando la eficiencia energética manteniendo los caudales de ventilación
Ventilación controlada por concentración de CO ₂	En locales de ocupación variable, evitar la necesidad de mantener ventilación continuada

La recuperación es por tanto uno de los factores más influyentes para un mejor aprovechamiento de la energía.

Será útil su uso, entre otros métodos, para mantener una calidad del aire interior alta, reduciendo la pérdida de eficiencia energética en los sistemas de climatización de los edificios.

Precisamente este documento tiene como objetivo cuantificar las fugas existentes en un tipo de recuperador de energía, en concreto en un recuperador rotativo sensible, para con ello poder maximizar la recuperación energética y minimizar la transferencia de contaminantes entre corrientes. Mediante el conocimiento de estas fugas los fabricantes o los técnicos de control de estas unidades podrán diseñar y establecer unas condiciones adecuadas para su óptimo aprovechamiento.

2 ESTADO DE LA TÉCNICA

La recuperación de energía es un proceso que aprovecha parte de la energía residual de otro proceso; de esta forma se intenta optimizar al máximo el uso de la energía a nivel global. Una de las formas de recuperar energía es mediante el uso de intercambiadores de calor, estos dispositivos son muy utilizados en la industria química, metalúrgica y de climatización, entre otras [12].

Se puede hacer una clasificación de los intercambiadores de calor en función de la separación que exista entre los fluidos de trabajo, según la cual diferenciamos entre intercambiadores de contacto directo e indirecto. En estos últimos existe una matriz que separa los fluidos entre los que se intercambia calor, cuya superficie limita el proceso de transferencia. Por otra parte, los intercambiadores de contacto directo intercambian calor sin matriz de por medio mediante la mezcla de sus corrientes [12].

Entre los intercambiadores indirectos, podemos distinguir los regenerativos, que utilizan un cuerpo intermedio de transferencia y los fluidos circulan por el mismo espacio de forma alternativa; y los recuperativos, que intercambian calor a través de una superficie que separa ambas corrientes.

Otra forma de clasificarlos es en función de la configuración de sus corrientes, según la cual podemos diferenciar entre intercambiadores de flujo cruzado y paralelo, ambos representados en la Figura 3. En caso de que las corrientes sean paralelas, distinguimos entre intercambiadores en equicorriente, si los flujos tienen el mismo sentido, y en contracorriente, si los flujos tienen el sentido contrario.

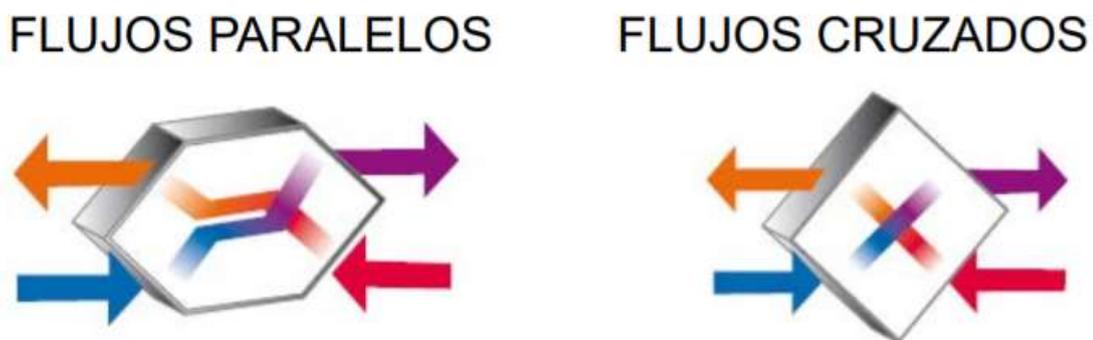


Figura 3: Tipos de recuperación según la configuración de sus corrientes [13].

2.1 RECUPERADORES DE ENERGÍA EN CLIMATIZACIÓN

La recuperación de energía más importante en el proceso de climatización es el aprovechamiento de la energía residual asociada al aire de retorno, el cual se encuentra viciado, pero en condiciones de confort térmico. Tiene como objetivo maximizar la eficiencia del sistema por lo que deberá ser únicamente usado cuando sea propicio [1]. Además, para que sean económicamente rentables necesitaremos de altos y continuos caudales de ventilación y grandes saltos térmicos con el exterior.

La energía residual del proceso de climatización estará contenida en el aire de extracción, por lo que para su recuperación será necesario el uso de ventilación mecánica bidireccional (extracción e impulsión). De esta forma, en las UTAs podremos utilizar parte del calor y de la humedad de la corriente de retorno y aprovecharlos en la impulsión. Así, la energía recuperable

puede ser tanto sensible como latente y su aprovechamiento dependerá del tipo de recuperador que escojamos y de las características de las corrientes.

Comercialmente, cuando se habla de recuperadores sensibles nos referimos a HRVs (Heat Recovery Ventilators), mientras que cuando recuperemos tanto energía sensible como latente hablaremos de ERVs (Energy Recovery Ventilators) o recuperadores entálpicos [14].

2.1.1 Fundamentos de un recuperador de energía

Este apartado de trabajo se centra en la recuperación de energía de una corriente de aire húmedo. La ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo es la psicrometría. En este documento, para el análisis de las propiedades y procesos térmicos de la mezcla aire-vapor se han seguido los conceptos psicométricos del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 3.01 [15].

Un recuperador de calor extrae energía de la corriente de extracción para cederla a la de impulsión. La energía que se puede recuperar depende de las propiedades de las corrientes de aire húmedo (flujo de aire, humedad, temperatura) y de las características del recuperador. La Figura 4 representa de forma simplificada el desarrollo de las corrientes en un recuperador a contracorriente.

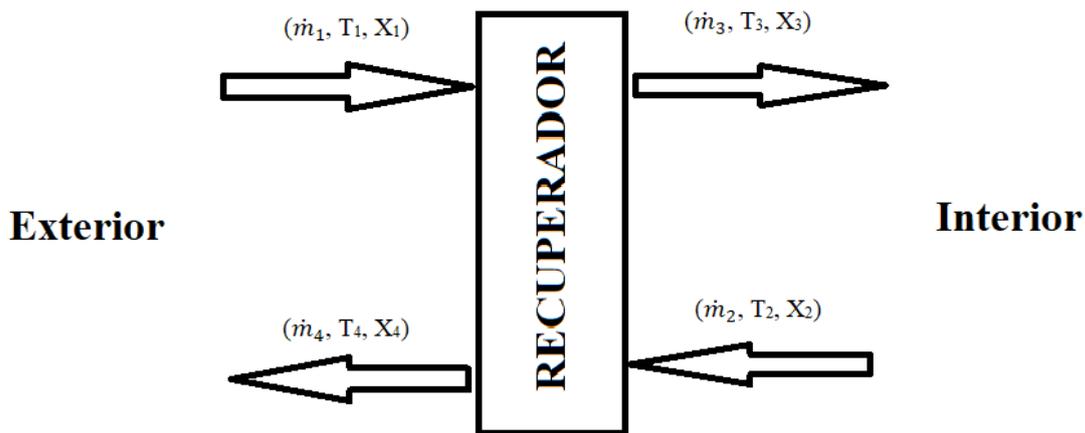


Figura 4: Representación de un recuperador de flujo paralelo a contracorriente.

Un sistema de recuperación de energía está caracterizado principalmente por su eficiencia, siendo esta la relación entre la potencia recuperada y la máxima recuperable por el intercambiador:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{recuperada}}{\dot{Q}_{max}} * 100 \quad (E-1)$$

Siguiendo el esquema de recuperador propuesto en la Figura 4, la eficiencia del recuperador será:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{recuperada}}{\dot{Q}_{max}} * 100 = \frac{\dot{m}_{imp} * (h_3 - h_1)}{\dot{m}_{min} * (h_2 - h_1)} * 100 \quad (E-2)$$

Si hablamos específicamente de las eficiencias sensibles o latentes, distinguimos:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{Q}_{s,recuperada}}{\dot{Q}_{s,máxima}} = \frac{\dot{m}_{imp} * C_{p,imp} * (T_3 - T_1)}{(\dot{m} * C_p)_{min} * (T_2 - T_1)} \quad (E-3)$$

$$\varepsilon_l = \frac{\dot{Q}_{l,recuperada}}{\dot{Q}_{l,max}} = \frac{\dot{m}_{w,recuperada}}{\dot{m}_{w,max}} \quad (E-4)$$

La efectividad de un recuperador se suele usar para predecir el comportamiento del recuperador bajo diferentes condiciones. Para el cálculo de esta efectividad se utilizan datos experimentales o correlaciones que han sido verificadas por fuentes documentales [14].

2.1.2 Consideraciones técnicas de los recuperadores de calor

El comportamiento de un recuperador de calor no siempre es el ideal, ya que existen diversos factores que pueden afectar al comportamiento en servicio de estos dispositivos.

La ASHRAE (Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado) [14] define varias consideraciones a tener en cuenta en los recuperadores de calor en la climatización, las cuales se describen en detalle a continuación.

- Fugas

Se considera fuga a todo aire que sale o entra en alguna de las corrientes que intervienen en la recuperación; especialmente importantes los flujos que pasen desde la impulsión a la extracción o viceversa.

Este tipo de flujos pueden significar un problema si en las corrientes de salida hay gases tóxicos u olorosos, limitando la aplicabilidad de la tecnología. Además, en caso de existir complican el estudio del funcionamiento de un recuperador.

Hay que tener en cuenta que, en caso de utilizar un recuperador en el que pudiera haber fugas entre corrientes, la normativa UNE-EN16798-3:2018 [5] establece que hay que evitarlas.

- Capacidad de los ventiladores

La presencia de fugas en un recuperador hace que para una correcta elección de los ventiladores estas se tengan en cuenta; siendo necesario sobredimensionar los ventiladores para que su capacidad sea suficiente para albergar la cantidad de ventilación necesaria y las posibles fugas que pudieran existir.

- Pérdida de presión

La pérdida de presión de los recuperadores debe ser vencida por los ventiladores de la instalación. El uso de compuertas que permitan el bypass cuando los recuperadores no estén funcionando pueden reducir de forma significativa el consumo de la instalación.

- Mantenimiento y suciedad

Un correcto mantenimiento del recuperador es necesario para que su funcionamiento se mantenga de forma óptima. Los métodos de limpieza y la periodicidad de la misma son diferentes dependiendo del tipo de recuperador y del uso que tenga.

La suciedad normalmente reduce los coeficientes de transferencia de calor y aumenta la pérdida de carga de los recuperadores.

- Filtración

Una correcta filtración previa a los recuperadores evita que estos se ensucien de forma rápida.

- Control

Dependiendo de las condiciones externas al recuperador puede no ser útil el uso de recuperación en un momento en concreto; para ello se deben tener controlados en todo momento los parámetros de recuperación y dictaminar las condiciones para su uso. Adicionalmente, un adecuado control permitirá prevenir riesgos de condensación, en el caso de no estar preparado para ello el recuperador particular, e incluso de congelación.

- Corrosión

La elección correcta de los materiales en un recuperador será vital para evitar la corrosión del mismo, para lo cual se debe conocer la aplicación particular del equipo. De no ocurrir así, pueden producirse fugas, y una reducción en la transferencia de calor.

La corrosión puede ser un factor muy importante en recuperadores en los que se produzca condensación.

- Condensación y riesgo de congelación.

Dependiendo de las condiciones de funcionamiento, pueden producirse situaciones en las que exista riesgo de condensación del vapor de agua de una de las corrientes. Para aquellas aplicaciones en las que exista dicha posibilidad, el recuperador debe disponer de un sistema para recoger y drenar el vapor de agua condensado. El aprovechamiento del calor desprendido por el agua al condensar puede ser muy útil puesto que se utiliza la energía de cambio de fase; sin embargo, no todos los recuperadores pueden trabajar en esas condiciones.

Para el caso de recuperadores que trabajen en condiciones de posible congelación, los requisitos son más elevados. En caso de producirse, la congelación puede deformar el intercambiador, suponiendo incluso la pérdida de estanqueidad del mismo con la consiguiente mezcla de corrientes.

2.1.3 Tipos de recuperadores de calor en climatización

Los principales tipos de recuperadores utilizados en las instalaciones de climatización por aire son los recuperadores de placas y los rotativos, pero existen otros tipos de recuperadores. Se describen estos a continuación.

- Recuperador de placas

Intercambiador con una carcasa rectangular abierta en los extremos, cuya sección interior está compuesta por matrices de placas con conductos en dos direcciones por donde fluyen las corrientes. En la Figura 5 se puede ver una representación del mismo.

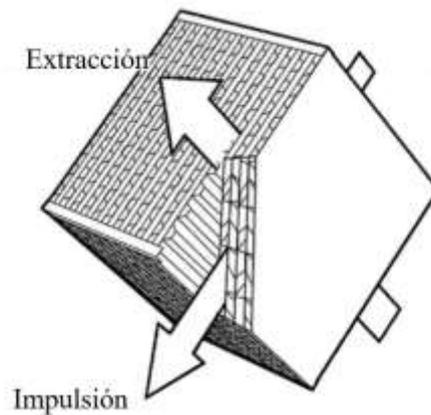


Figura 5: Recuperador de placas [14].

Las placas ejercen de medio de intercambio de energía, estas placas tienen una amplia superficie de transferencia. Dependiendo del material que se utilice este intercambio será sólo sensible o también latente.

Las principales ventajas es que son equipos estancos gracias al uso de resinas, son compactos y pueden trabajar con condensación; aunque, por otra parte, tienen riesgo de congelación y alta pérdida de carga.

- Recuperador rotativo

Es un intercambiador regenerativo con una carcasa que contiene un tambor rotatorio que gira y está compuesto por un material permeable al aire. Está dividido en varias secciones sobre las que el aire pasa alternativamente, así, en una sección una corriente de aire cederá energía al material que será absorbida por la otra corriente en otra sección. En la Figura 6 se puede ver de forma más representativa su funcionamiento.

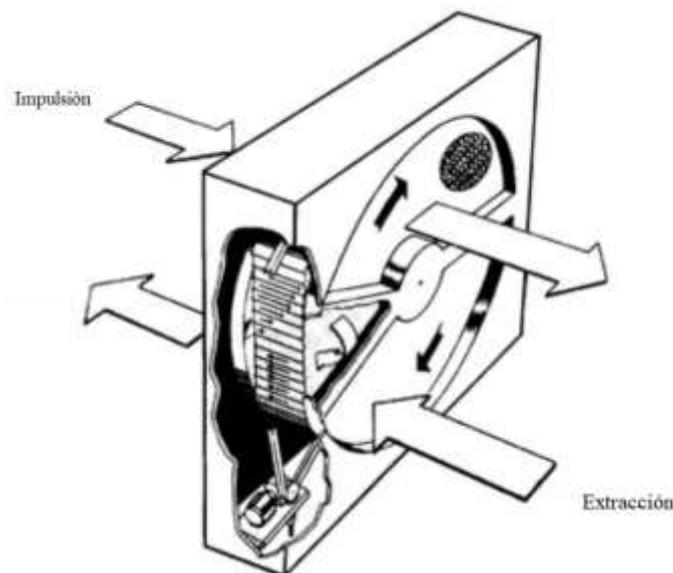


Figura 6: Intercambiador rotativo [14].

Debido al propio giro de la rueda, parte del flujo se intercambia entre corrientes. Por este motivo se suele utilizar una sección de purga en donde parte del aire de impulsión (limpio) elimina el flujo que fuera a pasar de la extracción (sucio). Sin embargo, este proceso, además de aumentar el consumo de la instalación no siempre va a ser ideal. El intercambio de energía puede ser sensible y latente, dependiendo del material del que esté formado el rotor.

Las ventajas principales de este tipo de intercambiadores son su alta eficiencia y la posibilidad de regulación de la velocidad y giro del rotor. Su desventaja principal es la presencia de fugas y debido a ello la necesidad de uso de una sección de purga.

En el apartado 2.2 se explica de forma más detallada el funcionamiento de un recuperador rotativo sensible, que únicamente variará con respecto al entálpico en la posible transferencia de humedad de una corriente a otra debido al uso de material higroscópico en el rotor.

- Recuperador de dos baterías con bomba

Como su propio nombre indica, se trata de dos baterías de tubos aleteados, cada una en contacto con una corriente, conectadas por un circuito de un fluido caloportador. La bomba es necesaria para hacer fluir al líquido por el circuito de transferencia.

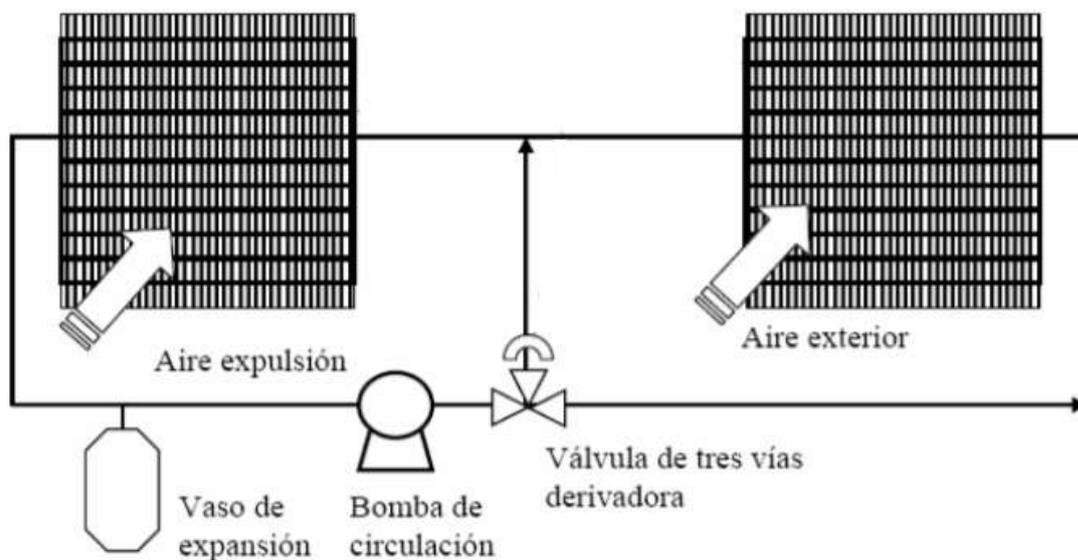


Figura 7: Recuperador de dos baterías con bomba [1].

Las principales ventajas de este tipo de recuperadores son que no existe mezcla de corrientes, que son flexibles ante distancias elevadas entre las corrientes de intercambio y que se puede controlar el fluido caloportador. Como desventajas, que únicamente se puede transferir energía sensible, la corrosión y la pérdida de eficiencia debida al doble intercambio de energía.

- Recuperadores evaporativos indirectos

Para aumentar los saltos de temperatura de intercambio en período estival, se humidifica adiabáticamente la corriente de extracción para posteriormente aprovechar la energía cedida mediante la condensación de esa agua en el recuperador a la impulsión. En un intercambiador será donde se realice la transferencia de energía entre corrientes y en donde se condense el agua de la corriente de extracción en caso de existir, en la Figura 8 se ve el funcionamiento de un

sistema con recuperación evaporativa indirecta. Durante el invierno, no funcionará como recuperador evaporativo.

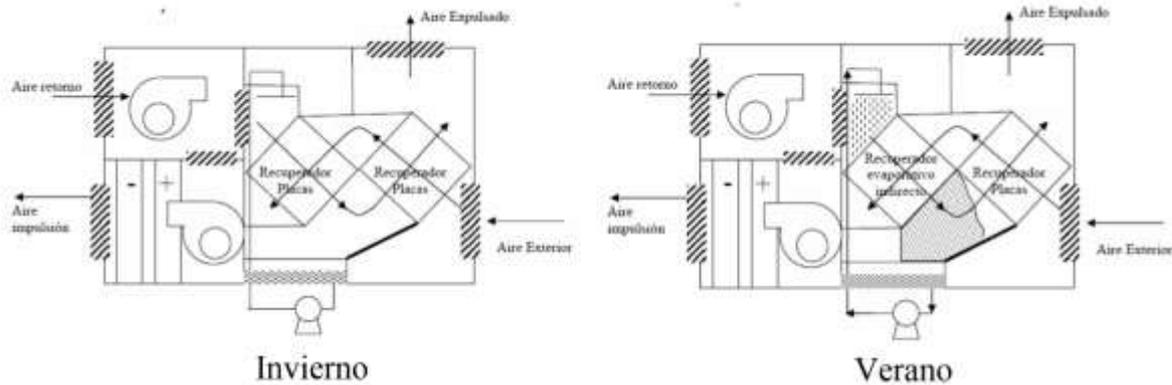


Figura 8: Sistema con recuperador evaporativo [1].

- Recuperador con tubo de calor

Batería de tubos huecos aleteados en la que existe vacío y que está relleno con un líquido de trabajo. Su interior se divide en dos secciones, una actúa como evaporador y otra como condensador. Se pueden encontrar en la modalidad de Heat Pipe o termosifón (Figura 9).

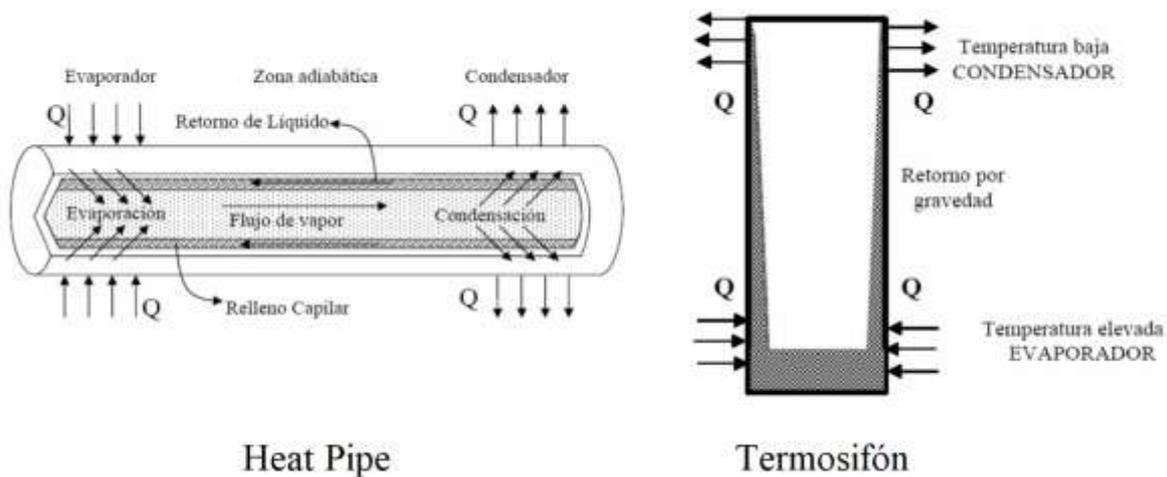


Figura 9: Recuperador tipo Heat Pipe y termosifón [1].

Sus ventajas son su baja inercia térmica y que no hay mezcla de corrientes ni alimentación eléctrica. Por otra parte, son muy caros y difíciles de diseñar.

- Recuperador por circulación y rociado

Pone en contacto la corriente de impulsión y extracción a través de un fluido higroscópico que transfiere la energía latente y sensible a partir de su emisión rociada contracorriente en torres.

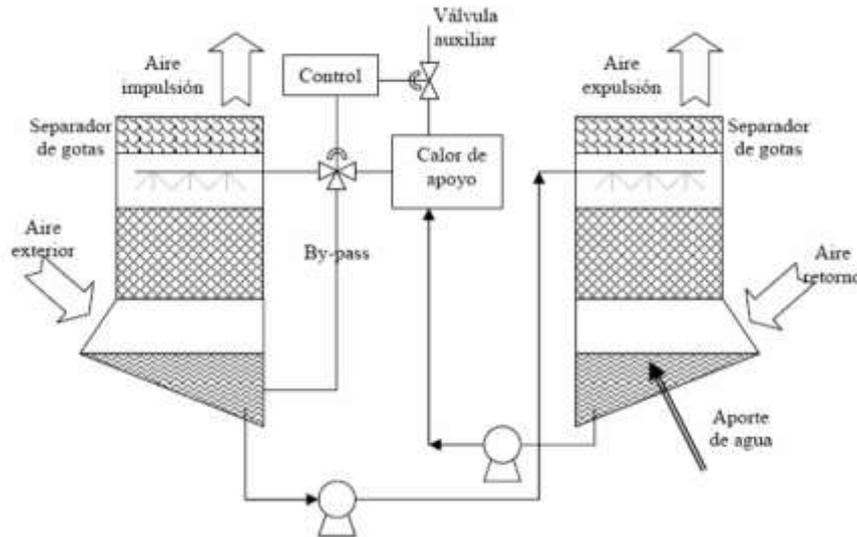


Figura 10: Recuperador de circulación y rociado [1].

En la Tabla 6 se definen los valores característicos de estos recuperadores.

Tabla 6: Valores característicos de los recuperadores más importantes [14].

	De placas sensible	De placas entálpico	Sensible rotativo	Rotativo entálpico	Heat Pipe	Termosifón	Dos baterías con bomba	Por circulación y rociado
Efectividad sensible (%)	50-75	55-75	65-80	65-80	40-60	40-60	45-65	40-60
Efectividad latente (%)	0	25-60	0	50-80	0	0	0	50-75
Efectividad total (%)	20-50	35-70	25-60	55-80	15-35	-	-	40-75
Rango de temperaturas (°C)	(-60)-800	(-40)-60	(-55)-800	(-55)-800	(-40)-93	(-40)-40	(-45)-500	(-40)-46
Velocidad del aire (m/s)	1-5	1-3	2-5	2,5-5	2-4	2-4	1,5-3	1,5-2,2
Pérdida de presión (Pa)	100-1000	100-500	100-300	100-300	150-500	150-500	150-500	170-300
Posibilidad de fugas	Si 0%-5%	Si 0%-5%	Si 1%-10%	Si 1%-10%	No	No	No	No

- Otros tipos de recuperación de energía

Además de los intercambiadores de calor mencionados anteriormente, existen otras estrategias de recuperación de energía en climatización basadas en el uso de Sistemas como Bomba de Calor o Volumen de Refrigerante Variable; entre otras. Al no tratarse de recuperadores de calor no son objeto de estudio de este trabajo.

2.2 RECUPERADOR ROTATIVO SENSIBLE

El recuperador sensible rotativo, como ya se ha definido en el apartado 2.1.3, es un intercambiador aire/aire recubierto con un armazón que contiene una rueda giratoria (rotor) que a su vez contiene un material poroso al aire. Habitualmente está compuesto por dos secciones de paso, impulsión y extracción; y una sección de purga. Son dispositivos no solo usados para recuperación en climatización ya que pueden ser usados en otras aplicaciones industriales.

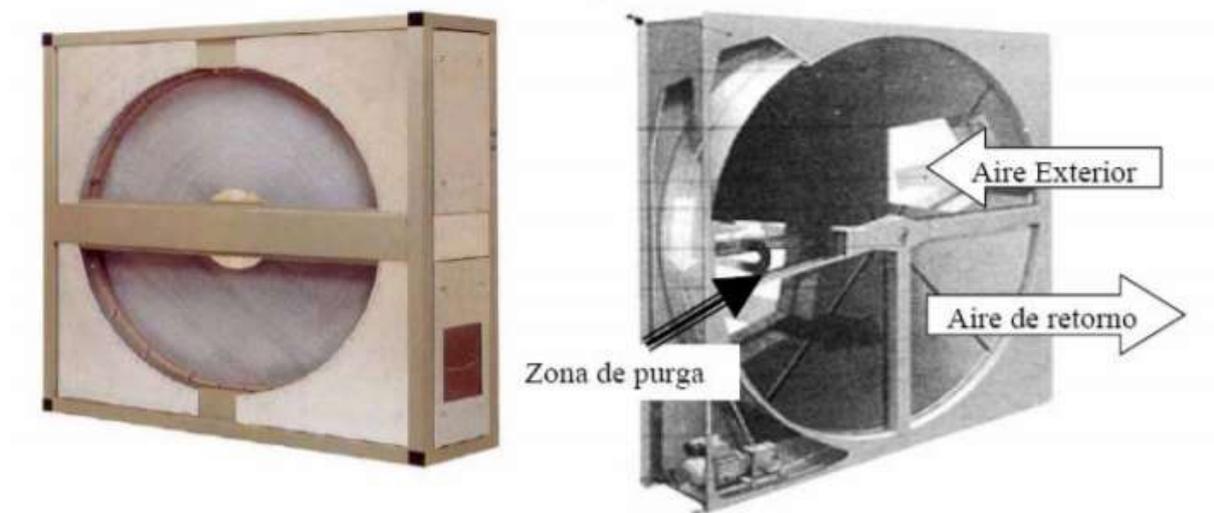


Figura 11: Recuperador rotativo sensible [1].

Su funcionamiento consiste en el movimiento del aire a través de sus respectivas secciones mientras gira el rotor. La corriente de aire más caliente transmitirá energía al material del rotor, el cual al girar ocupará la posición en la otra sección y transmitirá esa energía a la otra corriente, el proceso se puede considerar estacionario.

El material que hace de matriz de transferencia no tiene ningún tipo de tratamiento que le haga poseer propiedades higroscópicas, ya que únicamente se requiere transferir energía sensible. Esta es la característica que le diferencia de los recuperadores rotativos entálpicos, en los que se utilizan materiales higroscópicos para que se transfiera también energía latente.

En invierno, si el aire de extracción alcanza la temperatura de rocío, condensará y sí que habrá una transferencia latente entre ambas corrientes. En caso de que exista, será necesario el uso de dispositivos que drenen el agua que pueda acumularse y de materiales que permitan esta condensación sin afectar a sus características.

En cuanto a la sección de purga, por el propio giro del tambor, hay cierta transferencia de flujo entre corrientes en los límites entre secciones. El funcionamiento consiste en utilizar parte del flujo de impulsión, para expulsar al exterior el aire limítrofe que fuera a pasar a la otra corriente. En la Figura 12 se puede ver con mayor claridad.

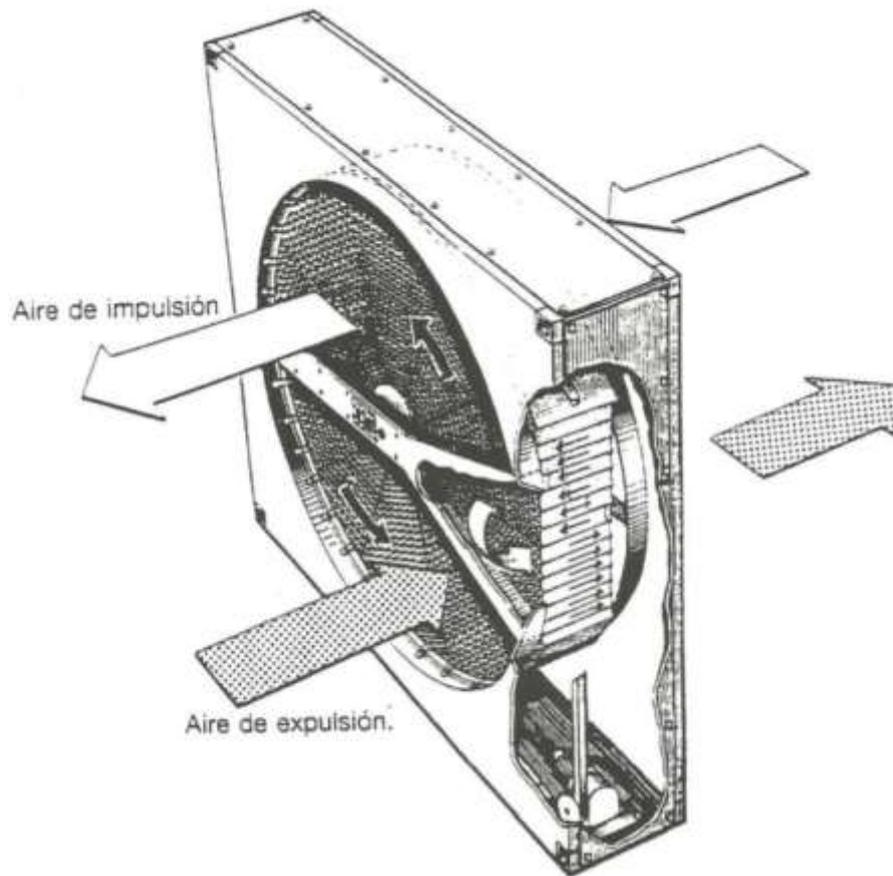


Figura 12: Recuperador rotativo con detalle en la sección de purga [1].

Para que el funcionamiento de la sección de purga sea el correcto, el recuperador debe de funcionar a contracorriente y se deben elegir las variables geométricas de forma que la corriente de impulsión sea capaz de eliminar todo el flujo de extracción antes de que pase al sector de impulsión. Una de las variables a controlar será la velocidad de rotación del rotor, que puede ser constante o variable e influirá en la cantidad de flujo purgado y en la eficiencia del recuperador, ya que aumenta a medida que lo hace la velocidad de giro, aunque llegados a un punto de estabiliza [16].

Las ventajas de los recuperadores rotativos son que tienen una mayor superficie de transferencia por unidad de volumen [17], que son muy compactos [18] y que la cantidad de transferencia de calor se puede regular simplemente ajustando la velocidad de giro del mismo [19].

Por el contrario, la posibilidad de la existencia de fugas puede limitar su uso ya que en ciertas aplicaciones no se puede tolerar ningún riesgo de contaminación del aire de entrada con el aire de salida. Para evitar estas, se usa un sector de purga como se ha mencionado anteriormente, aunque este provoca una pérdida de energía y eficiencia [19]. Además de las fugas de arrastre entre corrientes debido al propio giro del rotor, existen otras posibles fugas en un recuperador rotativo, las cuales se definen en el siguiente apartado 2.2.1.

2.2.1 Fugas en un recuperador rotativo sensible

Las fugas en un recuperador rotativo sensible se pueden definir como todo flujo que se introduce o escapa entre alguna de las corrientes que intervienen en la recuperación; y las podemos clasificar según la ASHRAE [14] en:

- Fugas de arrastre

Son debidas al movimiento rotacional del recuperador de forma que, al rotar, parte de una corriente pasa a la otra [14].

Ocurren en ambos lados del recuperador, aunque para que no exista una gran cantidad de flujo que pase de la extracción a la impulsión (para evitar la transferencias de contaminantes a esta) se suele utilizar una sección de purga en el recuperador, que utiliza parte del flujo de impulsión para limpiar la zona de extracción que pasaría por rotación [20] [21], como se puede ver en la Figura 13 y en la Figura 14. La elección correcta del ángulo de esta sección nos proporcionará menores pérdidas; aunque, a pesar de ello, seguirá habiendo parte del flujo de extracción que acabará en la impulsión, debido a que el flujo no será completamente laminar [20].

La dirección de giro del recuperador es clave para que esta purga tenga sentido, de hacerlo en sentido contrario se estarían perdiendo todas las ventajas que esta proporciona, a la vez que se está reduciendo el área de intercambio y desaprovechando parte de la corriente de impulsión.

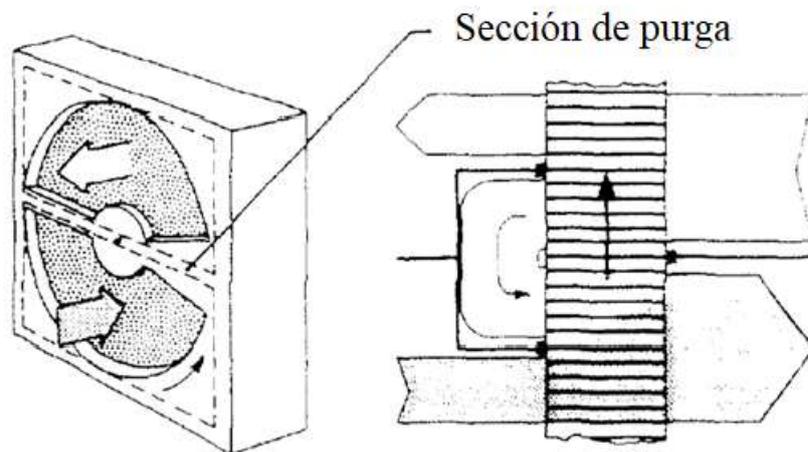


Figura 13: Sección de purga [19].

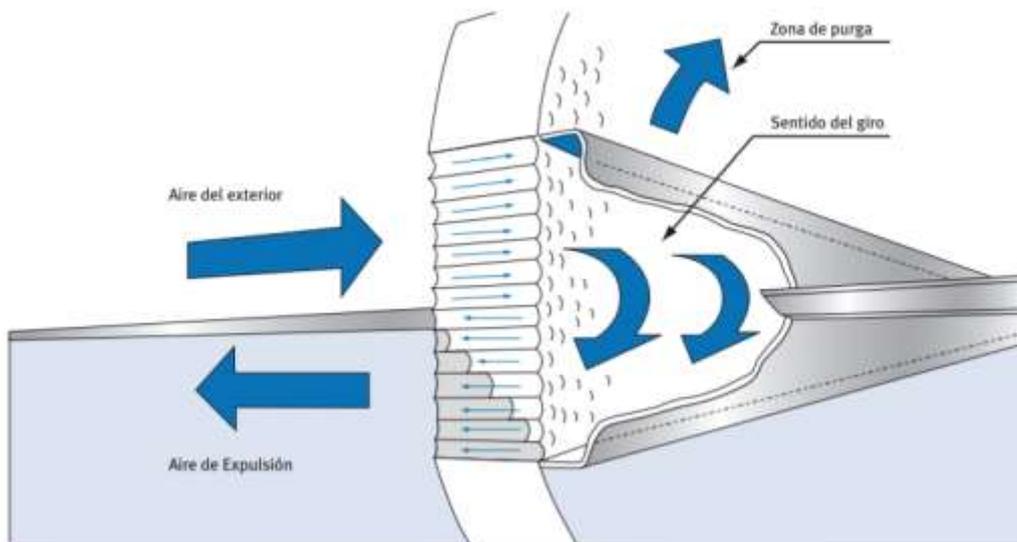


Figura 14: Detalle de la sección de purga [22].

- Fugas directas.

Flujo debido a la diferencia de presión estática entre ambas corrientes. Suele ocupar el mayor porcentaje del total de fugas [14] [23] [24]; y pueden dividirse entre axiales, radiales y perimetrales (Figura 15), estas últimas son las equivalentes a las de bypass.

Su valor varía dependiendo del tamaño de la abertura o hueco, que a su vez depende del tipo de ajuste con las juntas o escobillas que se utilicen (Figura 16) y de la temperatura en ese momento del rotor y las juntas, que puede provocar una distorsión que genere huecos [25] [21]. En el caso de las fugas perimetrales, estas no entrarán en acción en el recuperador, puesto que lo rodean por fuera, sin embargo, si el volumen intermedio entre la carcasa y el recuperador es común para la impulsión y la extracción; y este no está conectado con el exterior, todo el flujo que pase a través de la junta perimetral acabará por diferencia de presiones saliendo por la junta perimetral del lado de menor presión.

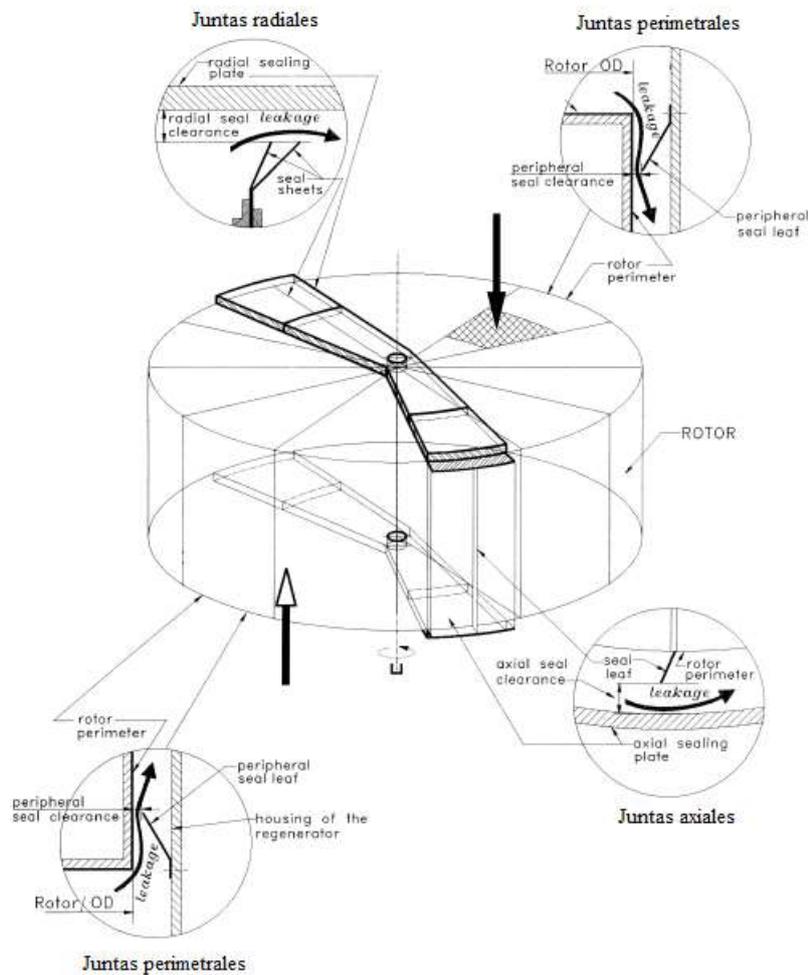


Figura 15: Fugas directas [26].

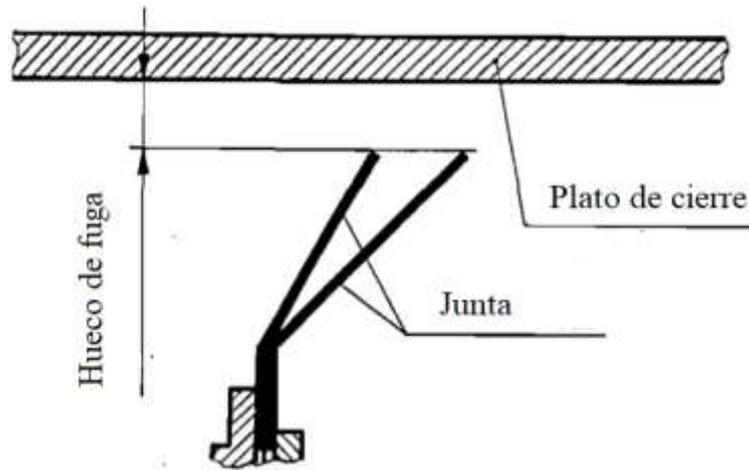


Figura 16: Huecos de fuga [27].

Para que no haya transferencia de contaminantes desde la extracción a la impulsión debido a estas fugas, la normativa UNE-EN 16798-3:2018 [5] nos indica que la presión del aire de extracción debe de ser menor que la presión de impulsión cuando la categoría de esta sea EA 3 o EA 4; o siempre que la categoría del aire de extracción sea superior a la de los locales que suministran aire al dispositivo

- Fugas directas de bypass

En el caso en que el volumen intermedio entre la carcasa y el recuperador sea distinto para la impulsión y la extracción, todo el flujo que pase a través de las juntas perimetrales (sin entrar en acción en el recuperador) se mezclará con su misma corriente después del recuperador; siempre y cuando no haya una salida en la carcasa que provoquen su escape hacia el exterior. Estas fugas suelen ser de valor pequeño, puesto que la diferencia de presiones no suele ser excesiva [24] [21].

Un ejemplo de la proporción de cada tipo de fuga para un caso concreto es la que se representa en la Figura 17, en donde T. Skiepkó [23] caracteriza estas fugas despreciando el posible efecto que producen las fugas de bypass. Realmente la proporción de cada tipo de fugas es variable en función de las condiciones de operación y del recuperador que se utilice, por lo que será necesario analizar individualmente cada caso.

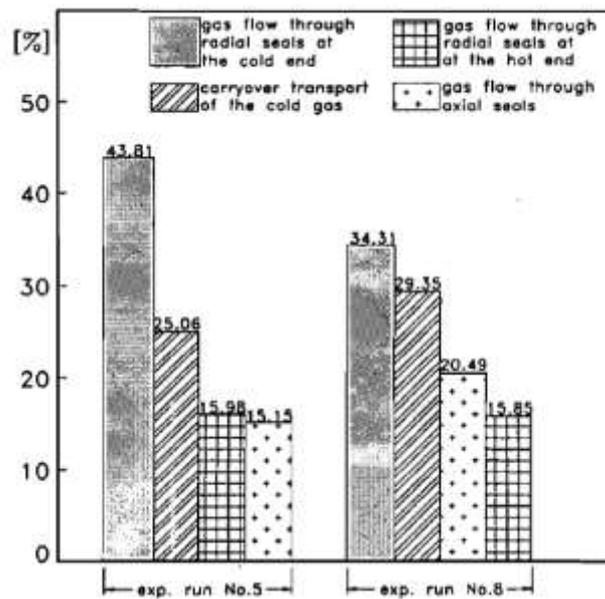


Figura 17: Proporción de cada tipo de fuga para un ejemplo concreto [23].

Un buen ajuste entre las juntas axiales, radiales y perimetrales puede reducir la cantidad de fugas en un recuperador. En general, los huecos radiales son más pequeños que los huecos en dirección axial, además a la hora de realizar el ajuste deberemos tener en cuenta las temperaturas que se alcanzan en el rotor para atender a las distorsiones provocadas por este cambio [24]. Hay que tener en cuenta que, con que con el paso del tiempo, el sistema de juntas o escobillas se deteriora y genera aún más fugas [21].

Con el rotor caliente, los huecos en dirección radial aumentan en la parte más cercana al eje de giro y se reducen al final. Mientras que con el rotor frío los huecos son aproximadamente uniformes y cuentan una superficie mayor que con el rotor caliente [25].

Para mantener una óptima calidad del aire interior dentro de un edificio, es necesaria una correcta ventilación que debe cumplir con unos requisitos mínimos de calidad. En un recuperador en el que existan fugas la mezcla entre corrientes empeorará la calidad del aire de impulsión con los contaminantes del aire de extracción. El proceso contrario, sin embargo, no genera ningún problema de contaminación puesto que toda la cantidad de aire de impulsión que pase a la extracción será expulsada al exterior de nuevo; sí supondrá una pérdida de eficiencia del proceso, por lo que deberá igualmente evitarse.

Este documento tiene como objeto la caracterización de estas fugas, para con ello poder escoger las condiciones de operación adecuadas para aumentar la eficiencia y el rendimiento del sistema de recuperación; y/o poder reducir la transferencia de contaminantes entre las corrientes.

2.3 ESTUDIOS PREVIOS DE CARACTERIZACIÓN DE FUGAS EN UN RECUPERADOR ROTATIVO SENSIBLE

En esta sección se va a describir la bibliografía que se ha consultado referente a la cuantificación de fugas en recuperadores rotativos. Múltiples autores han incluido el estudio de fugas teniendo en cuenta todas o solo algunas de ellas; por ello se especifican los distintos métodos de cuantificación que utilizan y se comentan aquellos autores y obras que los contemplan.

La ASHRAE [14] indica dos términos para estimar las fugas, que son: el ratio de transferencia del aire de extracción (EATR) y el ratio de ventilación necesaria en la impulsión (OACF). Siguiendo el mismo esquema de recuperador que en la Figura 4, estos términos serían:

$$EATR = \frac{c_3 - c_1}{c_2 - c_1} \quad (E-5)$$

$$OACF = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3} \quad (E-6)$$

Siguiendo el mismo procedimiento, a partir de medida del flujo másico de las corrientes y de la concentración de sus componentes; o del gas trazador utilizado, los autores M. Bhowmick et al [18] y B. Drobic et al [24] estudian las fugas en este tipo de recuperadores.

A. Maharaj et al [21], T. Skiepko [25] [28] [23] [27] [29], R.K. Shah et al [30] [26], H. J. Chung [31], M. Cai et al [32], K. Wang et al [29], X. Du [33] y E. Guillem [34] caracterizan las fugas directas y de bypass en un recuperador cuyo esquema de fuga es el de la Figura 16, mediante valores experimentales típicos en un recuperador rotativo obtenidos en otros estudios y la diferencia de presiones estáticas entre ambos conductos a partir de la ecuación E-7. Este fenómeno se puede asemejar al paso de aire a través de una válvula.

$$\dot{m}_f = k C_s A_h \sqrt{2\Delta P \rho / Z} \quad (E-7)$$

Esta ecuación, también se puede describir en función de un parámetro K de pérdidas, que engloba a algunos de los términos de la fórmula anterior; y del volumen específico, el cual es el inverso de la densidad.

$$\dot{m}_f = \frac{\sqrt{\frac{\Delta P}{K}}}{v} \quad (E-8)$$

El valor numérico de K se puede considerar constante para un amplio rango de flujos, aunque existen factores que pueden influir sobre él. Su valor puede definirse experimentalmente para cada recuperador en función de sus parámetros de operación [34].

Los autores W. Shang [20], T. Skiepko [28] [23] [27], R.K. Shah et al [30] [26], X. Du et al [33], P. J. Banks [35] y la ASHRAE [14] cuantifican las fugas de arrastre como el flujo volumétrico igual al desplazado por la rueda al girar, el cual depende de variables geométricas del intercambiador y de su velocidad.

Por último, T. Skiepko [28] [23] [27] y junto con R. K. Shah [26] cuantifican las fugas a partir de balances de masa y energía de las corrientes y de sus componentes. Definen un modelo de fugas, representado en la Figura 18, que incluye las fugas en un recuperador rotativo así como los sentidos de estas.

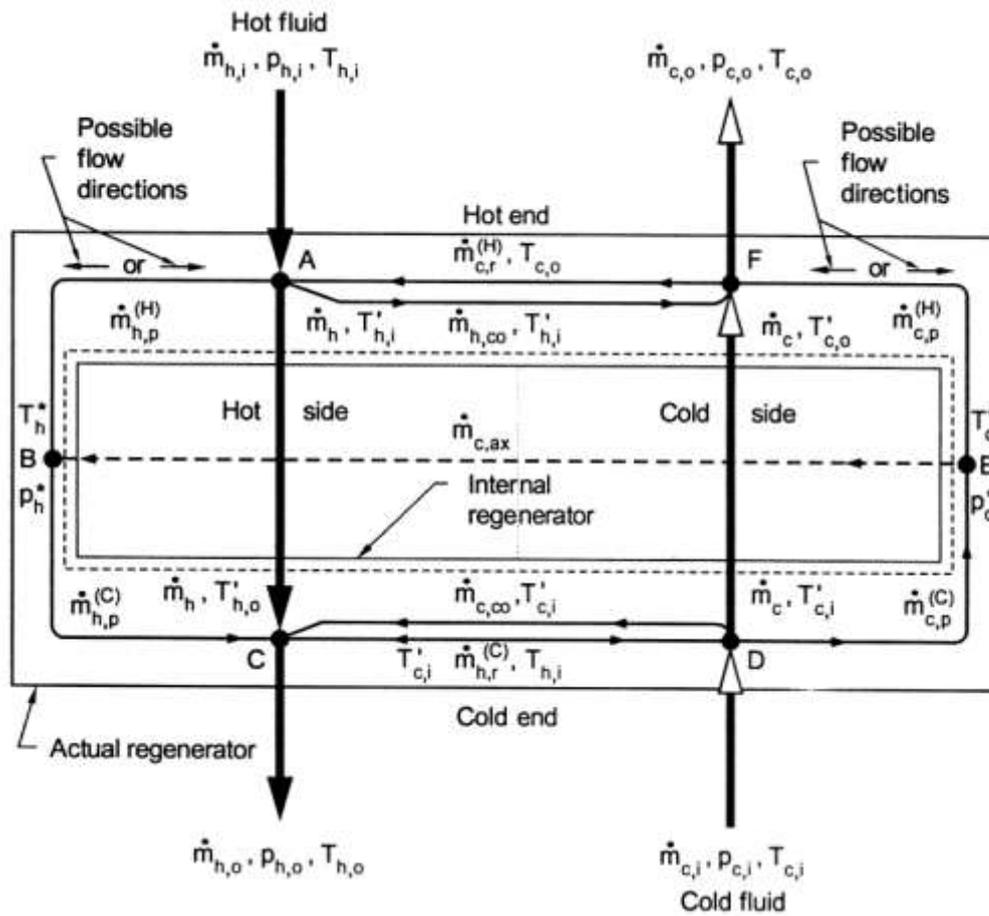


Figura 18: Fugas en un recuperador rotativo [26].

3 ESTUDIO TEÓRICO

La caracterización de fugas en un recuperador sensible rotativo se va a realizar a partir de un modelo matemático, en el que, para su resolución, se tendrán en consideración algunos de los métodos desarrollados en estudios previos existentes, los cuales son descritos en el apartado 2.3.

El objetivo del estudio es la cuantificación de fugas a partir de las medidas de humedad de las corrientes. Por ello se necesitará alguna instrumentación que permita el registro de esta humedad dentro del sistema. Habitualmente, este tipo de instrumentación registra la humedad relativa y la temperatura seca de su entorno. Además, será necesario conocer la geometría y especificar las condiciones de operación del recuperador utilizado, es decir, los caudales de trabajo, las presiones de impulsión y retorno; y la velocidad de giro.

Este estudio estará limitado a recuperadores rotativos sensibles de 2 secciones (impulsión y retorno) con una purga, como el representado en la Figura 19, que son los dispositivos rotativos más habituales en un sistema de recuperación en climatización.

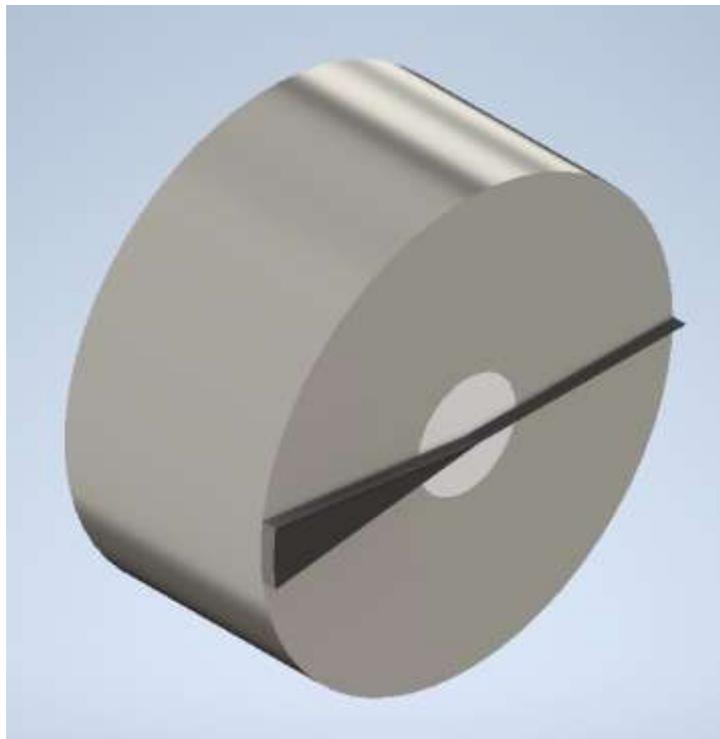


Figura 19: Recuperador rotativo de trabajo.

3.1 MODELO MATEMÁTICO

El esquema de fugas propuesto para el modelo matemático se muestra en la Figura 20.

En este esquema están representados los flujos principales de impulsión y extracción (\dot{m}_{OA} , \dot{m}_{SA} , \dot{m}_{RA} , \dot{m}_{EA}) y las corrientes secundarias que interactúan con el recuperador (\dot{m}_{OAR} , \dot{m}_{SAR} , \dot{m}_{RAR} , \dot{m}_{EAR}) según su disposición habitual en un sistema de recuperación.

En los puntos donde estos confluyen, interactúan con las fugas directas radiales (\dot{m}_{fi} , \dot{m}_{fe}) y de bypass (\dot{m}_{bpOA} , \dot{m}_{bpSA} , \dot{m}_{bpRA} , \dot{m}_{bpEA}). Las fugas radiales fluirán a través de las escobillas radiales del recuperador atravesando la separación que existe entre corrientes. Por otra parte, las fugas de bypass atravesarán las escobillas perimetrales accediendo al volumen intermedio entre el recuperador y la carcasa. Se ha supuesto que este volumen estará en contacto con el ambiente, como es habitual en este tipo de recuperadores, por lo que no existirá bypass entre los flujos de

impulsión y retorno, sino que descargarán directamente al ambiente. Debido a que las fugas directas se rigen por la diferencia de presiones estáticas entre los puntos donde ocurran, todos estos flujos pueden tener doble sentido y fluirán hacia el lado de menor presión.

Por último, dentro del recuperador encontramos: las fugas de arrastre propiamente dichas (\dot{m}_{co}), las debidas al flujo de purga (\dot{m}_{pco} , \dot{m}_p) y las fugas directas dentro del recuperador o axiales (\dot{m}_{fa}). Estas últimas pueden tener también doble sentido al tratarse de fugas de tipo directo.

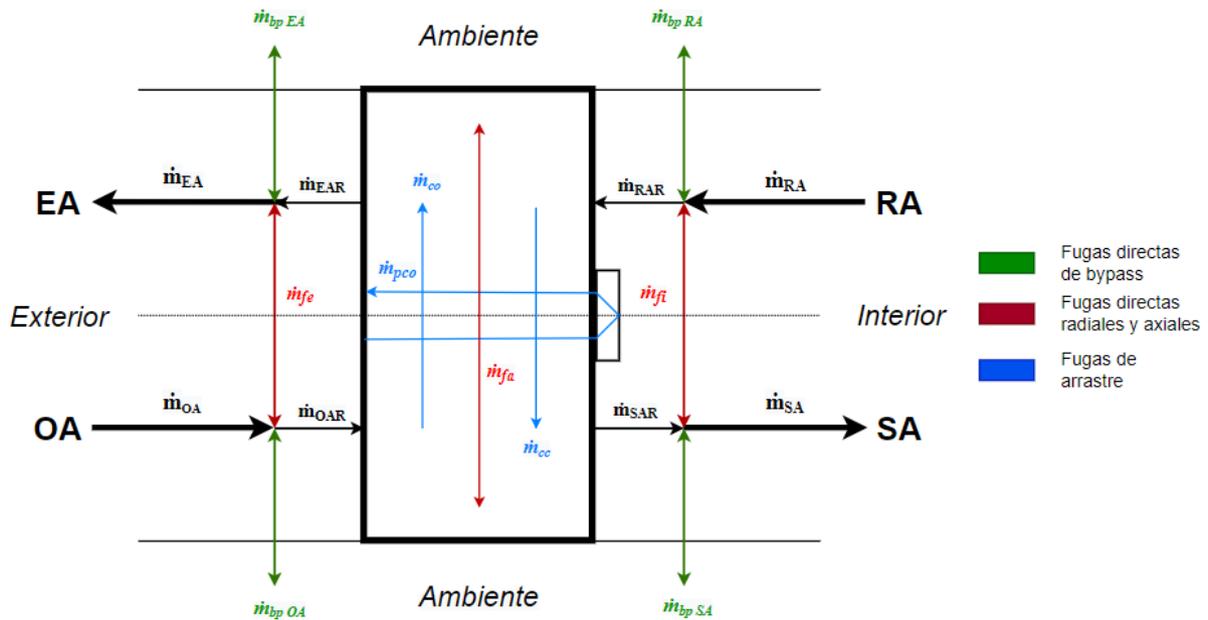


Figura 20: Esquema inicial de fugas propuesto.

Puesto que algunos flujos pueden tener doble sentido, se va a esquematizar de nuevo el modelo, suponiendo el sentido de estos. Si en la resolución su valor es negativo, significará que el sentido real del flujo será el opuesto al representado en la Figura 21.

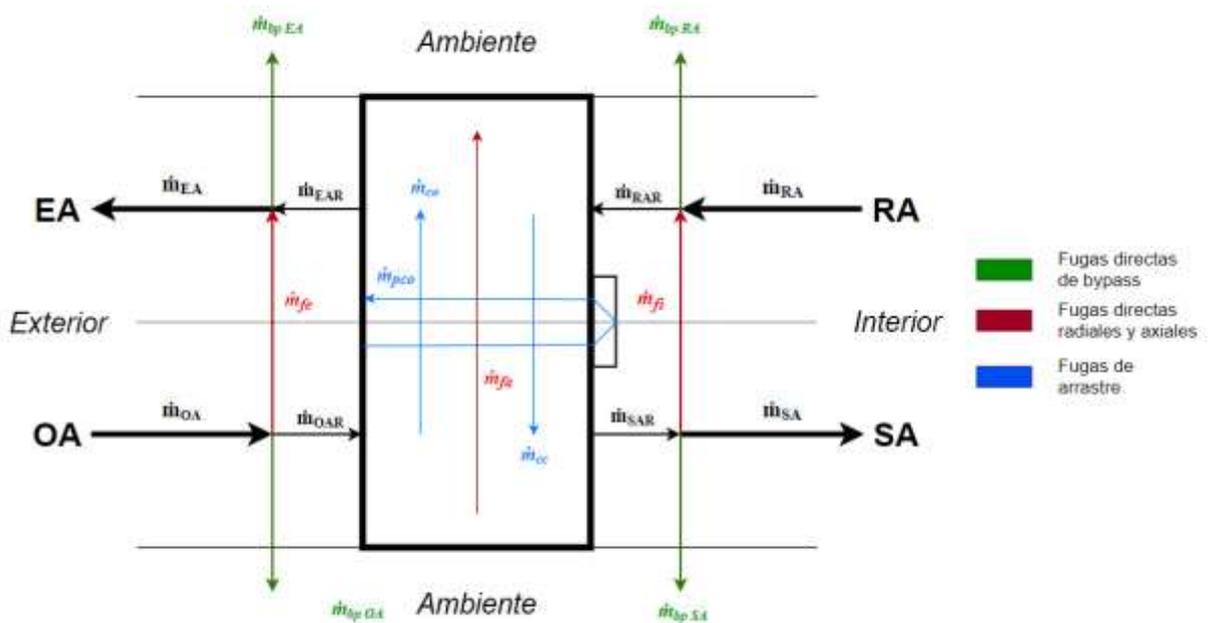


Figura 21: Esquema final de fugas propuesto.

Las hipótesis consideradas para la resolución del modelo son las siguientes:

- El volumen entre la carcasa y el recuperador está en contacto con el ambiente.
- Comportamiento del aire húmedo como gas ideal, debido a la presión y temperatura con las que se trabaja.
- El flujo de las corrientes es laminar.
- El flujo de aire a través de las juntas o escobillas de separación se considera isoentálpico.
- El proceso de mezcla entre corrientes es adiabático.
- El recuperador y los conductos se encuentran aislados. Las únicas pérdidas de energía están asociadas a los flujos de fuga existentes entre estos y el ambiente.
- Las características de las corrientes principales se consideran constantes a lo largo de los conductos hasta el recuperador. Se despreja el efecto individual de las fugas sobre el total de la corriente.
- El volumen específico de las corrientes dentro del recuperador, será la media entre sus valores a la entrada y a la salida del mismo.
- Se despreja el área que forman las juntas radiales en comparación con la del recuperador y la sección de purga.

3.1.1 Entrada de datos y cálculos generales

Los datos de entrada al modelo necesarios para su resolución son los que se enumeran a continuación:

- Temperatura seca de las corrientes de entrada, salida y del ambiente (T_{OA} , T_{SA} , T_{RA} , T_{EA} , T_{amb}).
- Humedad relativa de las corrientes de entrada, salida y del ambiente (HR_{OA} , HR_{SA} , HR_{RA} , HR_{EA} , HR_{amb}).
- Presiones de impulsión, retorno y del ambiente ($P_{r_{imp}}$, $P_{r_{ret}}$, P_{atm}).
- Datos geométricos del recuperador descritos en la Figura 22 y Figura 23: espesor, diámetro exterior e interior, ángulo de purga y porosidad (E , D_e , D_i , θ , σ).
- Datos de operación: caudales de impulsión y retorno; y velocidad de giro del recuperador (Q_{SA} , Q_{RA} , w).
- Pérdida de carga en el recuperador ($P_{c_{imp}}$, $P_{c_{ret}}$).
- Parámetro de pérdidas en escobillas radiales y perimetrales (K_r , K_{bp})

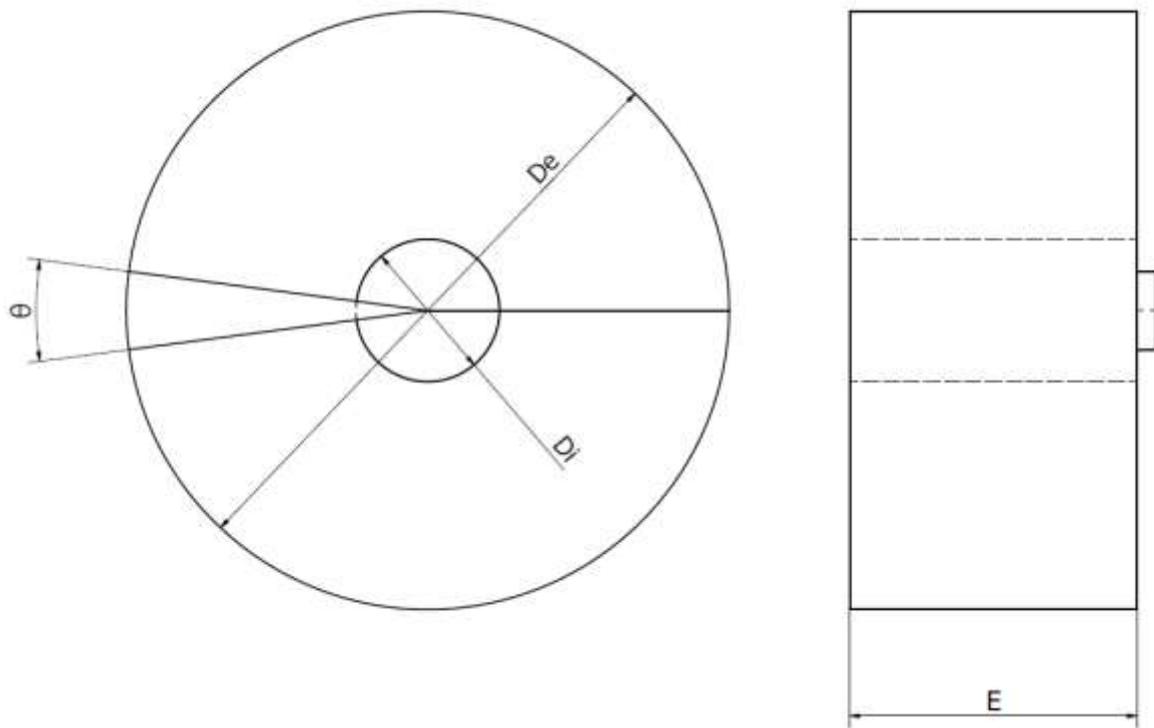


Figura 22: Datos geométricos del recuperador necesarios.

La porosidad (σ) del recuperador se puede definir como el cociente entre el área útil de paso y el área total del recuperador. En la Figura 23 se puede ver una de las formas que puede tener el corrugado que forma este área útil.

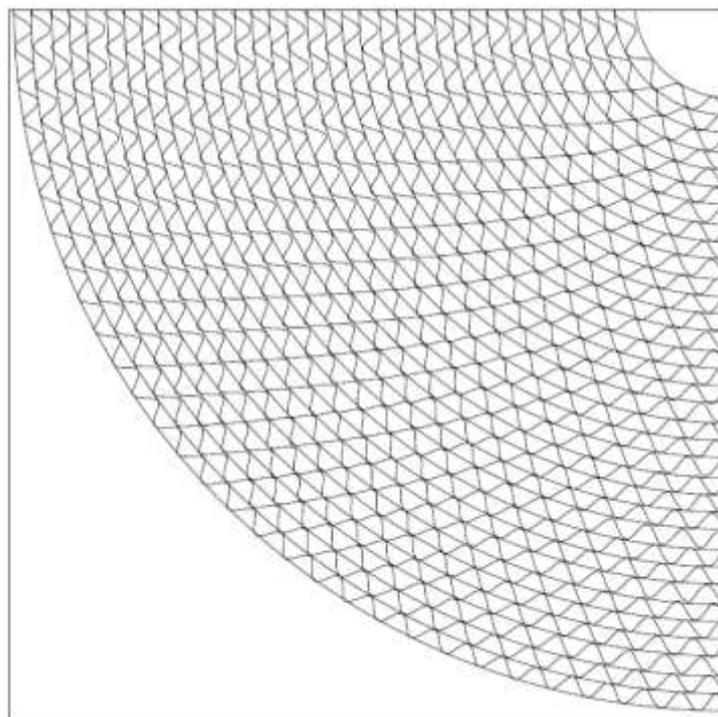


Figura 23: Corrugado en una sección de un recuperador rotativo.

Esta porosidad puede ser calculada a partir de su geometría y será exclusiva de cada formato de recuperador, es por ello que se trata de un dato de entrada al modelo.

En primer lugar, calculamos el área de la sección de purga y de la totalidad del recuperador; para ello hay que tener en cuenta que hemos supuesto despreciable la superficie que forman las juntas radiales.

$$A_T = \frac{\pi * (De^2 - Di^2)}{4} \quad (E-9)$$

$$A_p = \frac{\pi * (De^2 - Di^2)}{4} * \frac{\theta}{360} \quad (E-10)$$

La presión en los conductos (P_{OA} , P_{SA} , P_{RA} , P_{EA}) en SA y RA será la misma que de impulsión y retorno respectivamente; para conocer su valor al paso del recuperador únicamente tendremos que tener en cuenta la pérdida de carga de este.

$$P_{SA} = P_{atm} + Pr_{imp} \quad (E-11)$$

$$P_{RA} = P_{atm} + Pr_{ret} \quad (E-12)$$

$$P_{OA} = P_{SA} + Pc_{imp} \quad (E-13)$$

$$P_{EA} = P_{RA} - Pc_{ret} \quad (E-14)$$

Para calcular la humedad específica de las corrientes y del ambiente (X_{OA} , X_{SA} , X_{RA} , X_{EA} , X_{amb}) tendremos que atender a conceptos de psicrometría, se han seguido los conceptos psicrométricos del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 3.01 [15]. La presión de saturación la calcularemos a partir de la ecuación de Antoine para el aire húmedo; la presión de vapor será función de la humedad relativa y la presión de saturación de cada corriente; y el valor de la humedad absoluta en función de sus presiones parciales y del cociente de sus pesos moleculares.

$$P_{sat} = e^{(23,577 - \frac{4042,9}{(273+T)-375,8})} \quad (E-15)$$

$$P_{vap} = \frac{HR}{100} * P_{sat} \quad (E-16)$$

$$X = \frac{Pm_v}{Pm_{as}} * \frac{P_{vap}}{P_{atm} - P_{vap}} \quad (E-17)$$

También necesitamos conocer el volumen específico de las corrientes y del ambiente (v_{OA} , v_{SA} , v_{RA} , v_{EA} , v_{amb}), el cual hemos supuesto que se mantendrá constante a lo largo de los conductos hasta el recuperador, y cuyo valor depende de la temperatura, presión absoluta, humedad específica de las corrientes y del valor de la constante de los gases para el aire y para el vapor de agua.

$$v = \frac{(R_{as} + R_v * X) * (273 + T)}{P_{atm}} \quad (E-18)$$

Por último, calculamos el flujo másico de impulsión y retorno (\dot{m}_{SA} , \dot{m}_{RA}) en función de sus caudales y el volumen específico de estos.

$$\dot{m} = \frac{Q}{v * 3600} \quad (E-19)$$

3.1.2 Cálculo de fugas directas radiales

Para calcular las fugas radiales (\dot{m}_{fi} , \dot{m}_{fe}) se va a utilizar la ecuación E-8, la cual asemeja el paso del flujo a través de las escobillas a la del paso del aire a través de una válvula.

Para cuantificar el flujo másico, hay que tener en cuenta el sentido de las corrientes, y escoger el volumen específico de la corriente de la que sale el flujo. Hemos supuesto que el volumen específico no cambia a lo largo de los conductos, por lo que coinciden con los de las corrientes principales OA, SA, RA y EA.

$$\text{Si } P_{OA} > P_{EA} \quad \dot{m}_{fe} = \frac{\sqrt{\frac{|P_{OA} - P_{EA}|}{K_r}}}{v_{OA}} \quad (E-20)$$

$$\text{Si } P_{OA} < P_{EA} \quad \dot{m}_{fe} = -\frac{\sqrt{\frac{|P_{OA} - P_{EA}|}{K_r}}}{v_{EA}} \quad (E-21)$$

$$\text{Si } P_{SA} > P_{RA} \quad \dot{m}_{fi} = \frac{\sqrt{\frac{|P_{SA} - P_{RA}|}{K_r}}}{v_{SA}} \quad (\text{E-22})$$

$$\text{Si } P_{SA} < P_{RA} \quad \dot{m}_{fi} = -\frac{\sqrt{\frac{|P_{SA} - P_{RA}|}{K_r}}}{v_{RA}} \quad (\text{E-23})$$

En caso de que no haya diferencia de presiones entre ambos conductos, el flujo de fuga será nulo.

Para conocer el caudal de fuga que se está produciendo, únicamente tendremos que evaluar los flujos, a través de la siguiente ecuación.

$$Q = \dot{m} * v * 3600 \quad (\text{E-24})$$

3.1.3 Cálculo de fugas directas de bypass

El volumen intermedio entre la carcasa y el recuperador está en contacto con el ambiente exterior, por ello, todo el flujo que pase a través de las escobillas perimetrales escapará o vendrá del ambiente, no permitiendo el bypass entre corrientes.

Las fugas que denominaremos de bypass en cualquier caso (\dot{m}_{bpOA} , \dot{m}_{bpSA} , \dot{m}_{bpRA} , \dot{m}_{bpEA}), se van a calcular de forma análoga al apartado anterior, teniendo en cuenta en este caso que la presión de referencia es la del ambiente.

$$\text{Si } P_{OA} > P_{atm} \quad \dot{m}_{bpOA} = \frac{\sqrt{\frac{|P_{OA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{OA}} \quad (\text{E-25})$$

$$X_{bpOA} = X_{OA}$$

$$\text{Si } P_{OA} < P_{atm} \quad \dot{m}_{bpOA} = -\frac{\sqrt{\frac{|P_{OA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{amb}} \quad (\text{E-26})$$

$$X_{bpOA} = X_{amb}$$

$$\text{Si } P_{SA} > P_{atm} \quad \dot{m}_{bpSA} = \frac{\sqrt{\frac{|P_{SA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{SA}} \quad (\text{E-27})$$

$$X_{bpSA} = X_{SA}$$

$$\text{Si } P_{SA} < P_{atm} \quad \dot{m}_{bpSA} = -\frac{\sqrt{\frac{|P_{SA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{amb}} \quad (\text{E-28})$$

$$X_{bpSA} = X_{amb}$$

$$\text{Si } P_{RA} > P_{atm} \quad \dot{m}_{bpRA} = \frac{\sqrt{\frac{|P_{RA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{RA}} \quad (\text{E-29})$$

$$X_{bpRA} = X_{RA}$$

$$\text{Si } P_{RA} < P_{atm} \quad \dot{m}_{bpRA} = -\frac{\sqrt{\frac{|P_{RA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{amb}} \quad (\text{E-30})$$

$$X_{bpRA} = X_{amb}$$

$$\text{Si } P_{EA} > P_{atm} \quad \dot{m}_{bpEA} = \frac{\sqrt{\frac{|P_{EA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{EA}} \quad (\text{E-31})$$

$$X_{bpEA} = X_{EA}$$

$$\text{Si } P_{EA} < P_{atm} \quad \dot{m}_{bpEA} = -\frac{\sqrt{\frac{|P_{EA} - P_{atm}|}{K_{bp}}}}{v_{amb}} \quad (\text{E-32})$$

$$X_{bpEA} = X_{amb}$$

En caso de que no haya diferencia de presiones entre el conducto y el ambiente, el flujo de fuga será nulo.

Para el cálculo del caudal, se utiliza la ecuación E-24, igual que en apartado anterior.

3.1.4 Cálculo de flujos de corriente

Para calcular los flujos máscicos de las corrientes principales OA y EA (\dot{m}_{OA} , \dot{m}_{EA}), será necesario realizar un balance de masas y humedades global al sistema, según lo representado en la Figura 24.

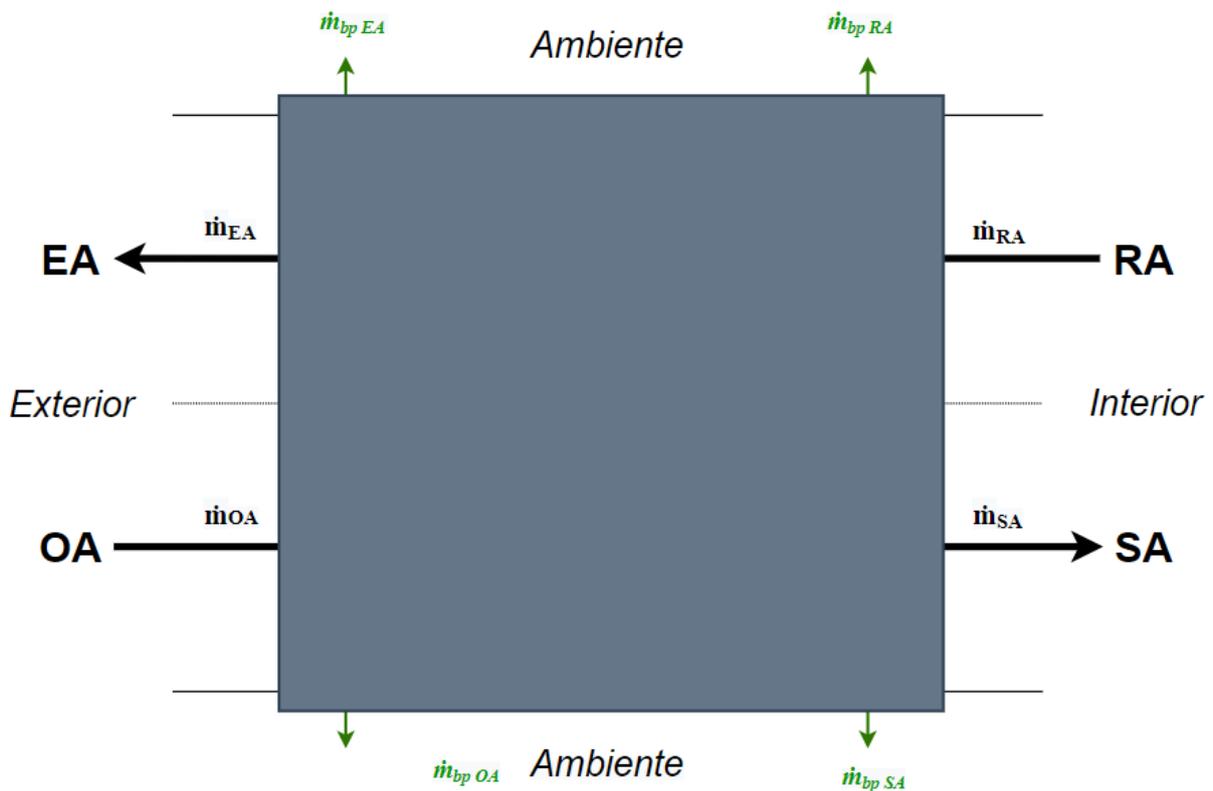


Figura 24: Balance global al sistema.

$$\dot{m}_{OA} - \dot{m}_{EA} = \dot{m}_{SA} - \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{bp\ OA} + \dot{m}_{bp\ SA} + \dot{m}_{bp\ RA} + \dot{m}_{bp\ EA} \quad (E-33)$$

$$\dot{m}_{OA} * X_{OA} - \dot{m}_{EA} * X_{EA} = \dot{m}_{SA} * X_{SA} - \dot{m}_{RA} * X_{RA} + \dot{m}_{bp\ OA} + \sum (\dot{m}_{bp} * X_{bp}) \quad (E-34)$$

A partir de las ecuaciones E-33 y E-34 se forma un sistema de 2 ecuaciones con 2 incógnitas, sistema del que podremos despejar \dot{m}_{OA} y \dot{m}_{EA} .

Para calcular los flujos que entran y salen del recuperador (\dot{m}_{OAR} , \dot{m}_{SAR} , \dot{m}_{RAR} , \dot{m}_{EAR}), haremos un balance de masa individual a los puntos en donde confluyen estas corrientes, según lo representado en la Figura 25.

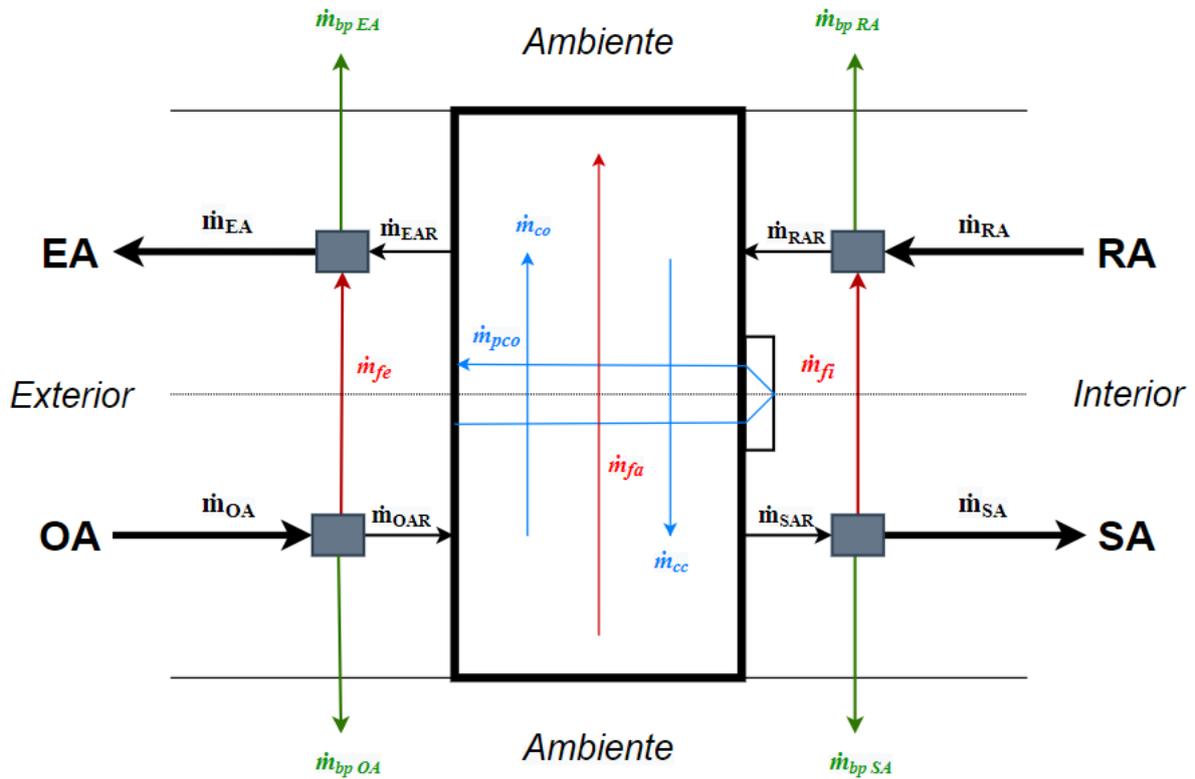


Figura 25: Balances individuales al sistema.

$$\dot{m}_{OAR} = \dot{m}_{OA} - \dot{m}_{fe} - \dot{m}_{bp\ OA} \quad (E-35)$$

$$\dot{m}_{SAR} = \dot{m}_{SA} + \dot{m}_{fi} + \dot{m}_{bp\ SA} \quad (E-36)$$

$$\dot{m}_{RAR} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{fi} - \dot{m}_{bp\ RA} \quad (E-37)$$

$$\dot{m}_{OAR} = \dot{m}_{EA} - \dot{m}_{fe} + \dot{m}_{bp\ OA} \quad (E-38)$$

Para calcular los caudales de todos estos flujos, aplicaremos la ecuación E-24.

3.1.5 Cálculo del caudal de purga

El caudal que será utilizado para purgar la corriente de extracción (Q_p) será proporcional al área de la sección de purga que se encuentra dentro del área OA, frente a la superficie total de la corriente OA.

$$Q_p = \frac{Q_{OAR} * \frac{A_p}{2}}{\frac{A_T}{2}} \quad (E-39)$$

3.1.6 Cálculo de las fugas de arrastre, purga y cortocircuito

Se ha supuesto flujo de las corrientes es de tipo laminar, por lo que se puede asumir que el caudal que pasa de la impulsión al retorno (Q_{co}) por el giro del rotor es igual al caudal que desplaza esta corriente hasta la salida del recuperador.

El tiempo que tarda la corriente de atravesar la totalidad del recuperador, será función de su velocidad y la anchura del mismo; lo denominaremos tiempo de residencia. Por otra parte, en ese mismo tiempo, el rotor será capaz de girar un ángulo (α) que dependerá de la velocidad de giro del recuperador; a este tiempo lo denominaremos tiempo de giro.

$$t_{res} = \frac{E}{Vel_{RA}} = t_g = \frac{\alpha}{w} * \frac{1}{360} * \frac{60}{1} \quad (E-40)$$

Por lo tanto, el ángulo que le da tiempo a girar al rotor hasta que toda la corriente es arrastrada, es el siguiente.

$$\alpha = \frac{E * w * 6}{Vel_{RAR}} \quad (E-41)$$

El área del recuperador que se forma con ese ángulo, será:

$$A_\alpha = \frac{A_T * \alpha}{360} \quad (E-42)$$

De forma análoga al flujo de purga, el caudal que será utilizado para desplazar la corriente de arrastre (Q_{co}) será proporcional al área que le da tiempo a girar al rotor frente al área total de la corriente RA.

$$Q_{co} = \frac{Q_{RAR} * A_\alpha}{A_{RA}} = \frac{A_{RA} * Vel_{RAR} * \sigma * A_\alpha}{A_{RA}} \quad (E-43)$$

Si desarrollamos la ecuación E-43, a partir de los términos de las ecuaciones E-41 y E-42, se obtiene que el caudal de arrastre únicamente depende de la velocidad de giro del rotor, del volumen del recuperador y de su porosidad.

$$Q_{co} = \frac{A_{RA} * Vel_{RAR} * \sigma}{A_{RA}} * \frac{A_T}{360} * \frac{E * w * 6}{Vel_{RAR}} = \frac{A_T * E * w * \sigma}{60} \quad (E-44)$$

En el lado opuesto, el caudal de purga (Q_p) desplaza el caudal de arrastre que pasaría de la extracción a la impulsión. Si el caudal de purga es excesivo, parte de él saldrá del recuperador (Q_{pco}); si es demasiado pequeño, parte del caudal de extracción pasará a la impulsión, a este caudal lo denominaremos caudal de cortocircuito (Q_{co}).

$$\text{Si } Q_p \geq Q_{co} \quad Q_{pco} = Q_p - Q_{co} \quad (E-45)$$

$$Q_{cc} = 0 \quad (E-46)$$

$$\text{Si } Q_p < Q_{co} \quad Q_{pco} = 0 \quad (E-47)$$

$$Q_{cc} = Q_{co} - Q_p \quad (E-48)$$

Se ha realizado la hipótesis de que volumen específico dentro del recuperador, será la media entre sus valores a la entrada y a la salida del mismo. Esto es debido a que los flujos de arrastre y axial pueden atravesar desde una corriente a la otra tanto al comienzo como mientras cruzan el recuperador, y por ello las características de este flujo podrían ser variables a lo largo de su paso por el mismo, siendo la media su aproximación más sensata.

Más cuestionable podría ser esta hipótesis para el cálculo de flujo de cortocircuito y de purga, puesto que las mismas suelen ocurrir en el tramo final del recuperador, siendo este último tramo dependiente de la cantidad de flujo de purga que exista. Podría también plantearse utilizar las propiedades de la corriente de salida; o la media entre la entrada y la salida real del flujo en particular, y no la de la corriente de impulsión o retorno.

Por último, calculamos los flujos máscicos de estas corrientes.

El caudal de fugas axiales será:

$$\text{Si } \dot{m}_{fa} \geq 0 \quad Q_{fa} = \dot{m}_{fa} * \frac{v_{OA} + v_{SA}}{2} * 3600 \quad (\text{E-53})$$

$$\text{Si } \dot{m}_{fa} < 0 \quad Q_{fa} = \dot{m}_{fa} * \frac{v_{RA} + v_{EA}}{2} * 3600 \quad (\text{E-54})$$

3.1.8 Cálculo de la eficiencia del recuperador

Para acabar, vamos a calcular la eficiencia sensible y latente del recuperador, que se calculan a partir de las ecuaciones E-3 y E-4 evaluándolas para nuestro caso en cuestión.

El denominador de la eficiencia representa la cantidad máxima de potencia que se puede obtener a partir de la energía que entra en juego en el sistema, por ello tendremos que atender al concepto de flujo limitante, es decir, el que limita esa potencia máxima disponible.

$$\text{Si } (\dot{m}_{OA} * C_{p_{OA}}) \geq (\dot{m}_{RA} * C_{p_{RA}})$$

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_{SA} * (C_{pas} + C_{pv} * X_{SA}) * (T_{SA} - T_{OA})}{\dot{m}_{RA} * (C_{pas} + C_{pv} * X_{RA}) * (T_{RA} - T_{OA})} * 100 \quad (\text{E-55})$$

$$\text{Si } (\dot{m}_{OA} * C_{p_{OA}}) < (\dot{m}_{RA} * C_{p_{RA}})$$

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_{SA} * (C_{pas} + C_{pv} * X_{SA}) * (T_{SA} - T_{OA})}{\dot{m}_{OA} * (C_{pas} + C_{pv} * X_{OA}) * (T_{RA} - T_{OA})} * 100 \quad (\text{E-56})$$

$$\text{Si } \dot{m}_{OA} \geq \dot{m}_{RA}$$

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{m}_{SA} * (X_{SA} - X_{OA})}{\dot{m}_{RA} * (X_{RA} - X_{OA})} * 100 \quad (\text{E-57})$$

$$\text{Si } \dot{m}_{OA} < \dot{m}_{RA}$$

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{m}_{SA} * (X_{SA} - X_{OA})}{\dot{m}_{OA} * (X_{RA} - X_{OA})} * 100 \quad (\text{E-58})$$

La eficiencia latente deberá ser aproximadamente 0, debido a que al tratarse de un recuperador sensible, el único intercambio de humedad será debido a las corrientes de fuga.

3.1.9 Cálculos finales

Algunos términos importantes que faltan de calcular son:

El caudal total de fugas directas axiales y radiales.

$$Q_{Tr,a} = |Q_{fe}| + |Q_{fi}| + |Q_{fa}| \quad (E-59)$$

El caudal total de fugas directas de bypass.

$$Q_{Tbp} = |Q_{bpoA}| + |Q_{bpsiA}| + |Q_{bpra}| + |Q_{bpeA}| \quad (E-60)$$

El caudal total de fugas de arrastre.

$$Q_{Tco} = |Q_{co}| + |Q_{cc}| + |Q_{pco}| \quad (E-61)$$

El caudal total de fugas.

$$Q_{Tf} = |Q_{Tco}| + |Q_{Tbp}| + |Q_{Tr,a}| \quad (E-62)$$

Y el porcentaje de fugas respecto al caudal de ventilación.

$$F = \frac{Q_{Tf}}{Q_{SA}} * 100 \quad (E-63)$$

3.2 RESOLUCIÓN DEL MODELO EN MATLAB

El modelo matemático desarrollado en el apartado 3.1, está implementado en el software Matlab[®], perteneciente a la corporación MathWorks.

Este modelo se ejecutará en un script para unos datos de entrada estacionarios escogidos por el usuario. Tras su resolución, se expondrán los resultados de forma gráfica y numérica. Estos resultados pueden ser exportados mediante la herramienta Publish de Matlab[®]. Los resultados gráficos e imágenes finales mostrados son:

- Esquema de fugas propuesto.
- Tablas con caudales y flujos másicos de todas las corrientes.
- Gráfico de caudales de corriente y de entrada al recuperador; y eficiencia sensible y latente calculada.
- Gráfica de caudales de corrientes de fuga.
- Gráfico con porcentaje de caudal de fugas directas, de bypass y de arrastre respecto del total de fugas.
- Gráfico de caudal de fugas total y de impulsión; y porcentaje de estas fugas sobre el caudal de impulsión.

4 ESTUDIO PRÁCTICO

El modelo matemático desarrollado en el capítulo 3 se va a aplicar a dos casos concretos para posteriormente analizar y discutir los resultados que se obtienen de este. El objetivo de ambos casos de estudio no es otro que el de analizar el comportamiento del modelo.

En el primer caso, se van a tomar los datos provenientes de un estudio experimental cuya finalidad fue la de calcular los caudales de impulsión y retorno, a fin de caracterizar el comportamiento de un recuperador rotativo sensible.

En el segundo caso, se utilizará el software YAHUS[®] de TROX Technik para modelar el recuperador de calor de un sistema de tratamiento de aire para unos parámetros de diseño y así obtener unos datos de entrada al modelo.

En ambos estudios se va a adaptar el modelo propuesto a las características del recuperador rotativo descrito en el siguiente apartado.

4.1 RECUPERADOR ROTATIVO EMPLEADO

Para el estudio práctico del modelo matemático se va a utilizar el recuperador rotativo sensible disponible en el laboratorio de Calor y Frío en la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid.

Se trata de un recuperador sensible de tres secciones (impulsión, extracción y purga) con rotor de aluminio corrugado y diámetro exterior de 630 mm. Este intercambiador se puede visualizar en la Figura 27.



Figura 27: Recuperador rotativo empleado.

El recuperador dispone de una zona central maciza de 150 mm sobre cuyo eje rota el intercambiador. El giro se debe al accionamiento de un motor trifásico de 360W acoplado a una correa exterior al tambor y que le permite girar a una velocidad constante de 18 rpm. El sector de purga tiene un ángulo de 15° y la anchura es de un espesor efectivo de 200 mm. Hay que tener en cuenta que la dirección de giro del recuperador es clave para que la sección de purga funcione correctamente.

La porosidad y los valores del término de pérdidas de las escobillas perimetrales y radiales han sido caracterizados por E. Martín [34]. La porosidad es aproximadamente 0,87, su término de pérdidas es $1.186.979,41 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$ en las escobillas radiales y $9.251.898,74 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$ en las escobillas perimetrales, los cuales se puede considerar idénticos en ambos lados del recuperador.

4.2 PRIMER CASO PRÁCTICO

Para el primer caso práctico, se van a tomar los datos registrados por E. Miguel en su estudio “Caracterización Experimental de un Recuperador Rotativo Sensible” [36]. Su trabajo trata de caracterizar el recuperador descrito en el apartado 4.1 mediante el uso de la temperatura seca, humedad relativa y el caudal de sus corrientes, valores que se van a tomar como datos de entrada al modelo. Los flujos se forman en dos sistemas de tratamiento de aire colocados en las corrientes OA y RA, estos caudales se hacen pasar a través del intercambiador rotativo para posteriormente descargar al ambiente.

En el estudio el caudal se calcula a partir de la medida de presión diferencial al paso de este por unas placas orificio colocadas antes y después del recuperador.

El instrumento de medida con el que realiza la medición de temperatura y humedad relativa de las corrientes es el Data logger testo 175 H1 (Figura 27), sobre el que se ha realizado una calibración para definir de forma más fiable los datos que registra. La exactitud del aparato es de $\pm 0.4^\circ\text{C}$ y $\pm 2\%$ HR y su resolución es de 0.1°C y 0.1% HR.



Figura 28: Data logger testo 175 H1.

Los datos registrados se toman durante un amplio periodo de tiempo en diversos días de experimentación, como únicamente para nuestro modelo se necesitan los valores para un momento concreto, se ha decidido escoger a modo de ejemplo los valores medios estacionarios registrados en la experimentación del día 31 de Marzo de 2014 durante media hora. Estos valores están recogidos en la Tabla 7.

Tabla 7: Datos de las corrientes y del ambiente experimentación día 31 de Marzo.

Corriente	Temperatura seca [°C]	Humedad relativa [%]	Caudal [m ³ /h]
Ambiente	-	-	-
OA	37	27,2	1276
SA	31,2	38,9	932
RA	21,4	53,9	476
EA	30,7	31,4	555

En el estudio se asume que todas las corrientes se encuentran bajo las mismas condiciones e indica que si se realiza un balance de masa, se cuantifica que el valor real del caudal de la corriente EA es de 820 m³/h. E. Miguel acepta que el error se encuentra en el cálculo de esa corriente porque es en la única en donde se utiliza sólo una placa orificio en vez de dos de ellas.

Aunque se van a aceptar estos datos para ser aplicados en el modelo matemático, se cuestiona la fiabilidad de los mismos; en primer lugar, porque se asume que todas las corrientes parten de las mismas condiciones, y, en segundo lugar, porque el error que calcula es del orden de un 55,7% respecto de la corriente de retorno.

Por otra parte, al calibrar el sensor de temperatura y humedad los valores recogidos se obtienen con varios decimales, debido a la exactitud que estos tienen no tendría mucho sentido considerar estos decimales. A pesar de ello se tendrán en cuenta, puesto que el modelo matemático lo permite.

Las pérdidas de carga en el recuperador y las presiones de impulsión y retorno que se calculan en el estudio son las recogidas en la Tabla 8, en donde ambas descargan directamente sobre el ambiente.

Tabla 8: Pérdidas de carga en el recuperador y presión en conductos.

Pérdida de carga impulsión [Pa]	Pérdida de carga extracción [Pa]	Presión relativa en la impulsión [Pa]	Presión relativa en la extracción [Pa]
10	20	0	20

En la experimentación se toma como presión atmosférica de referencia 101325 Pa y no se recogen los datos ambientales de la sala del laboratorio donde se ha realizado el experimento. Este valor no se va a considerar puesto que la presión en Valladolid debido a la altura a la que se encuentra debe ser menor que a nivel del mar.

Para establecer unos valores de presión atmosférica realistas se ha accedido al histórico de AEMET [37] para el día 31 de Marzo de 2014 en donde la presión media en Valladolid fue de 92600 Pa. En cuanto a la temperatura y la humedad relativa del ambiente, se va a escoger un valor de 22°C y 45%, puesto que se encuentra dentro del rango de lo que marca el RITE [2] como condiciones de diseño interiores en invierno para instalaciones como el laboratorio en donde se ha llevado a cabo el estudio, cabe destacar que estas condiciones son las que se suelen mantener en el mismo.

Aunque los datos recogidos en la Tabla 8 son los que se van a utilizar para el cálculo de fugas, al igual que anteriormente, se cuestiona el valor de pérdida de carga calculada para el recuperador. En la Tabla 6 se recoge que para recuperadores rotativos la pérdida de carga suele comprender entre los 100 y 300 Pa, además, la pérdida de carga del recuperador en cuestión también fue calculada por E. Martín [34] en donde recogía que su valor ascendía aproximadamente a 111 Pa para un caudal de paso de 1200 m³/h en ambas secciones.

4.3 SEGUNDO CASO PRÁCTICO

Para este segundo caso práctico, se va a utilizar el software YAHUS[®], perteneciente a la empresa TROX Technik. Se utiliza este software para obtener unos valores ejemplo en donde aplicar el modelo y de esta forma caracterizar las fugas del sistema.

Con este programa se va a modelar un sistema de tratamiento de aire para las condiciones exteriores de diseño en Valladolid, en el modelo matemático se aplicarán las condiciones exteriores definidas para verano; esta UTA contará con un recuperador rotativo sensible y ventiladores. Las UTAs pueden contener muchas otras secciones como se ha comentado en el apartado 1.4, se han escogido el uso de las anteriores por simplicidad.

La elección de estas secciones no afecta al estudio matemático posterior, salvo por la presión que deberán proporcionar los ventiladores, que será variable en función de las secciones que tenga la UTA, cuantas más secciones, más aumenta la pérdida de carga total del sistema de climatización.

En cuanto al recuperador, se va a escoger el más similar posible al descrito en el apartado 4.1, debido a que van a ser el que se utilice dentro del modelo matemático para las condiciones que se obtengan. Lo ideal serían utilizar los valores del propio recuperador que se escoja dentro del programa, sin embargo, de entre todas las variables geométricas y de operación que se necesitan para aplicar nuestro modelo, únicamente se dispone del diámetro exterior, de la anchura del mismo y de su pérdida de carga.

El primer paso, será elegir unos caudales de ventilación y retorno, los caudales que vamos a considerar son 1200 m³/h y 1150 m³/h respectivamente. El caudal de retorno es sensiblemente menor debido a las posibles exfiltraciones que pueden ocurrir en el edificio, ya que se prefiere que en este se mantenga una pequeña sobrepresión, aunque se considera despreciable para el cálculo de las características del caudal de retorno.

Se van a considerar las condiciones climáticas exteriores de diseño de proyecto proporcionadas por el IDAE [38] para un edificio en Valladolid, sobre estas condiciones no se va a corregir ni la temperatura ni la humedad en función de su cota; ni tampoco su presencia urbana puesto que estos valores están recogidos en el mismo observatorio de la ciudad como se refleja en la Figura 29. Tampoco se va hacer una corrección de estos valores por horas y estacionalidad del edificio, pues se considera que estará en uso en los momentos más críticos.

Provincia	Estación		Indicativo				
Valladolid	Valladolid (Observatorio)		2422				
UBICACIÓN: ENTORNO CIUDAD			Nº DE OBSERVACIONES Y PERIODO				
a.s.n.m. (m)	Lat.	Long.	T seca	Hum. relativa	T terreno	Rad	
735	41°39'00"	04°46'00" W	87.600 (1998-2007)	(2) 18.980 (1998-2007)	14.600 (1998-2007)	58.288 (1998-2007)	
CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)							
TSMIN (°C)	TS_99,6 (°C)	TS_99 (°C)	OMDC (°C)	HUMcoin (%)	OMA (°C)		
-10,8	-4,1	-2,8	10,5	89	38,9		
CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)							
TSMAX (°C)	TS_0,4 (°C)	THC_0,4 (°C)	TS_1 (°C)	THC_1 (°C)	TS_2 (°C)	THC_2 (°C)	OMDR (°C)
39,5	34,8	19,7	33,2	19,3	31,4	19,0	19,1

Figura 29: Condiciones climáticas exteriores considerados [38].

Las condiciones interiores de diseño que se van a escoger son las condiciones medias descritas por el RITE [2] para verano e invierno para locales como el laboratorio en donde se encuentra el recuperador del apartado 4.1, de igual forma que para el primer caso práctico. Estos valores serán de 24°C y 50% HR para verano; y 22°C y 45% HR para invierno.

Además, seleccionaremos que el programa busque un recuperador rotativo sensible con rotor de aluminio y de velocidad constante, es decir como el de referencia.

Con todos estos criterios, YAHUS® da a elegir entre los distintos recuperadores disponibles, como se observa en la Figura 30. De entre ellos se va a escoger el que tenga el diámetro exterior más similar al del laboratorio (630mm) y una pérdida de carga teórica más cercana a 111 Pa, valor calculado por E. Martín [34] para el recuperador del laboratorio para un caudal de 1200 m³/h.

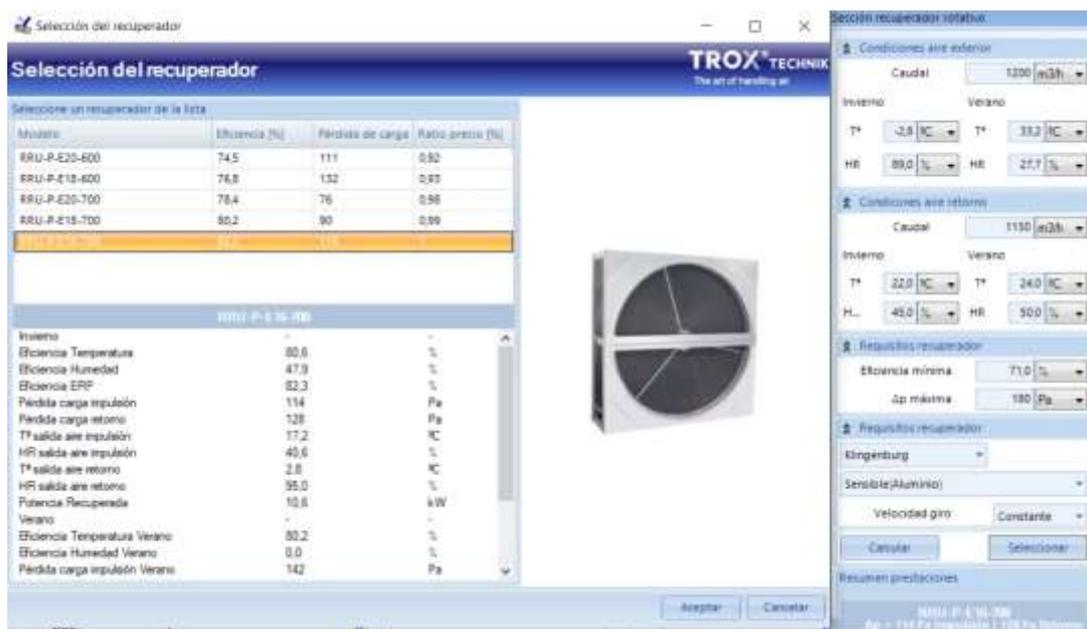


Figura 30: Lista de recuperadores disponibles y condiciones escogidas.

El tamaño del recuperador viene descrito por el último número que se indica en su modelo y sus características se indican en la Figura 31.

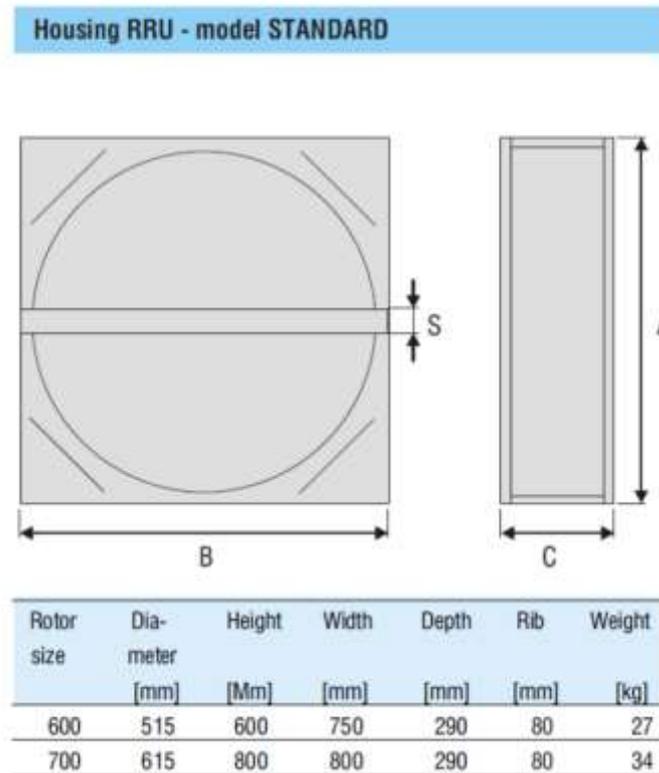


Figura 31: Características geométricas de los modelos de recuperador RRU [39].

Con todos estos datos, se ha decidido escoger el modelo RRU-P-E16-700. La pérdida de carga que seleccionaremos para el modelo matemático será la que el propio programa indique para el recuperador seleccionado y las condiciones propuestas. Para el resto de las características geométricas y la velocidad de rotación se utilizarán los valores del recuperador del apartado 4.1, puesto que estos están relacionados unos con los otros de forma más directa.

Por último se modelan los ventiladores del sistema, escogemos la disposición de los mismos y seleccionamos los que YAHUS[®] nos define por defecto, estos estarán dimensionados para el caudal de operación y la presión necesaria que deben ofrecer según la disposición del resto de secciones. Los ventiladores se diseñan por la parte exterior de la unidad, como viene representado en la Figura 32.

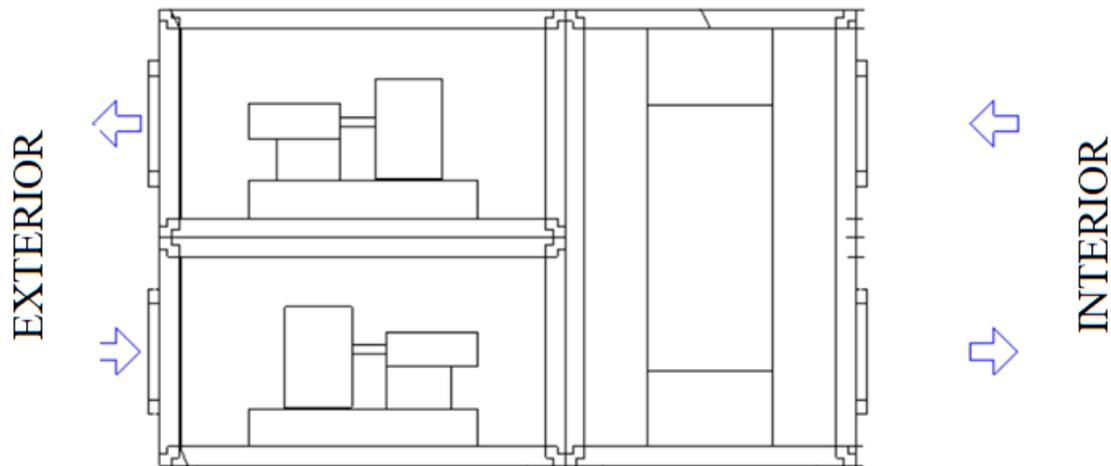


Figura 32: Unidad de tratamiento de aire seleccionada.

Con el sistema ya modelado, YAHUS[®] permite obtener la documentación del mismo, en donde aparecerán los distintos valores que necesitaremos para implementar el modelo matemático. Esta documentación está recogida en el Anexo 2: Documentación de YAHUS caso práctico 2, los valores que usaremos están descritos en la Tabla 9 y Tabla 10

Tabla 9: Datos de las corrientes y del ambiente para el caso práctico 2.

Corriente	Temperatura seca [°C]	Humedad relativa [%]	Caudal [m ³ /h]
Ambiente	33,2	27,7	-
OA	33,2	27,7	-
SA	25,8	42,4	1200
RA	24	50	1150
EA	31,7	31,6	-

Tabla 10: Pérdidas de carga en el recuperador y presión en conductos.

Pérdida de carga impulsión [Pa]	Pérdida de carga extracción [Pa]	Presión relativa en la impulsión [Pa]	Presión relativa en la extracción [Pa]
142	129	172	-199

En cuanto a la presión atmosférica de referencia, se ha decidido escoger la presión media de los meses de Verano de 2019 para Valladolid, cuyo valor es de 92000 Pa según la AEMET [37].

4.4 RESULTADOS

Una vez se ha aplicado el modelo matemático para los distintos datos de entrada, en esta sección se muestran los resultados que obtienen, es decir, los gráficos y tablas que representan la caracterización de fugas para cada caso práctico en cuestión.

El código completo y los resultados que provienen de aplicar el modelo matemático a los casos prácticos anteriores están recogidos en el Anexo 1: Codificación y resultados caso práctico 1 y en el Anexo 3: Codificación y resultados caso práctico 2 .

4.4.1 Resultados de primer caso práctico

Los resultados del primer caso práctico se muestran en la Tabla 11, en la Tabla 12 y en las figuras posteriores.

Tabla 11: Caudal y flujo de las corrientes principales y secundarias.

Corriente	Caudal [m ³ /h]	Flujo másico [kg/s]
OA	895	0,253
OAR	880,8	0,249
SA	932	0,269
SAR	916,6	0,265
RA	476	0,143
RAR	455,9	0,137
EA	425,5	0,124
EAR	415,4	0,121

Tabla 12: Caudales, flujo másico y porcentaje de las corrientes de fuga.

Fuga	Caudal [m ³ /h]	Flujo [kg/s]	Porcentaje de caudal sobre el total de ventilación [%]
Radial exterior	10,4	$2,96 \times 10^{-3}$	1,1
Radial interior	-14,8	$-4,32 \times 10^{-3}$	1,6
Axial	-89,2	$-26,34 \times 10^{-3}$	9,6
Bypass OA	3,7	$1,06 \times 10^{-3}$	0,4

Bypass SA	0	0	0
Bypass RA	5,3	$1,59 \times 10^{-3}$	0,6
Bypass EA	0	0	0
Arrastre	55,3	$15,79 \times 10^{-3}$	5,9
Cortocircuito	18,5	$5,47 \times 10^{-3}$	2
Arrastre purga	0	0	0
TOTAL	197,3	$57,64 \times 10^{-3}$	21,2

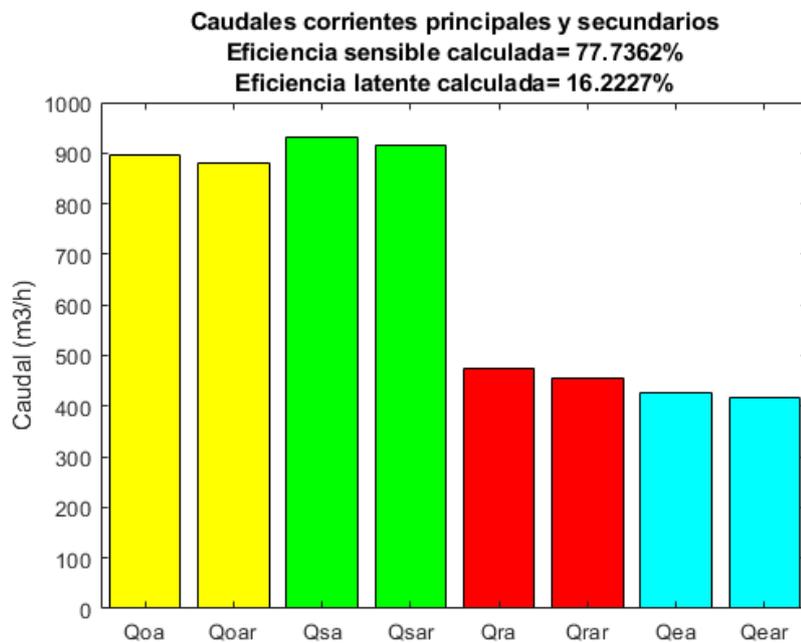


Figura 33: Caudales corrientes principales y secundarios.

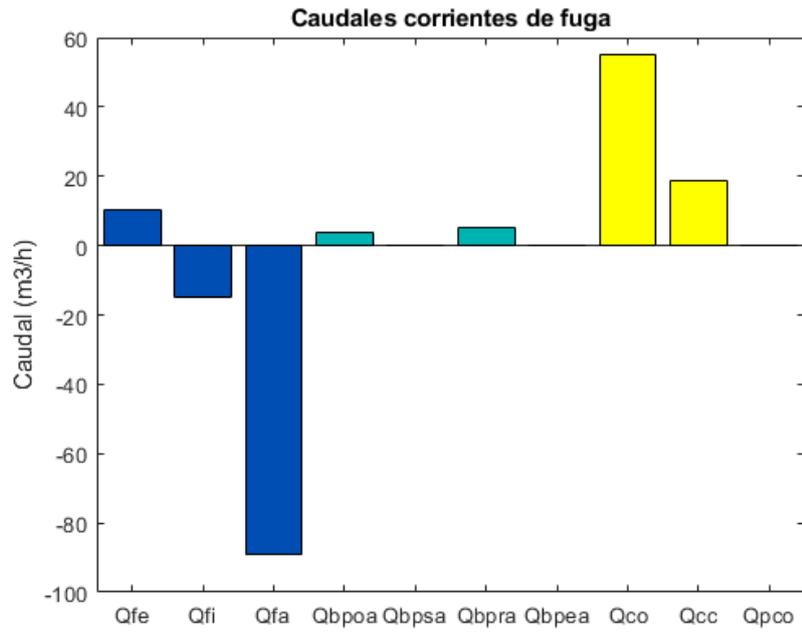


Figura 34: Caudales corrientes de fuga.

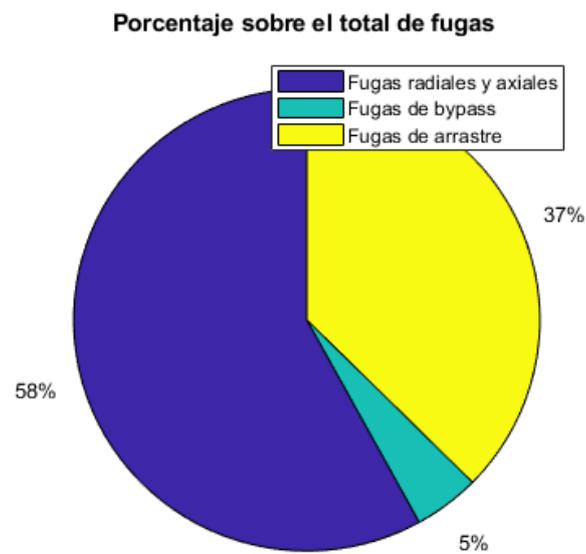


Figura 35: Porcentaje sobre el total de fugas.

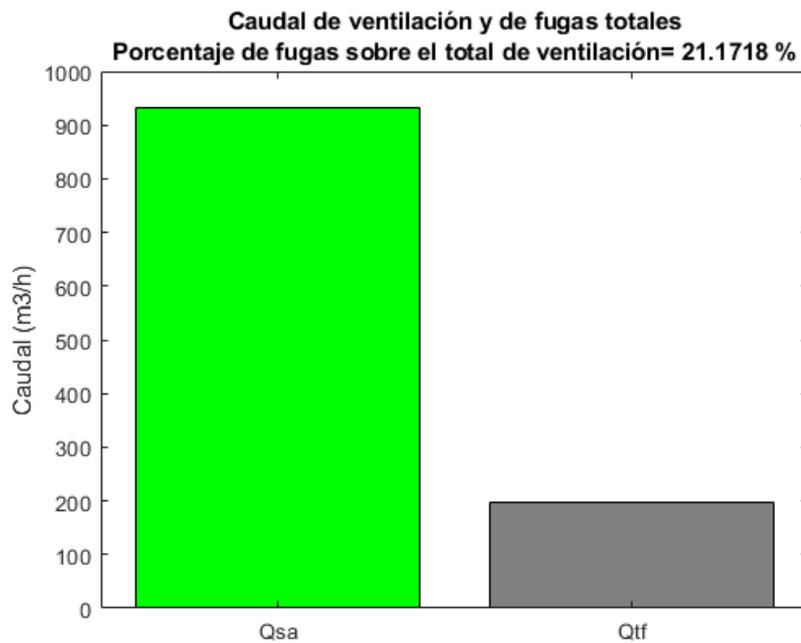


Figura 36: Caudal de fugas totales y de ventilación.

4.4.2 Resultados del segundo caso práctico

Los resultados del segundo caso práctico se muestran en la Tabla 13, en la Tabla 14 y en las figuras posteriores.

Tabla 13: Caudal y flujo de las corrientes principales y secundarias.

Corriente	Caudal [m ³ /h]	Flujo másico [kg/s]
OA	1494	0,423
OAR	1389,3	0,398
SA	1200	0,352
SAR	1279,2	0,375
RA	1150	0,339
RAR	1229,5	0,367
EA	1444	0,415
EAR	1339,3	0,385

Tabla 14: Caudales, flujo másico y porcentaje de las corrientes de fuga.

Fuga	Caudal [m ³ /h]	Flujo [kg/s]	Porcentaje de caudal sobre el total de ventilación [%]
Radial exterior	83,7	23,97 x10 ⁻³	6
Radial interior	63,6	18,67 x10 ⁻³	5,3
Axial	19,6	5,67 x10 ⁻³	1,6
Bypass OA	20	6,04 x10 ⁻³	1,8
Bypass SA	15,5	4,55 x10 ⁻³	1,3
Bypass RA	-16,7	-4,78 x10 ⁻³	1,4
Bypass EA	-21,4	-6,14 x10 ⁻³	1,8
Arrastre	55,3	16,01 x10 ⁻³	4,6
Cortocircuito	0	0	0
Arrastre purga	6,6	0,76 x10 ⁻³	0,2
TOTAL	299,5	86,56 x10 ⁻³	25

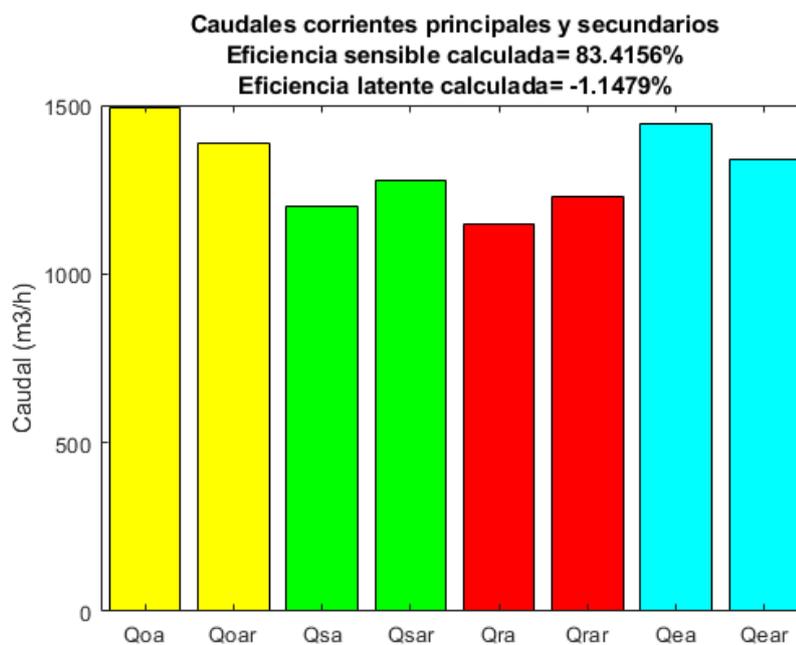


Figura 37: Caudales corrientes principales y secundarios.

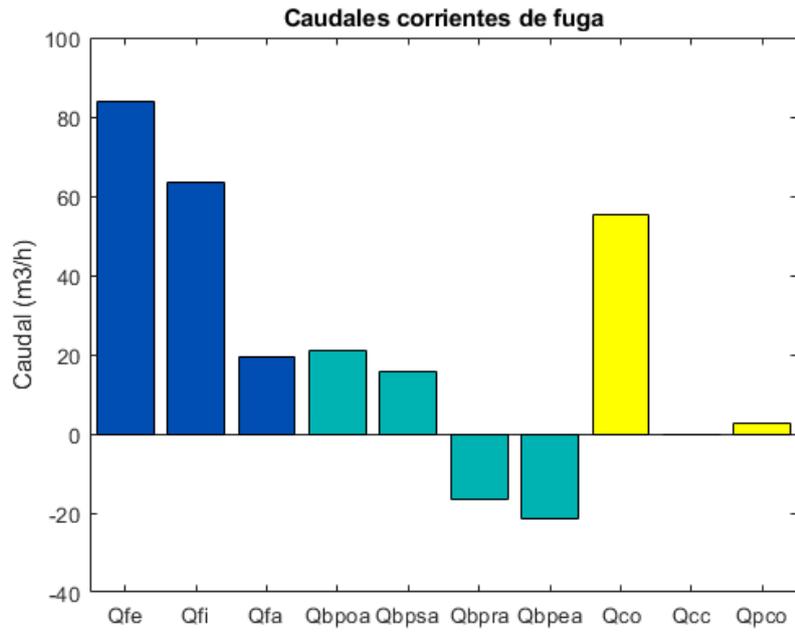


Figura 38: Caudales corrientes de fuga.



Figura 39: Porcentaje sobre el total de fugas.

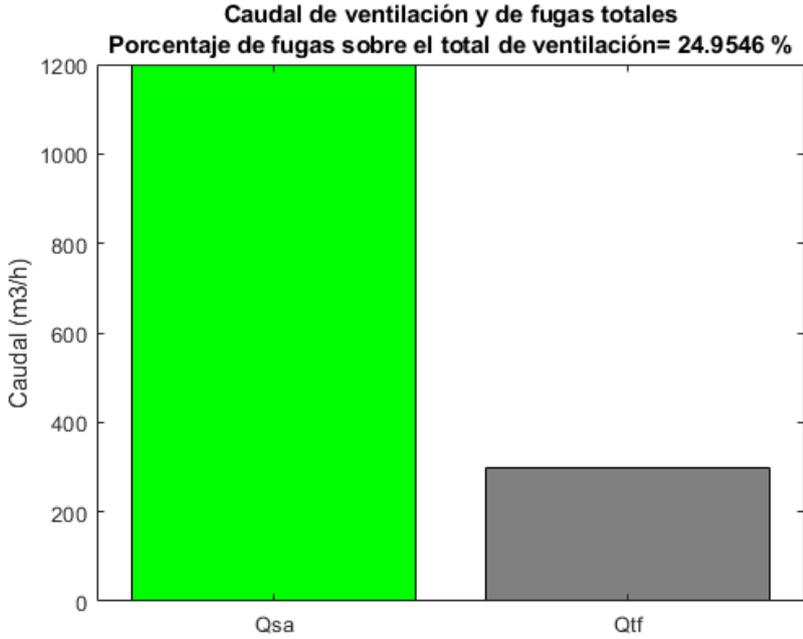


Figura 40: Caudal de fugas totales y de ventilación.

5 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En un recuperador rotativo van a coexistir las corrientes principales y secundarias de impulsión y retorno, así como corrientes de fuga. Para caracterizar estas corrientes de fuga se aplica el modelo matemático desarrollado en el capítulo 3.

En él, todas las fugas directas, salvo las axiales, están acotadas por la diferencia de presión que existe entre los distintos huecos en donde se forman estas corrientes. Por ello, son casi independientes del caudal que fluya por el recuperador. No son del todo independientes debido a que la presión estática en los conductos estará determinada por la pérdida de carga y la presión ejercida por los ventiladores; la cual es función del caudal de operación.

Estas corrientes, por tanto, se van a mantener constantes para las mismas condiciones de operación y para reducir su valor habrá que minimizar la diferencia de presión entre las corrientes de impulsión y retorno para las fugas radiales y con el ambiente para las fugas de bypass.

Las fugas de arrastre son proporcionales a la geometría del recuperador y al caudal secundario OAR; a su vez, estos los flujos secundarios son dependientes de las fugas directas acotadas y de los flujos principales del recuperador.

Por último, las fugas directas axiales, ante la imposibilidad de conocer la presión interior en los extremos del recuperador, están calculadas como resultado de un balance de flujos másicos dentro del mismo, por lo que van a depender directamente de los flujos calculados a la entrada y salida y de las corrientes de arrastre que ocurran dentro de él. Puesto que todos los valores anteriores dependen del cálculo de los flujos principales y de valores acotados, cualquier inexactitud en su cálculo va a ser arrastrada y reflejada en el valor de las fugas axiales.

El objetivo de este trabajo es la caracterización de fugas a partir de las medidas de humedad de las corrientes, por lo que el cálculo de estos flujos principales se realiza a partir de un balance de masa y de humedad al global del dispositivo de recuperación.

5.1 PRIMER CASO PRÁCTICO

5.1.1 Caracterización de fugas

El caudal total de fugas se corresponde con el 21,2 % respecto del caudal total de ventilación (932 m³/h). De entre todos ellos la mayor parte se debe a las fugas directas axiales que forman el 9,6 % de total, y la menor parte a las fugas de bypass.

El valor tan reducido de los caudales de bypass se debe a la poca pérdida de carga que se ha considerado en el recuperador y a que, al descargar al ambiente la presión aguas arriba es muy pequeña, y por tanto la diferencia de presiones estáticas entre los conductos y el ambiente es casi insignificante. La fuga de bypass es nula en las descargas a presión atmosférica y en el resto su sentido es hacia el exterior al ser mayor la presión de los conductos que la del ambiente.

Esto también se ve reflejado en el caudal de fugas radiales, que aun siendo mayor que las de bypass, debido a que el término K de pérdidas es menor, son de un valor pequeño. Además, el hecho de que en el interior del sistema la presión de impulsión sea menor que la de extracción, implica el sentido de las fugas Q_{fi} en dirección a SA y por tanto se transfieren los contaminantes de la corriente de retorno a la impulsión. Esta transferencia de contaminantes se produce también por fugas axiales y de cortocircuito.

Las fugas de cortocircuito existen porque el caudal de purga no es capaz de eliminar la totalidad de la corriente de arrastre. Como el caudal de arrastre depende únicamente de las características

geométricas y de la velocidad de giro, según la ecuación E-43, se puede calcular el caudal límite de OAR a partir del cual el caudal de purga es capaz de eliminar todo el caudal de arrastre. Este cálculo se puede plantear sin más que aplicando la ecuación E-43 para la mitad del ángulo de purga.

$$Q_{OAR,lim} = \frac{Q_{co} * A_{OA}}{A_{\alpha}} = \frac{Q_{co} * \frac{A_T}{2}}{\frac{A_p}{2}} = 1326,2 \frac{m^3}{h} \quad (E-64)$$

Por debajo de este límite, como en nuestro caso que es 881,52 m³/h, habrá cortocircuito y, si supera su valor límite, habrá parte del flujo que purga que se escape por la extracción. Escogiendo los caudales de trabajo cercanos al caudal límite, evitaremos pérdidas de aire limpio y la transferencia de contaminantes a la impulsión, aunque no se podrán evitar las fugas de arrastre \dot{m}_{co} .

En el global de las fugas, el porcentaje de fugas directas radiales y axiales es de 58% (45,2% pertenece a las fugas axiales), seguido de las fugas de arrastre que forman el 37% (28% perteneciente a fugas de arrastre propiamente dichas) y de las de bypass (5 %).

La mayor cantidad de fugas se debe a su corriente axial. Estas son de un valor muy grande, por lo que es probable que como se ha comentado en la introducción, cualquier inexactitud de cálculo en el resto de corrientes es arrastrado y se ve reflejado en el valor de este. Si comparamos los caudales OA y EA obtenidos en el modelo, 895 m³/h y 425 m³/h respectivamente, frente a los experimentales calculados 1276 m³/h y 555 m³/h, salta perfectamente a la vista.

El cálculo de las corrientes principales OA y EA se realiza a partir de los balances reflejados en las ecuaciones E-33 y E-34. En ellas se utilizan las humedades específicas de cada corriente y su flujo. Será de vital importancia que el cálculo de estas humedades sea el correcto y que el instrumento que las registre tenga mucha precisión porque cualquier mínimo cambio en alguna de estas puede provocar una inexactitud en \dot{m}_{OA} y \dot{m}_{EA} que afectará en gran medida al valor del flujo de fuga axial.

A modo de ejemplo, si se supone un error de lectura o calibración en el aparato de medida, y este instrumento registra la humedad relativa de EA (HR_{EA}) en 31% en vez de 31,4%, manteniendo el resto de los valores; esto significa una reducción en el cálculo del caudal OA en 18,9 m³/h y de EA en 18,5 m³/h; lo que aumenta las fugas radiales en 17,3 m³/h.

Teniendo en cuenta que el sensor de humedad y temperatura que registra estas corrientes tiene una precisión del 2% y que los caudales de trabajo son tan reducidos, el error que pueden provocar en el cálculo global podría ser muy grande.

Para limitar la posible inexactitud que se obtiene en el registro de la humedad de estas corrientes se podrían utilizar instrumentos más precisos, como sondas de temperatura de bulbo húmedo. Aunque realmente a nivel práctico no es útil aplicar estos sensores como sistema de monitorización puesto que los equipos son mucho más caros y que necesitan de más mantenimiento.

5.1.2 Eficiencia de recuperación

La eficiencia sensible calculada (77,7%) se encuentra dentro del rango habitual para este tipo de recuperadores (65%-80%) [14], sin embargo, la eficiencia latente calculada, que para un

recuperador sensible debiera ser aproximadamente nula; se encuentra muy por encima de lo que debería (16,2%).

Esta eficiencia depende de la diferencia de humedad entre las corrientes de impulsión y la máxima humedad que se pone en juego en el sistema. Como el flujo limitante es \dot{m}_{RA} , para su cálculo se utiliza la ecuación E-57.

Puesto que la humedad de la corriente de impulsión es mayor que la de extracción, todas las fugas que ocurran en dirección a la impulsión “secan” esta corriente, aumentando el numerador de la ecuación. A esto se le suma el hecho de que la corriente limitante RA tiene un bajo caudal. Este fenómeno ocurre también para la eficiencia sensible puesto que estos caudales de fuga aumentan la tasa de transferencia de energía.

Este hecho es deseable puesto que se reducen las necesidades de aporte energético en las posteriores secciones de la UTA, sin embargo, no es aconsejable debido a que implica la transferencia de contaminantes desde la corriente de retorno. Por ello, como se comentó en el apartado 2.2.1, la normativa UNE-EN 16798-3:2018 [5] nos indica que la presión del aire de extracción debe de ser menor que la presión de impulsión cuando la categoría de esta sea EA 3 o EA 4; o siempre que la categoría del aire de extracción sea superior a la de los locales que suministran aire al dispositivo. Con ello limitaremos la presencia de estas fugas, a costa de reducir la eficiencia de recuperación.

5.1.3 Limitaciones

Una limitación de la aplicabilidad del modelo a este caso práctico es la fiabilidad de los datos experimentales utilizados. Como se ha explicado los instrumentos de medida deben ser precisos, al igual que las pérdidas de carga asumidas en el recuperador y los caudales que se utilizan; los cuales no se consideran del todo fiables como ya se ha comentado en el apartado 4.2. Asegurar el correcto sentido de giro del recuperador, utilizar unos valores precisos de pérdida de carga, presión, de valores experimentales, en definitiva, caracterizar el recuperador y los instrumentos de medida de forma correcta antes de aplicar el modelo matemático será crucial.

Otra de las limitaciones viene de la necesidad de haber estimado las condiciones para el ambiente, en vez de obtenerlas como datos experimentales. Aunque estos valores no van a afectar en demasía a la caracterización de fugas debido a las bajas presiones consideradas, su efecto podría ser relevante en caso de que la pérdida de carga real del recuperador fuera mayor.

5.2 SEGUNDO CASO PRÁCTICO

5.2.1 Caracterización de fugas

El caudal total de fugas se corresponde con el 25 % respecto del caudal total de ventilación (1200 m³/h). En el global de las fugas, el porcentaje de fugas directas radiales y axiales se corresponde con el 56%, seguido de las fugas de bypass que forman el 25% y de las de arrastre (19 %).

Las fugas directas ocupan la mayor parte de todas las fugas que ocurren en el recuperador, esto es debido a grandes diferencias de presión entre los conductos y con el ambiente, en donde la disposición de los ventiladores juega un papel fundamental [14].

La corriente de impulsión está en condiciones de sobrepresión frente al retorno, evitando la transferencia de contaminantes hacia este; todas las fugas axiales y radiales ocurren en dirección

a la extracción. Esta sobrepresión se hace visible en las fugas de bypass, donde a ambos lados del recuperador hay transferencia de estas corrientes hacia el exterior.

Por otra parte, la presión estática en el retorno es menor que la atmosférica, lo que provoca en primer lugar que la diferencia de presiones con la impulsión se acentúe; y en segundo lugar que las fugas de bypass ocurran desde el exterior hacia la extracción. Esto no sólo ocasiona un aumento de las fugas radiales, sino que al introducirse la corriente bastante grande de bypass \dot{m}_{bPRA} desde el exterior, se está reduciendo la energía que posteriormente se pone en juego en el recuperador.

En este caso las fugas de arrastre constan de la propia fuga \dot{m}_{co} y de la fuga de purga que, debido a que el caudal de impulsión Q_{OAR} es superior al caudal límite ($1326,2 \text{ m}^3/\text{h}$), parte del caudal de purga sale a la extracción después de haber arrastrado toda la corriente que fuera a pasar a la impulsión.

Como se he comentado, la disposición de los ventiladores juega un papel fundamental en las presiones dentro de los conductos. Para reducir la diferencia de presiones entre estos, o asegurar que las fugas se produzcan en el sentido deseado, bien podrían haberse dispuesto ambos ventiladores de otra forma, por ejemplo poniendo el de extracción por la parte interior, como se ve representado en la Figura 41.

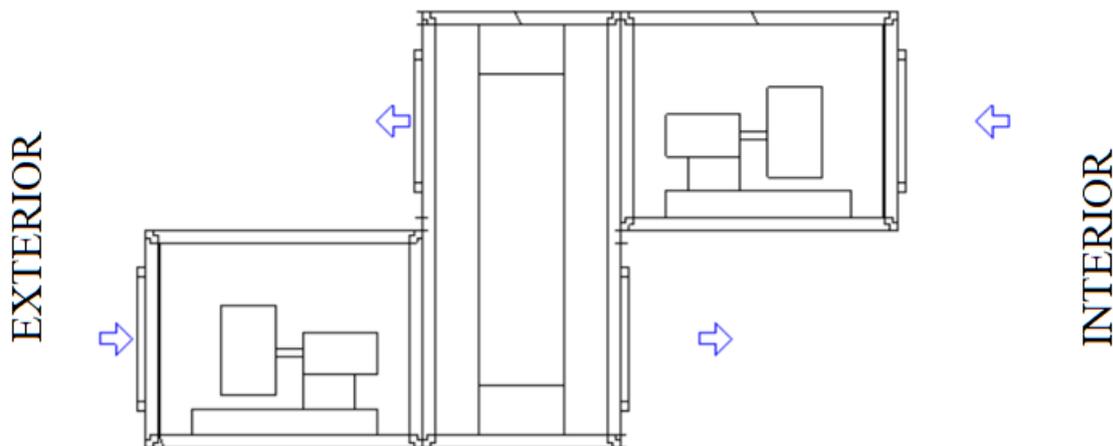


Figura 41: Disposición alternativa de los ventiladores.

En este caso se alcanzarían presiones relativas positivas (o negativas de haberse dispuesto los ventiladores de forma inversa) en ambos conductos, reduciendo la diferencia de presiones entre sí. En cualquiera de los casos, aseguramos que las fugas directas vayan en sentido a la extracción, puesto que la corriente de impulsión tendrá una presión mayor.

Otra opción hubiera sido disponer ambos ventiladores en la parte interior, como en la Figura 42. De esta forma se reducen las fugas de bypass del recuperador, aunque la presión en la impulsión sería negativa, por lo que la diferencia de presión entre conductos sería grande y se favorecería la transferencia de contaminantes hacia la corriente de impulsión.

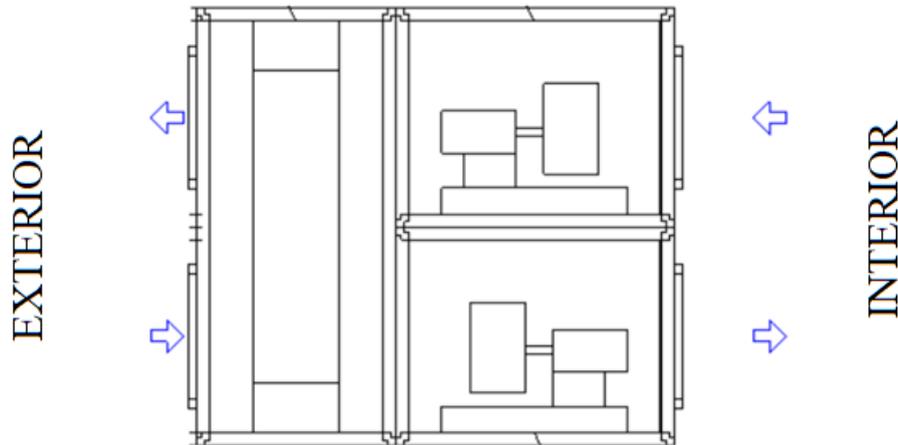


Figura 42: Disposición de ambos ventiladores en la parte interior.

Es muy importante elegir la disposición de los ventiladores de forma adecuada, ya que no sólo de ello dependen la transferencia de contaminantes y la reducción de la energía que se pone en juego dentro del recuperador; sino que habrá que sobredimensionar los ventiladores para que estos tengan suficiente capacidad para sobrellevar todas estas fugas y escoger aquellos que sean capaces de proporcionar la presión necesaria en función de las pérdidas en las distintas secciones de la UTA y en el sistema de ventilación.

5.2.2 Eficiencia de recuperación

La eficiencia sensible calculada (83,4%) se encuentra algo por encima de la teórica de temperatura del recuperador (80,2%), por otra parte, la eficiencia latente calculada si es muy próxima a 0, como debe ser al tratarse de un recuperador sensible.

La eficiencia latente se aproxima a cero debido a que en este caso no fugas hacia la impulsión, y por tanto no hay diferencia de humedades específicas entre las corrientes de SA y OA.

La eficiencia de temperatura proporcionada por YAHUS[®] no es exactamente igual a la calculada, debido a que en esta únicamente se tienen en cuenta las temperaturas. En nuestro caso concreto si queremos compararla con la teórica deberemos aplicar la siguiente ecuación E-65, que no tiene en cuenta la potencia recuperada sino la temperatura recuperada.

$$\varepsilon_{temperatura} = \frac{(T_{SA} - T_{OA})}{(T_{RA} - T_{OA})} * 100 = 80,4 \% \quad (E-65)$$

Hay que tener en cuenta que el recuperador seleccionado tiene una anchura de 290 mm, frente a los 200 mm del recuperador empleado y que también desconocemos otros parámetros importantes, como la velocidad del giro o el ángulo de purga del mismo, que afectan significativamente al comportamiento del recuperador.

El hecho de calcular el modelo con un recuperador de menor anchura (y por tanto menor superficie de transferencia) es que, en la realidad, de haber utilizado los datos que proporcionaría el software para nuestro recuperador, es probable que la eficiencia calculada fuera algo menor, probablemente asemejándose a la proporcionada para el primer caso práctico.

5.2.3 Limitaciones

La limitación principal de haber aplicado al modelo matemático a este caso práctico es que se desconocen los valores geométricos y la velocidad angular concretos del recuperador del que se obtienen los datos. Esto implica que los datos de temperatura y humedad de las corrientes EA y SA proporcionados por el software no son del todo realistas para el recuperador en el que se emplea el modelo.

Por otra parte, el objetivo del caso práctico no es otro que analizar el funcionamiento del modelo matemático y caracterizar con ello las fugas, por tanto, aunque no se esté caracterizando de forma precisa el recuperador en cuestión, si se ha podido analizar su posible comportamiento.

6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Durante el desarrollo de este documento se ha descrito la importancia de los sistemas de ventilación, y especialmente de la aplicación de recuperadores de calor en estos sistemas para favorecer el uso eficiente de la energía y mantener a su vez una correcta calidad del aire interior en edificios.

De entre los recuperadores de calor para su uso en ventilación, la aplicabilidad de los recuperadores rotativos está limitada a la actividad que se lleve a cabo en los edificios donde se utilicen. Esto es debido a la posible contaminación entre corrientes que existe en este tipo de intercambiadores y que puede no es aconsejable según la actividad del edificio.

Para poder controlar la transferencia de contaminantes y favorecer la eficiencia del sistema de recuperación se ha desarrollado un modelo matemático que caracteriza las fugas en un recuperador rotativo sensible a partir de medidas de humedad, del conocimiento de sus características geométricas y de sus condiciones de operación. Este modelo podrá usarse por los técnicos de control para diseñar o establecer unas condiciones óptimas que favorezcan su aplicabilidad.

El uso de este tipo de sensores de humedad facilita la monitorización del sistema de recuperación y permite la cuantificación de las fugas que en él ocurren sin la necesidad de utilizar gases trazadores u otros instrumentos que son mucho más costosos y difíciles de aplicar.

Finalmente, de la aplicación de este modelo matemático a dos casos prácticos y del estudio teórico de bibliografía, se obtienen una serie de conclusiones que pueden ser de utilidad para futuros trabajos y/o proyectos de investigación de fugas en recuperadores rotativos, estos se detallan a continuación.

- La mayor parte de las fugas en un recuperador rotativo son debidas a las fugas de tipo directo. Estas fugas son directamente proporcionales a la diferencia de presión estática entre los conductos del sistema de recuperación; y a la diferencia entre estos con el ambiente. Un buen ajuste de las escobillas o juntas de separación favorece la reducción de este tipo de flujos, Además, mantener la impulsión en condiciones de sobrepresión frente al retorno evita la transferencia de contaminantes hacia el aire de ventilación debido a estas fugas.

Una correcta selección en la disposición de los ventiladores también puede favorecer que haya menor diferencia de presión entre conductos, reduciendo así la cantidad de este tipo de corrientes.

- Las fugas no directas que ocurren en un recuperador rotativo se pueden reducir en función de la elección de un correcto caudal de impulsión. Aunque las fugas de arrastre no se pueden evitar, en condiciones de flujo laminar sí podremos escoger un caudal de impulsión que gracias al efecto del proceso de purga sea capaz de eliminar todo el caudal de transferencia de contaminantes hacia la impulsión despreciando solo una pequeña parte de este.
- En términos generales, la reducción de las fugas en un recuperador rotativo favorece la eficiencia del intercambiador, aunque la presencia de ciertas fugas en dirección a la corriente de impulsión puede favorecer también esta eficiencia; sin embargo, su

aplicación estará limitada a la calidad del aire de extracción pues su uso implica la transferencia de contaminantes.

- La aplicabilidad del modelo matemático de fugas propuesto estará limitado a un correcto conocimiento de la geometría del recuperador de trabajo y a la precisión con la que los instrumentos de medida sean capaces de registrar de forma fehaciente las características de las corrientes que atraviesan el recuperador.

Consecuente con del todo el trabajo realizado, se proponen a continuación algunas líneas futuras de investigación.

- Aplicación del modelo para unos datos de entrada transitorios. Se propone el uso de algún software que mediante la aplicación del modelo matemático sea capaz de actualizar el estado continuo de las fugas en un recuperador rotativo.

Herramientas como Labview, entre otras, permiten el uso de este tipo de script ya sea mediante su editor de texto Mathscript o mediante su funcionalidad con Matlab. Además, en este tipo de software se pueden adquirir los datos de entrada al modelo mediante una tarjeta de adquisición de datos.

- Cálculo preciso del volumen específico en las distintas partes del recuperador. En el modelo matemático se ha despreciado el efecto de las fugas con respecto al total de la corriente y dentro del recuperador se ha asumido el volumen específico medio.
- Estudiar mediante técnicas CFD la implicación de estas fugas en la transferencia de energía y su aplicabilidad al modelo matemático.

La inevitabilidad de fugas en recuperadores rotativos sensibles implica la necesidad de estudiarlas y conocer su comportamiento. Este trabajo se ha intentado ayudar a la investigación de estas, partiendo de bibliografía existente y creando un modelo para su caracterización en dispositivos de climatización.

7 BIBLIOGRAFÍA

- [1] F. J. Rey Martínez y E. Velasco Gómez, «G.I.R. de Termotecnia,» Valladolid, 2006; ISBN: 84-933938-4-3.
- [2] Dirección general de política energética y minas, «Real Decreto 1027/2007: Reglamento de instalaciones Térmicas en Edificios.».
- [3] Ministerio de Fomento, «Real Decreto 314/2006: Documento Básico HE Ahorro de Energía,» 2019.
- [4] UNE-CR 1752:2008, «Ventilación de edificios: Criterios de diseño para el ambiente interior,» 2008.
- [5] UNE-EN 16798-3:2018, «Eficiencia energética de los edificios. Ventilación de los edificios. Parte3: Para edificios no residenciales. Requisitos de eficiencia para los sistemas de ventilación y climatización (Módulos M5-1,M5-4),» 2018.
- [6] ATECYR, «Documentos técnicos de instalaciones en la edificación,» de *DTIE 2.05 Calidad del aire exterior: Mapa de ODA de las principales capitales de provincias de España*, 2009; ISBN: 978-84-95010-43-8.
- [7] UNE-CEN/TR 16798-2:2019, «Eficiencia energética de los edificios. Ventilación para edificios . Parte2: Interpretación de los requisitos de la Norma EN16798-1. Parámetros del ambiente interior a considerar para el diseño y la evaluación de la eficiencia energética de edificios...,» 2019.
- [8] Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo, «Calidad de ambiente interior,» 2008.
- [9] Ministerio de Fomento, «Real Decreto 314/2006: Documento Basico HS Salubridad,» 2019.
- [10] Boletín oficial del estado, «RD 486/1997,» 1997.
- [11] D. Besada, «Ingenieros & Arquitectos: Unidades de tratamiento de aire,» [En línea]. Available: <https://www.e-zigurat.com/blog/es/unidades-tratamiento-aire-uta/>. [Último acceso: 15 Febrero 2020].
- [12] P. M. Cuce y S. Riffat, «A comprehensive review of heat recovery systems for buildings applications,» Elsevier, 2014.
- [13] J. L. Morote Salmeron, «OVACEN,» [En línea]. Available: <https://ovacen.com/recuperadores-de-calor-conceptos-basicos-y-definicion/>. [Último acceso: 12 Marzo 2020].
- [14] ASHRAE Fundamentals Handbook, Capítulos 26 y 44; ISBN: 9781883413880.
- [15] ATECYR, «Documentos técnicos de instalaciones en la edificación,» de *DTIE 3.01 Pricrometría*, 2009; ISBN: 978-84-95010-33-9.
- [16] O. Büyükalaca y T. Yilmaz, «Influence of rotational speed on effectiveness os rotary-type heat exchanger,» *Heat and mass transfer*, 2002.

- [17] T. Skiepko, «Method of monitoring and measuring seal clearances in a rotary heat exchanger,» *Pergamon press*, 1988.
- [18] Calcutta University. Departament of instrumentation and measurement, «Design os a DCS based model for continuous leakage monitoring system of a rotary air preheater of a thermal power plant,» *Sensors and transducers*, 2010.
- [19] P. Worse-Schmidt, «Effect of fresh air purging on the efficiency of energy recovery fromexhaust air in rotary regenerators,» Lyngby, 1988.
- [20] W. Shang, «Air crossover in rotary wheels used for air-to-air heat and moisture recovery,» *ASHRAE transactions*, 2001.
- [21] A. Maharaj, W. Schmitz y R. Naidoo, «A numerical study of air preheater leakage,» *Elsevier*, 2014.
- [22] IDAE, «Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización,» 2012, ISBN:978-84-96680-53-1.
- [23] T. Skiepko, «Indirect estimation of leakage distribution in steam boiler rotary regenerators,» *Heat transfer engineering*, 2007.
- [24] D. Bostjan y O. M. Janez, «Numerical model for the analyses of heat transfer and leakages in a rotary air preheater,» *Elsevier*, 2005.
- [25] T. Skiepko, «Experimental resoults concerning seal clearances in some rotary heat exchangers,» *Pegamon*, 1988.
- [26] R. K. Shah y T. Skiepko, «Influence of leakage distribution on the thermal performance of a rotary regenerator,» *Pergamon*, 1999.
- [27] T. Skiepko, «Some essential principles for adjustement of seal clearances in rotary regenerators,» de *Heat transfer engineering*, 2007.
- [28] T. Skiepko, «Effect os reduction in seal clearances on leakages in a rotary heat exchanger,» *Pergamon press*, 1989.
- [29] W. Xueyi, S. Yuetao, S. Fengzhong y G. Ming, «A numerical study of a quad.section air preheater thermal performace and air leakage,» *Procedings of the ASME*, 2017.
- [30] R. k. Shah y D. P. Sekulic, «Influence os pressure and carryover leakages,» de *Fundamentals of heat exchanger design*, 2003, pp. 360-380.
- [31] C. Hyun Joon, L. Joo Seong, B. Changhyun, K. Hoon y K. Yongchan, «Numerical analysis of the performance characteristics and optimal design of a plastic rotary regenerator considering leakage and adsorption,» *Elsevier*, 2016.
- [32] M. Cai, S. Hui, X. Wang, S. Zhao y S. He, «A study on the direct leakage of rotary air preheater with multiple seals,» 2013.
- [33] D. Xianliu, S. Yuetao y W. Xueyi, «Coupled characterization and experimental verification of heat transfer and air leakage in a quad-sectional rotary air preheater,» *Elsevier*, 2019.

- [34] E. Martín Guillem, «Estudio, análisis y propuestas de mejora de los factores de by-pass que Intervienen en un recuperador rotativo sensible,» Valladolid, 2016; Trabajo Fin de Máster.
- [35] P. J. Banks, «The Representation of Regenerator Fluid Carryover by Bypass Flows,» 1984.
- [36] E. Miguel, «Caracterización experimental de un recuperador rotativo sensible,» Valladolid, 2014; Trabajo Fin de Grado.
- [37] Agencia Española de Meteorología, «AEMET,» Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico, [En línea]. Available: <https://opendata.aemet.es/centrodedescargas/productosAEMET?>. [Último acceso: 15 Abril 2020].
- [38] IDAE, «Condiciones climáticas exteriores de proyecto,» Madrid, 2010; ISBN: 978-84-96680-56-2.
- [39] Klingenburg, «Regenerative heat recovery with rotary heat exchangers,» Catálogo. [En línea]. Available: <http://www.klingenburg.de/>. [Último acceso: 15 Febrero 2020].

ANEXOS

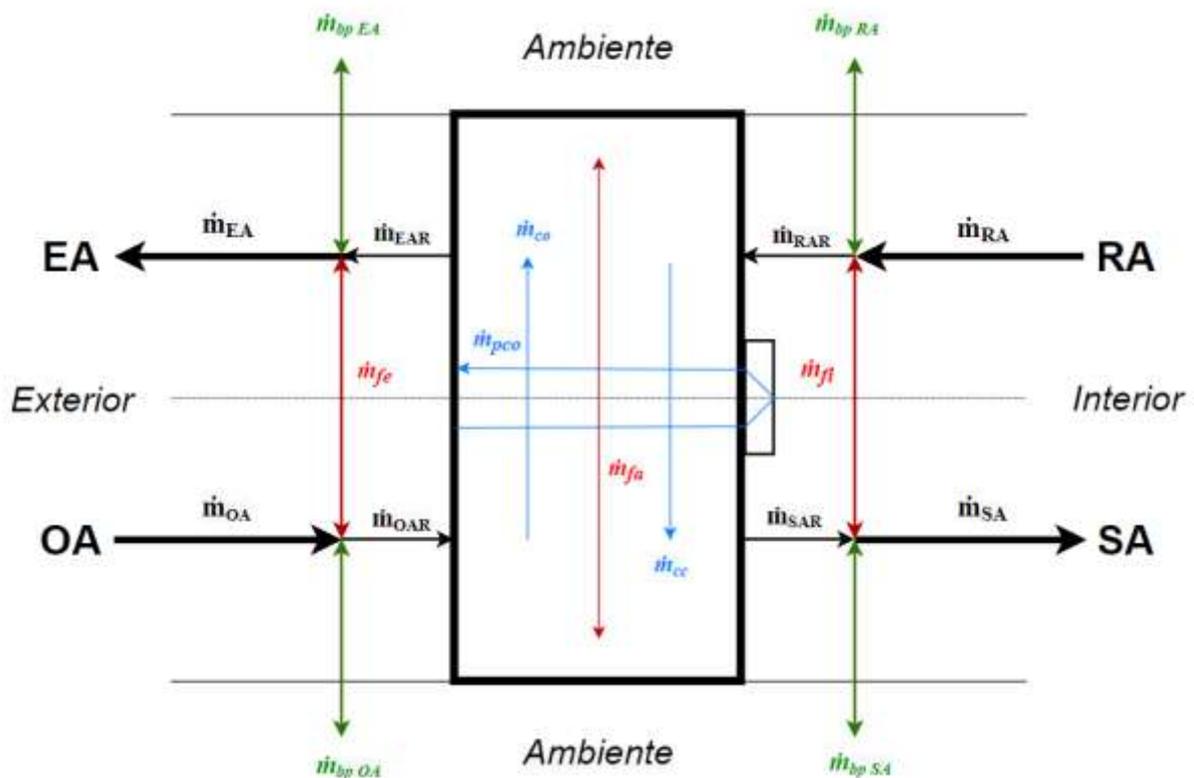
ANEXO 1: CODIFICACIÓN Y RESULTADOS CASO PRÁCTICO 1

Contents

- [Esquema modelo](#)
- [Datos de entrada iniciales necesarios](#)
- [Cálculos generales](#)
- [Cálculos de fugas](#)
- [Eficiencia](#)
- [Gráficas y tablas](#)

Esquema modelo

```
I = imread('Esquema_Modelo.PNG');
figure;
image(I);
axis off ;
```



Datos de entrada iniciales necesarios

```
% Datos ambientales
Patm=92600 ; % Presión atmosférica (Pa)
Tamb= 22 ; % Temperatura (°C)
```

```

HRamb=45 ; % Humedad relativa (%)

% Datos OA (Impulsión-entrada al recuperador)
Toa=37.96 ; % Temperatura (°C)
HROa=27.21 ; % Humedad relativa (%)

% Datos SA (Impulsión-salida del recuperador)
Primp=0; % Presión manométrica a la salida de recuperador (Pa)
Tsa=31.15 ; % Temperatura (°C)
HRsa=38.89; % Humedad relativa (%)
Qsa=932; % Caudal ventilación (m3/h)

% Datos RA (Extracción-entrada al recuperador)
Prret=20; % Presión manométrica a la entrada del recuperador (Pa)
Tra=21.35 ; % Temperatura (°C)
HRra=53.92 ; % Humedad relativa (%)
Qra=476 ; % Caudal ventilación (m3/h)

% Datos EA (Extracción-salida del recuperador)
Tea=30.72; % Temperatura (°C)
HRea=31.42 ; % Humedad relativa (%)

% Datos recuperador
E=0.20 ; % Espesor del recuperador (m)
De=0.63 ; % Diámetro exterior del recuperador (m)
Tita=15 ; % Ángulo de purga (°)
Di=0.15 ; % Diámetro interior del recuperador (m)
w=18 ; % Velocidad angular (rpm)
Sigma=0.87; % Porosidad del recuperador
Pcimp=10; % Pérdida de carga al paso por el recuperador en la impulsión (Pa)
Pcret=20; % Pérdida de carga al paso por el recuperador en el retorno (Pa)
Kr=1186979.41; % Constante de pérdidas escobilla radial (Pa s2/m6)
Kbp=9251898.74 ; % Constante de pérdidas escobilla perimetral (Pa s2/m6)

```

Cálculos generales

```

% Cálculos geometría recuperador
AT=(pi*(De^2-Di^2)/4); % Área total del recuperador (m2)
Ap=AT*Tita/360; % Área total de purga (m2)

% Presión de las corrientes
Psa=Primp+Patm; % Presión absoluta (Pa)
Poa=Psa+Pcimp ; % Presión absoluta (Pa)

```

```

Pra=Prret+Patm ; % Presión absoluta (Pa)
Pea=Pra-Pcret ; % Presión absoluta (Pa)

% Cálculo de humedad absoluta corrientes
Pvapoa=(HROa/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Toa)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xoa=0.622*Pvapoa/(Patm-Pvapoa); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapsa=(HRsa/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tsa)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xsa=0.622*Pvapsa/(Patm-Pvapsa); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapra=(HRra/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tra)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xra=0.622*Pvapra/(Patm-Pvapra); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapea=(HRea/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tea)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xea=0.622*Pvapea/(Patm-Pvapea); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapamb=(HRamb/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tamb)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xamb=0.622*Pvapamb/(Patm-Pvapamb); % Humedad absoluta (kg/kg)

% Volumen específico corrientes (m3/kg)
Ras= 287.1; % Constante de los gases del aire seco (J/kgK)
Rv=461.4 ;% Constante de los gases del vapor agua (J/kgK)

Voa=(Ras+Rv*Xoa) * (273+Toa) / (Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vsa=(Ras+Rv*Xsa) * (273+Tsa) / (Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vra=(Ras+Rv*Xra) * (273+Tra) / (Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vea=(Ras+Rv*Xea) * (273+Tea) / (Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vamb=(Ras+Rv*Xamb) * (273+Tamb) / (Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)

% Flujo másico corrientes de retorno y ventilación
Msa=(Qsa/Vsa)/3600 ; % Flujo másico(kg/s)
Mra=(Qra/Vra)/3600 ; % Flujo másico(kg/s)

```

Cálculos de fugas

```

% Cálculo de las fugas radiales
if Poa>Pea
    Mfe=sqrt((Poa-Pea)/Kr)/Voa; % Flujo másico fuga radial exterior (kg/s)
    Qfe=sqrt((Poa-Pea)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial exterior (m3/h)
else
    Mfe=-sqrt((Pea-Poa)/Kr)/Vea; % Flujo másico fuga radial exterior (kg/s)
    Qfe=-sqrt((Pea-Poa)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial exterior (m3/h)

```

```

end

if Psa>Pra
    Mfi=sqrt((Psa-Pra)/Kr)/Vsa; % Flujo másico fuga radial interior (kg/s)
    Qfi=sqrt((Psa-Pra)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial interior (m3/h)
else
    Mfi=-sqrt((Pra-Psa)/Kr)/Vra; % Flujo másico fuga radial interior (kg/s)
    Qfi=-sqrt((Pra-Psa)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial interior (m3/h)
end

% Cálculo de fugas de bypass
if Poa>Patm
    MbpOA=sqrt((Poa-Patm)/Kbp)/Voa; % Flujo másico fuga bypass impulsión entrada al
recuperador (kg/s)
    XbpOA=Xoa; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpOA=sqrt((Poa-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión entrada al
recuperador (m3/h)
else
    MbpOA=-sqrt((Patm-Poa)/Kbp)/Vamb; % Flujo másico fuga bypass impulsión entrada
al recuperador (kg/s)
    XbpOA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpOA=-sqrt((Patm-Poa)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión entrada
al recuperador (m3/h)
end

if Psa>Patm
    MbpSA=sqrt((Psa-Patm)/Kbp)/Vsa; % Flujo másico fuga bypass impulsión salida del
recuperador (kg/s)
    XbpSA=Xsa; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpSA=sqrt((Psa-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión salida
del recuperador (m3/h)
else
    MbpSA=-sqrt((Patm-Psa)/Kbp)/Vamb ;% Flujo másico fuga bypass impulsión salida
del recuperador (kg/s)
    XbpSA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpSA=-sqrt((Patm-Psa)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión salida
del recuperador (m3/h)
end

if Pra>Patm
    MbpRA=sqrt((Pra-Patm)/Kbp)/Vra; % Flujo másico fuga bypass extracción entrada
al recuperador (kg/s)
    XbpRA=Xra; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpRA=sqrt((Pra-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción entrada
al recuperador (m3/h)
else

```

```

MbpRA=-sqrt((Patm-Pra)/Kbp)/Vamb; % Flujo másico fuga bypass extracción entrada
al recuperador (kg/s)
XbpRA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
QbpRA=-sqrt((Patm-Pra)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción entrada
al recuperador (m3/h)
end

if Pea>Patm
MbpEA=sqrt((Pea-Patm)/Kbp)/Vea; % Flujo másico fuga bypass extracción salida
del recuperador (kg/s)
XbpEA=Xea; % Humedad absoluta (kg/kg)
QbpEA=sqrt((Pea-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción salida
del recuperador (m3/h)
else
MbpEA=-sqrt((Patm-Pea)/Kbp)/Vamb; % Flujo másico fuga bypass extracción salida
del recuperador (kg/s)
XbpEA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
QbpEA=-sqrt((Patm-Pea)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción salida
del recuperador (m3/h)
end

% Balance global
A=[1 -1; Xoa -Xea];
B=[(Msa-Mra+MbpOA+MbpSA+MbpRA+MbpEA); (Msa*Xsa-
Mra*Xra+MbpOA*XbpOA+MbpSA*XbpSA+MbpRA*XbpRA+MbpEA*XbpEA)];
Mx=A\B;

Moa=Mx(1,1); % Flujo másico(kg/s)
Qoa=Moa*Voa*3600; % Caudal (m3/h)

Mea=Mx(2,1); % Flujo másico(kg/s)
Qea=Mea*Vea*3600; % Caudal (m3/h)

% Balances individuales
Moar=-Mfe+Moa-MbpOA; % Flujo másico(kg/s)
Msar=Mfi+Msa+MbpSA; % Flujo másico(kg/s)
Mrar=Mfi+Mra-MbpRA; % Flujo másico(kg/s)
Mear=-Mfe+Mea+MbpEA; % Flujo másico(kg/s)

Qoar=Moar*Voa*3600; % Caudal (m3/h)
Qear=Mear*Vea*3600; % Caudal (m3/h)
Qsar=Msar*Vsa*3600; % Caudal (m3/h)
Qrar=Mrar*Vra*3600; % Caudal (m3/h)

% Flujo de purga
Qp=Qoar*Ap/AT; % Caudal purga (m3/h)

```

```

% Calculo de fugas de arrastre
Mco=(E*w*AT*Sigma/60)/((Voa+Vsa)/2); % Flujo másico fuga arrastre (kg/s)
Qco=(E*w*AT*Sigma/60)*3600; % Caudal fuga arrastre (m3/h)

% Fuga de cortocircuito y de purga
if Qp>=Qco
    Qpco=Qp-Qco; % Caudal de fuga de purga (m3/h)
    Mpc=(Qpco/3600)/((Voa+Vsa)/2); % Flujo másico de fuga de purga (kg/s)
    Mcc=0; % Flujo másico cortocircuito (kg/s)
    Qcc=0; % Caudal cortocircuito (m3/h)
else
    Qcc=Qco-Qp; % Caudal cortocircuito (m3/h)
    Mcc=(Qcc/3600)/((Vra+Vea)/2); % Flujo másico cortocircuito (kg/s)
    Qpco=0; % Caudal de fuga de purga (m3/h)
    Mpc=0; % Flujo másico de fuga de purga (kg/s)
end

% Calculo de fuga axial
Mfa=Mcc+Moar-Mpco-Mco-Msar; % Flujo másico fuga axial (kg/s)

if Mfa>0
    Qfa=Mfa*((Voa+Vsa)/2)*3600; % Caudal másico fuga axial (m3/h)
else
    Qfa=Mfa*((Vea+Vra)/2)*3600; % Caudal másico fuga axial (m3/h)
end

% Cálculos finales
Qtf=(abs(Qfe)+abs(Qfi)+abs(Qfa)+abs(QbpOA)+abs(QbpSA)+abs(QbpRA)+abs(QbpEA)+abs(Qco)
+abs(Qcc)+abs(Qpco)); % Caudal total de fugas (m3/h)
Mtf=(abs(Mfe)+abs(Mfi)+abs(Mfa)+abs(MbpOA)+abs(MbpSA)+abs(MbpRA)+abs(MbpEA)+abs(Mco)
+abs(Mcc)+abs(Mpco)); % Flujo total de fugas (m3/h)
F=(Qtf/Qsa)*100; % Porcentaje de fugas respecto de caudal de ventilación (%)

```

Eficiencia

```

Cpas=1007; % Calor especifico del aire aproximado para rango de temperaturas de uso
(J/kg·K)
Cpv=1850; % Calor especifico del vapor de agua aproximado para rango de
temperaturas de uso (J/kg·K)
L=2257000; % Calor de vaporización del agua aproximado para rango de temperaturas
de uso (J/kg)

Cpsa=(Cpas+Cpv*Xsa); % Calor especifico corriente SA (J/kg·K)

```

```

Cpra=(Cpas+Cpv*Xra); % Calor especifico corriente RA (J/kg·K)
Cpoa=(Cpas+Cpv*Xoa); % Calor especifico corriente OA (J/kg·K)
if (Moa*Cpoa)>(Mra*Cpra)
    Es=(Msa*Cpsa*(Tsa-Toa))/(Mra*Cpra*(Tra-Toa))*100; % Eficiencia sensible (%)
else
    Es=(Msa*Cpsa*(Tsa-Toa))/(Moa*Cpoa*(Tra-Toa))*100; % Eficiencia sensible (%)
end

if Moa>Mra
    El=(Msa*(Xsa-Xoa))/(Mra*(Xra-Xoa))*100; % Eficiencia latente (%)
else
    El=(Msa*(Xsa-Xoa))/(Moa*(Xra-Xoa))*100; % Eficiencia latente (%)
end

```

Gráficas y tablas

```

figure;
Qx=categorical({'Qoa','Qoar','Qsa','Qsar','Qra','Qrar','Qea','Qear'});
valueset = {'Qoa', 'Qoar', 'Qsa', 'Qsar', 'Qra', 'Qrar', 'Qea', 'Qear'};
Qw=categorical(Qx,valueset);
Qy=[Qoa Qoar Qsa Qsar Qra Qrar Qea Qear];
b=bar(Qw,Qy);
ylabel('Caudal (m3/h)');
title({'Caudales corrientes principales y secundarios';['Eficiencia sensible
calculada= ',num2str(Es),'%'];['Eficiencia latente calculada= ',num2str(El),'%']});
b.FaceColor = 'flat';
b.CData(1,:) = [1 1 0];
b.CData(2,:) = [1 1 0];
b.CData(3,:) = [0 1 0];
b.CData(4,:) = [0 1 0];
b.CData(5,:) = [1 0 0];
b.CData(6,:) = [1 0 0];
b.CData(7,:) = [0 1 1];
b.CData(8,:) = [0 1 1];

figure;
Qfx=categorical({'Qfe','Qfi','Qfa','Qbpoa','Qbpsa','QbpRA','Qbpea','Qco','Qcc','Qpco'});
valueset = {'Qfe','Qfi','Qfa','Qbpoa','Qbpsa','QbpRA','Qbpea','Qco','Qcc','Qpco'};
Qfw=categorical(Qfx,valueset);
Qfy=[(Qfe),(Qfi),(Qfa),(QbpOA),(QbpSA),(QbpRA),(QbpEA),(Qco),(Qcc),(Qpco)];
b=bar(Qfw,Qfy);
ylabel('Caudal (m3/h)');

```

```

title('Caudales corrientes de fuga');
b.FaceColor = 'flat';
b.CData(1,:) = [0 0.3 0.7];
b.CData(2,:) = [0 0.3 0.7];
b.CData(3,:) = [0 0.3 0.7];
b.CData(4,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(5,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(6,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(7,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(8,:) = [1 1 0];
b.CData(9,:) = [1 1 0];
b.CData(10,:) = [1 1 0];

figure;
Gfx=[ (abs(Qfe)+abs(Qfi)+abs(Qfa)), (abs(QbpOA)+abs(QbpSA)+abs(QbpRA)+abs(QbpEA)), abs(Qco)+abs(Qcc)+abs(Qpco)];
Busca=find(Gfx==0);
Gfx(Gfx==0)=[];
b=pie(Gfx);
labels={'Fugas radiales y axiales','Fugas de bypass','Fugas de arrastre'};
labels(Busca)=[];
legend(labels, 'Location','northeast');
title('Porcentaje sobre el total de fugas ');

figure;
Qz=categorical({'Qsa','Qtf'});
valueset = {'Qsa','Qtf'};
Qv=categorical(Qz,valueset);
Qb=[Qsa Qtf];
b=bar(Qv,Qb);
ylabel('Caudal (m3/h)');
title({'Caudal de ventilación y de fugas totales':['Porcentaje de fugas sobre el total de ventilación= ',num2str(F),' %']});
b.FaceColor = 'flat';
b.CData(1,:) = [0 1 0];
b.CData(2,:) = [0.5 0.5 0.5];

NombreCorriente={'OA';'OAR';'SA';'SAR';'RA';'RAR';'EA';'EAR'};
Caudal = [Qoa; Qoar ; Qsa; Qsar; Qra; Qrar; Qea; Qear];
Flujo=[Moa; Moar; Msa; Msar ; Mra; Mrar ; Mea ; Mear];
T = table(Caudal,Flujo,'RowNames',NombreCorriente)

```

```

NombreFugas={'Qfe';'Qfi';'Qfa';'Qbpoa';'Qbpsa';'QbpRA';'Qbpea';'Qco';'Qcc';'Qpco';
'Total'};

Caudal = [Qfe;Qfi;Qfa;QbpOA;QbpSA;QbpRA;QbpEA;Qco;Qcc;Qpco;Qtf];

Flujo=[Mfe;Mfi;Mfa;MbpOA;MbpSA;MbpRA;MbpEA;Mco;Mcc;Mpc;Mtf];

Porcentaje=[abs(Qfe/Qsa*100);abs(Qfi/Qsa*100);abs(Qfa/Qsa*100);abs(QbpOA/Qsa*100);a
bs(QbpSA/Qsa*100);abs(QbpRA/Qsa*100);abs(QbpEA/Qsa*100);abs(Qco/Qsa*100);abs(Qcc/Qs
a*100);abs(Qpco/Qsa*100);Qtf/Qsa*100];

F = table(Caudal,Flujo,Porcentaje,'RowNames',NombreFugas)

```

T =

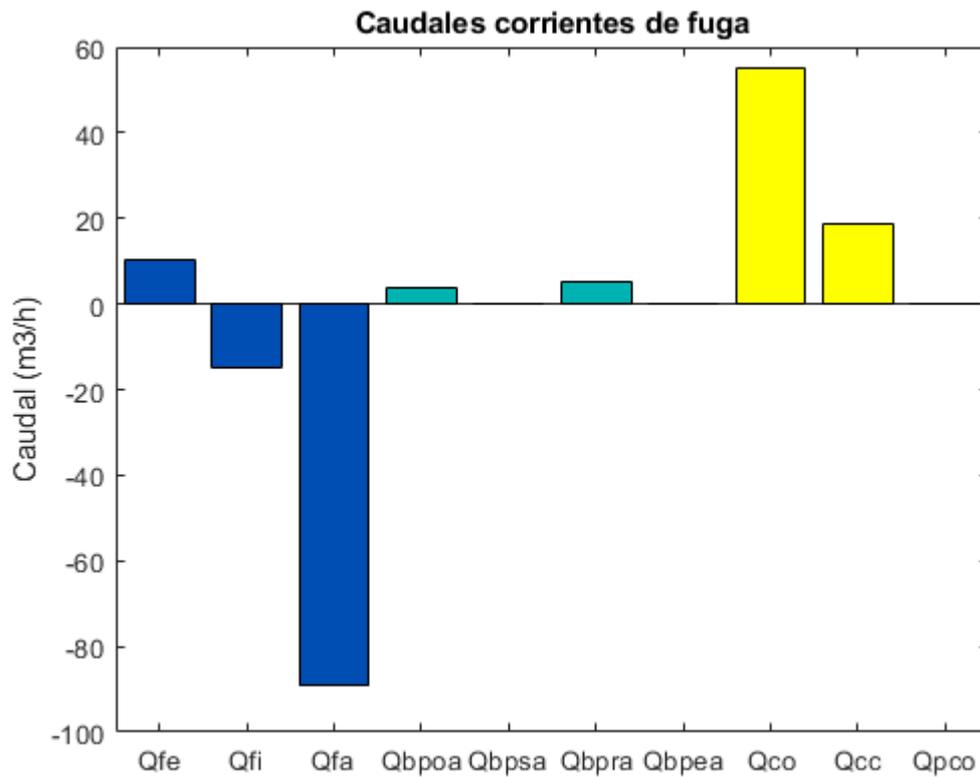
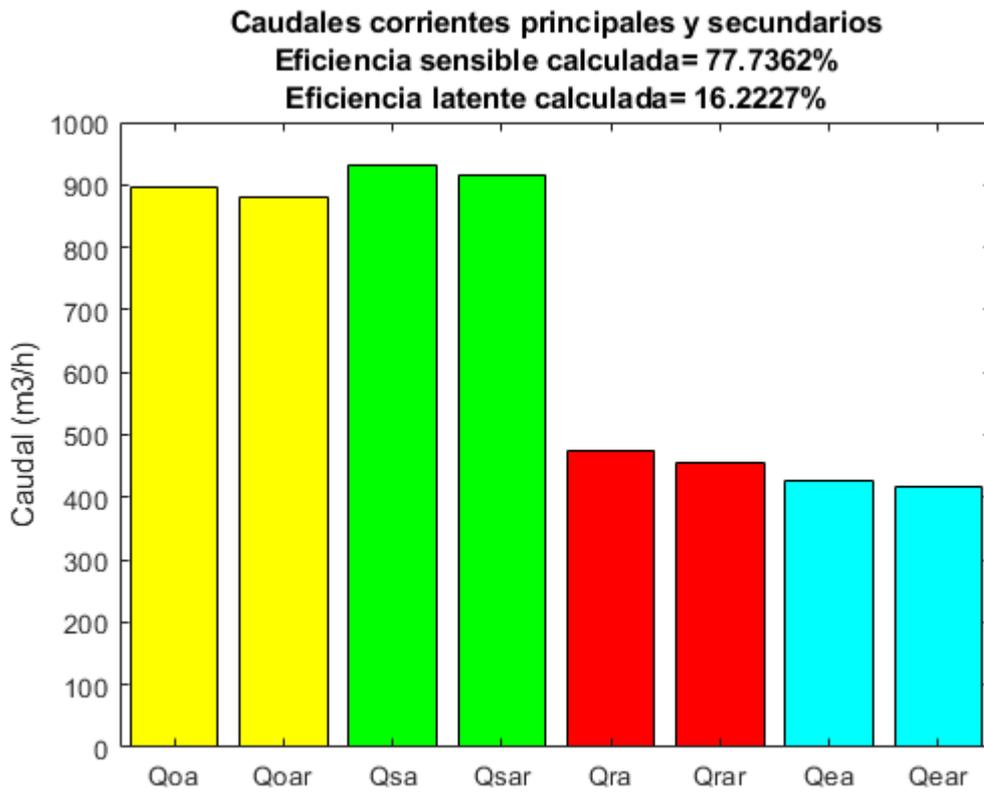
8×2 table

	Caudal	Flujo
OA	895.03	0.25291
OAR	880.83	0.2489
SA	932	0.26936
SAR	916.67	0.26493
RA	476	0.14276
RAR	455.93	0.13674
EA	425.54	0.12366
EAR	415.38	0.12071

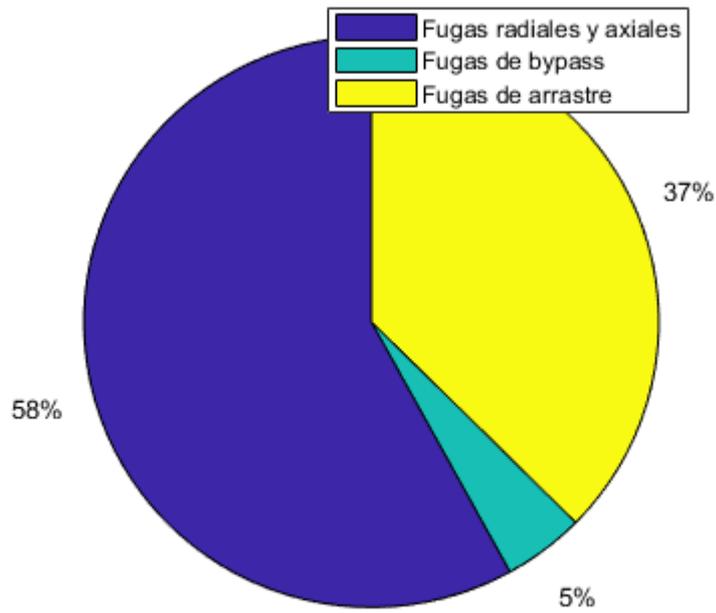
F =

11×3 table

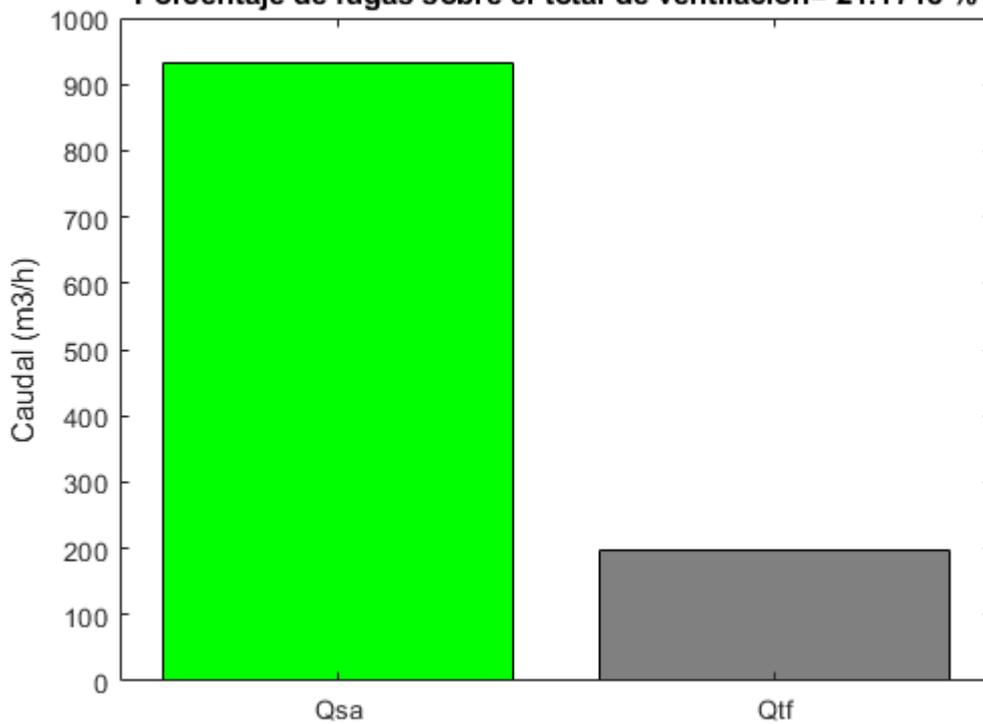
	Caudal	Flujo	Porcentaje
Qfe	10.449	0.0029526	1.1212
Qfi	-14.777	-0.0044319	1.5856
Qfa	-89.244	-0.026343	9.5755
Qbpoa	3.7427	0.0010576	0.40158
Qbpsa	0	0	0
QbpRA	5.293	0.0015874	0.56792
Qbpea	0	0	0
Qco	55.258	0.01579	5.929
Qcc	18.557	0.0054777	1.9911
Qpco	0	0	0
Total	197.32	0.057641	21.172



Porcentaje sobre el total de fugas



Caudal de ventilación y de fugas totales
Porcentaje de fugas sobre el total de ventilación= 21.1718 %



ANEXO 2: DOCUMENTACIÓN DE YAHUS CASO PRÁCTICO 2



Fecha: 15/04/2020

Nº de oferta:

Proyecto: Caso práctico 1

Cliente: Eduardo Valverde

Notas:



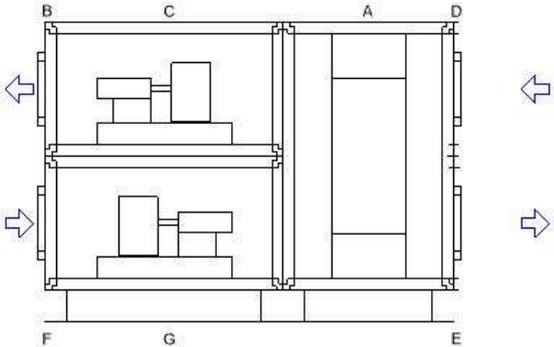
Atendiendo al Reglamento (UE) N°1253/2014 de la Comisión, a partir del 1 de Enero de 2016 todos los equipos suministrados en el mercado de la Unión Europea deberán cumplir los siguientes requisitos:

Todos los ventiladores deberán estar provistos de motores de varias velocidades o con accionamiento de regulación variable.

Todos los equipos con ventiladores de impulsión y extracción deberán disponer de un sistema de recuperación de calor con elemento de by-pass térmico. La eficiencia mínima para recuperadores estáticos y rotativos es del 73% y del 68% para recuperadores por baterías a partir del 1 de enero de 2018.

La eficiencia mínima de los ventiladores, así como su potencia específica debe estar dentro de los límites establecidos en el reglamento. A partir del 1 de enero de 2018, si la unidad de filtro forma parte de la configuración del equipo, deberá estar provisto de una señal visual o una alarma en el sistema de mando para monitorizar si se alcanza la presión final máxima admisible.

Climatizador 076x050: AHU 1





EN 1886: 2007

Resistencia mecánica (-1000 / +1000 Pa)	D1/D2
Estanqueidad (-400 / +700 Pa)	L1(M)/L2(R)
Fuga de aire por derivación a través del filtro	F9
Transmisión térmica	T2
Puente térmico	TB2

Aislamiento acústico de la carcasa

63Hz	125H z	250H z	500H z	1kHz	2kHz	4kHz	8kHz
6	13	25	32	32	29	34	44

NOTAS/SUPLEMENTOS
Cumple la norma ERP 2018
Cumple la norma ERP 2016

Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 860x1340x1820 mm. Peso aproximado: 463 kg. Ejecución para interior. Nº Módulos: 3.

TKM 50 HE EU, construido con bastidor en perfil de aluminio extruido pintado, con rotura de puente térmico. Paneles de 50 mm de espesor tipo sándwich: con chapa exterior prelacada de 1 mm y chapa interior galvanizada de 1 mm. Con rotura de puente térmico y aislamiento de lana mineral. Enrasados con el bastidor formando superficies interiores lisas, adecuados para facilitar las tareas de limpieza interior del equipo. Puertas de acceso de construcción idéntica a los paneles, con bisagras y manecillas de apertura rápida. Bancada construida en perfiles en U de acero galvanizado y laminado en frío de 3mm de espesor. Los equipos para interperie incorporarán cubierta adicional tejadillo de chapa.

VENTILADORES (Densidad: 1,11 Kg/m3 / Altitud: 735 m)			Presión (Pa)	LWA	
ID Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor
C TPF22C-2-750W/ Plug-Fan/ SFP 2	AV2, AV8	1150 / 2779	356/328/200	76,7	IE3 - 0,75 kW - [fop=49 / fmax=79 Hz]
G TPF22C-2-750W/ Plug-Fan/ SFP 2	AV2, AV8	1200 / 2806	345/314/200	77,1	IE3 - 0,75 kW - [fop=49 / fmax=79 Hz]

Legenda: AV2 = Convertidor de frecuencia integrado en envoltorio y completamente conectado al motor, AV8 = Tomas medición caudal

RECUPERADORES (Densidad: 1,11 Kg/m³ / Altitud: 735 m)		Eficiencia	Aire			
ID	Modelo	Temperatura / Humedad / ERP	Lado	Q(m³/h) / Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-P-E16-700 Invierno	80,6% / 47,9% / 82,3%	Impulsión	1200 / 114	-2,8°C/89,0%	17,2°C/40,6%
			Retorno	1150 / 128	22,0°C/45,0%	2,8°C/95,0%
	Verano	80,2% / 0,0% / 82,3%	Impulsión	1200 / 142	33,2°C/27,7%	25,8°C/42,4%
			Retorno	1150 / 129	24,0°C/50,0%	31,7°C/31,6%
Recuperador rotativo Sensible(Aluminio) (0.36A 0.09 KW 400/3/50Hz)						

ENTRADAS/SALIDAS			
ID	Tipo	Modelo	Regulación
B	Marco metu	MM-430x254	-
D	Marco metu	MM-430x254	-
E	Marco metu	MM-450x254	-
F	Marco metu	MM-450x254	-

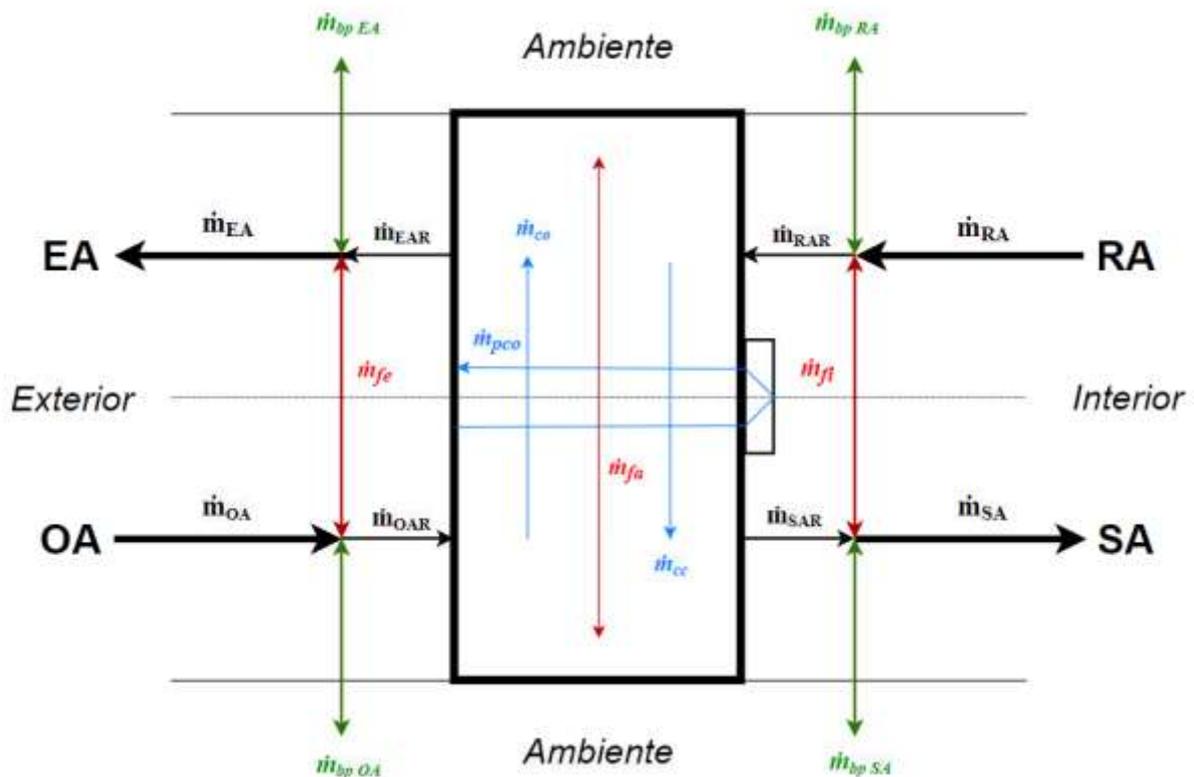
ANEXO 3: CODIFICACIÓN Y RESULTADOS CASO PRÁCTICO 2

Contents

- [Esquema modelo](#)
- [Datos de entrada iniciales necesarios](#)
- [Cálculos generales](#)
- [Cálculos de fugas](#)
- [Eficiencia](#)
- [Gráficas y tablas](#)

Esquema modelo

```
I = imread('Esquema_Modelo.PNG');
figure;
image(I);
axis off;
```



Datos de entrada iniciales necesarios

```
% Datos ambientales
Patm=92000 ; % Presión atmosférica (Pa)
Tamb= 33.2 ; % Temperatura (°C)
HRamb=27.7 ; % Humedad relativa (%)
```

```

% Datos OA (Impulsión-entrada al recuperador)
Toa=33.2 ; % Temperatura (°C)
HROa=27.7 ; % Humedad relativa (%)

% Datos SA (Impulsión-salida del recuperador)
Primp=172; % Presión manométrica a la salida de recuperador (Pa)
Tsa=25.8 ; % Temperatura (°C)
HRsa=42.4; % Humedad relativa (%)
Qsa=1200; % Caudal ventilación (m3/h)

% Datos RA (Extracción-entrada al recuperador)
Prret=-199; % Presión manométrica a la entrada del recuperador (Pa)
Tra=24 ; % Temperatura (°C)
HRra=50 ; % Humedad relativa (%)
Qra=1150 ; % Caudal ventilación (m3/h)

% Datos EA (Extracción-salida del recuperador)
Tea=31.7; % Temperatura (°C)
HRea=31.6 ; % Humedad relativa (%)

% Datos recuperador
E=0.20 ; % Espesor del recuperador (m)
De=0.63 ; % Diámetro exterior del recuperador (m)
Tita=15 ; % Ángulo de purga (°)
Di=0.15 ; % Diámetro interior del recuperador (m)
w=18 ; % Velocidad angular (rpm)
Sigma=0.87; % Porosidad del recuperador
Pcimp=142; % Pérdida de carga al paso por el recuperador en la impulsión (Pa)
Pcret=129; % Pérdida de carga al paso por el recuperador en el retorno (Pa)
Kr=1186979.41; % Constante de pérdidas escobilla radial (Pa s2/m6)
Kbp=9251898.74 ; % Constante de pérdidas escobilla perimetral (Pa s2/m6)

```

Cálculos generales

```

% Cálculos geometría recuperador
AT=(pi*(De^2-Di^2)/4); % Área total del recuperador (m2)
Ap=AT*Tita/360; % Área total de purga (m2)

% Presión de las corrientes
Psa=Primp+Patm; % Presión absoluta (Pa)
Poa=Psa+Pcimp ; % Presión absoluta (Pa)
Pra=Prret+Patm ; % Presión absoluta (Pa)

```

```

Pea=Pra-Pcret ; % Presión absoluta (Pa)

% Cálculo de humedad absoluta corrientes
Pvapoa=(HRoa/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Toa)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xoa=0.622*Pvapoa/(Patm-Pvapoa); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapsa=(HRsa/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tsa)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xsa=0.622*Pvapsa/(Patm-Pvapsa); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapra=(HRra/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tra)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xra=0.622*Pvapra/(Patm-Pvapra); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapea=(HRea/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tea)-37.58))); % Presión de vapor (Pa)
Xea=0.622*Pvapea/(Patm-Pvapea); % Humedad absoluta (kg/kg)

Pvapamb=(HRamb/100)*exp(23.5771-(4042.9/((273+Tamb)-37.58))); % Presión de vapor
(Pa)
Xamb=0.622*Pvapamb/(Patm-Pvapamb); % Humedad absoluta (kg/kg)

% Volumen específico corrientes (m3/kg)
Ras= 287.1; % Constante de los gases del aire seco (J/kgK)
Rv=461.4 ;% Constante de los gases del vapor agua (J/kgK)

Voa=(Ras+Rv*Xoa)*(273+Toa)/(Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vsa=(Ras+Rv*Xsa)*(273+Tsa)/(Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vra=(Ras+Rv*Xra)*(273+Tra)/(Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vea=(Ras+Rv*Xea)*(273+Tea)/(Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)
Vamb=(Ras+Rv*Xamb)*(273+Tamb)/(Patm) ; %Volumen específico (m3/kg)

% Flujo másico corrientes de retorno y ventilación
Msa=(Qsa/Vsa)/3600 ; % Flujo másico(kg/s)
Mra=(Qra/Vra)/3600 ; % Flujo másico(kg/s)

```

Cálculos de fugas

```

% Cálculo de las fugas radiales
if Poa>Pea
    Mfe=sqrt((Poa-Pea)/Kr)/Voa; % Flujo másico fuga radial exterior (kg/s)
    Qfe=sqrt((Poa-Pea)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial exterior (m3/h)
else
    Mfe=-sqrt((Pea-Poa)/Kr)/Vea; % Flujo másico fuga radial exterior (kg/s)
    Qfe=-sqrt((Pea-Poa)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial exterior (m3/h)
end

```

```

if Psa>Pra
    Mfi=sqrt((Psa-Pra)/Kr)/Vsa; % Flujo másico fuga radial interior (kg/s)
    Qfi=sqrt((Psa-Pra)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial interior (m3/h)
else
    Mfi=-sqrt((Pra-Psa)/Kr)/Vra; % Flujo másico fuga radial interior (kg/s)
    Qfi=-sqrt((Pra-Psa)/Kr)*3600; % Caudal fuga radial interior (m3/h)
end

% Cálculo de fugas de bypass
if Poa>Patm
    MbpOA=sqrt((Poa-Patm)/Kbp)/Voa; % Flujo másico fuga bypass impulsión entrada al
recuperador (kg/s)
    XbpOA=Xoa; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpOA=sqrt((Poa-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión entrada al
recuperador (m3/h)
else
    MbpOA=-sqrt((Patm-Poa)/Kbp)/Vamb; % Flujo másico fuga bypass impulsión entrada
al recuperador (kg/s)
    XbpOA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpOA=-sqrt((Patm-Poa)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión entrada
al recuperador (m3/h)
end

if Psa>Patm
    MbpSA=sqrt((Psa-Patm)/Kbp)/Vsa; % Flujo másico fuga bypass impulsión salida del
recuperador (kg/s)
    XbpSA=Xsa; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpSA=sqrt((Psa-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión salida
del recuperador (m3/h)
else
    MbpSA=-sqrt((Patm-Psa)/Kbp)/Vamb ;% Flujo másico fuga bypass impulsión salida
del recuperador (kg/s)
    XbpSA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpSA=-sqrt((Patm-Psa)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass impulsión salida
del recuperador (m3/h)
end

if Pra>Patm
    MbpRA=sqrt((Pra-Patm)/Kbp)/Vra; % Flujo másico fuga bypass extracción entrada
al recuperador (kg/s)
    XbpRA=Xra; % Humedad absoluta (kg/kg)
    QbpRA=sqrt((Pra-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción entrada
al recuperador (m3/h)
else

```

```

MbpRA=-sqrt((Patm-Pra)/Kbp)/Vamb; % Flujo másico fuga bypass extracción entrada
al recuperador (kg/s)
XbpRA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
QbpRA=-sqrt((Patm-Pra)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción entrada
al recuperador (m3/h)
end

if Pea>Patm
MbpEA=sqrt((Pea-Patm)/Kbp)/Vea; % Flujo másico fuga bypass extracción salida
del recuperador (kg/s)
XbpEA=Xea; % Humedad absoluta (kg/kg)
QbpEA=sqrt((Pea-Patm)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción salida
del recuperador (m3/h)
else
MbpEA=-sqrt((Patm-Pea)/Kbp)/Vamb; % Flujo másico fuga bypass extracción salida
del recuperador (kg/s)
XbpEA=Xamb; % Humedad absoluta (kg/kg)
QbpEA=-sqrt((Patm-Pea)/Kbp)*3600; % Caudal fuga fuga bypass extracción salida
del recuperador (m3/h)
end

% Balance global
A=[1 -1; Xoa -Xea];
B=[(Msa-Mra+MbpOA+MbpSA+MbpRA+MbpEA); (Msa*Xsa-
Mra*Xra+MbpOA*XbpOA+MbpSA*XbpSA+MbpRA*XbpRA+MbpEA*XbpEA)];
Mx=A\B;

Moa=Mx(1,1); % Flujo másico(kg/s)
Qoa=Moa*Voa*3600; % Caudal (m3/h)

Mea=Mx(2,1); % Flujo másico(kg/s)
Qea=Mea*Vea*3600; % Caudal (m3/h)

% Balances individuales
Moar=-Mfe+Moa-MbpOA; % Flujo másico(kg/s)
Msar=Mfi+Msa+MbpSA; % Flujo másico(kg/s)
Mrar=Mfi+Mra-MbpRA; % Flujo másico(kg/s)
Mear=-Mfe+Mea+MbpEA; % Flujo másico(kg/s)

Qoar=Moar*Voa*3600; % Caudal (m3/h)
Qear=Mear*Vea*3600; % Caudal (m3/h)
Qsar=Msar*Vsa*3600; % Caudal (m3/h)
Qrar=Mrar*Vra*3600; % Caudal (m3/h)

% Flujo de purga
Qp=Qoar*Ap/AT; % Caudal purga (m3/h)

```

```

% Cálculo de fugas de arrastre
Mco=(E*w*AT*Sigma/60)/((Voa+Vsa)/2); % Flujo másico fuga arrastre (kg/s)
Qco=(E*w*AT*Sigma/60)*3600; % Caudal fuga arrastre (m3/h)

% Fuga de cortocircuito y de purga
if Qp>=Qco
    Qpco=Qp-Qco; % Caudal de fuga de purga (m3/h)
    Mpco=(Qpco/3600)/((Voa+Vsa)/2); % Flujo másico de fuga de purga (kg/s)
    Mcc=0; % Flujo másico cortocircuito (kg/s)
    Qcc=0; % Caudal cortocircuito (m3/h)
else
    Qcc=Qco-Qp; % Caudal cortocircuito (m3/h)
    Mcc=(Qcc/3600)/((Vra+Vea)/2); % Flujo másico cortocircuito (kg/s)
    Qpco=0; % Caudal de fuga de purga (m3/h)
    Mpco=0; % Flujo másico de fuga de purga (kg/s)
end

% Cálculo de fuga axial
Mfa=Mcc+Moar-Mpco-Mco-Msar; % Flujo másico fuga axial (kg/s)

if Mfa>0
    Qfa=Mfa*((Voa+Vsa)/2)*3600; % Caudal másico fuga axial (m3/h)
else
    Qfa=Mfa*((Vea+Vra)/2)*3600; % Caudal másico fuga axial (m3/h)
end

% Cálculos finales
Qtf=(abs(Qfe)+abs(Qfi)+abs(Qfa)+abs(QbpOA)+abs(QbpSA)+abs(QbpRA)+abs(QbpEA)+abs(Qco)
+abs(Qcc)+abs(Qpco)); % Caudal total de fugas (m3/h)
Mtf=(abs(Mfe)+abs(Mfi)+abs(Mfa)+abs(MbpOA)+abs(MbpSA)+abs(MbpRA)+abs(MbpEA)+abs(Mco)
+abs(Mcc)+abs(Mpco)); % Flujo total de fugas (m3/h)
F=(Qtf/Qsa)*100; % Porcentaje de fugas respecto de caudal de ventilación (%)

```

Eficiencia

```

Cpas=1007; % Calor específico del aire aproximado para rango de temperaturas de uso
(J/kg·K)
Cpv=1850; % Calor específico del vapor de agua aproximado para rango de
temperaturas de uso (J/kg·K)
L=2257000; % Calor de vaporización del agua aproximado para rango de temperaturas
de uso (J/kg)

Cpsa=(Cpas+Cpv*Xsa); % Calor específico corriente SA (J/kg·K)

```

```

Cpra=(Cpas+Cpv*Xra); % Calor especifico corriente RA (J/kg·K)
Cpoa=(Cpas+Cpv*Xoa); % Calor especifico corriente OA (J/kg·K)
if (Moa*Cpoa)>(Mra*Cpra)
    Es=(Msa*Cpsa*(Tsa-Toa))/(Mra*Cpra*(Tra-Toa))*100; % Eficiencia sensible (%)
else
    Es=(Msa*Cpsa*(Tsa-Toa))/(Moa*Cpoa*(Tra-Toa))*100; % Eficiencia sensible (%)
end

if Moa>Mra
    El=(Msa*(Xsa-Xoa))/(Mra*(Xra-Xoa))*100; % Eficiencia latente (%)
else
    El=(Msa*(Xsa-Xoa))/(Moa*(Xra-Xoa))*100; % Eficiencia latente (%)
end

```

Gráficas y tablas

```

figure;
Qx=categorical({'Qoa','Qoar','Qsa','Qsar','Qra','Qrar','Qea','Qear'});
valueset = {'Qoa','Qoar','Qsa','Qsar','Qra','Qrar','Qea','Qear'};
Qw=categorical(Qx,valueset);
Qy=[Qoa Qoar Qsa Qsar Qra Qrar Qea Qear];
b=bar(Qw,Qy);
ylabel('Caudal (m3/h)');
title(['Caudales corrientes principales y secundarios';['Eficiencia sensible
calculada= ',num2str(Es),'%'];['Eficiencia latente calculada= ',num2str(El),'%']]);
b.FaceColor = 'flat';
b.CData(1,:) = [1 1 0];
b.CData(2,:) = [1 1 0];
b.CData(3,:) = [0 1 0];
b.CData(4,:) = [0 1 0];
b.CData(5,:) = [1 0 0];
b.CData(6,:) = [1 0 0];
b.CData(7,:) = [0 1 1];
b.CData(8,:) = [0 1 1];

figure;
Qfx=categorical({'Qfe','Qfi','Qfa','Qbpoa','Qbpsa','QbpRA','Qbpea','Qco','Qcc','Qpco'});
valueset = {'Qfe','Qfi','Qfa','Qbpoa','Qbpsa','QbpRA','Qbpea','Qco','Qcc','Qpco'};
Qfw=categorical(Qfx,valueset);
Qfy=[(Qfe),(Qfi),(Qfa),(QbpOA),(QbpSA),(QbpRA),(QbpEA),(Qco),(Qcc),(Qpco)];
b=bar(Qfw,Qfy);
ylabel('Caudal (m3/h)');

```

```

title('Caudales corrientes de fuga');
b.FaceColor = 'flat';
b.CData(1,:) = [0 0.3 0.7];
b.CData(2,:) = [0 0.3 0.7];
b.CData(3,:) = [0 0.3 0.7];
b.CData(4,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(5,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(6,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(7,:) = [0 0.7 0.7];
b.CData(8,:) = [1 1 0];
b.CData(9,:) = [1 1 0];
b.CData(10,:) = [1 1 0];

figure;
Gfx=[(abs(Qfe)+abs(Qfi)+abs(Qfa)),(abs(QbpOA)+abs(QbpSA)+abs(QbpRA)+abs(QbpEA)),abs(Qco)+abs(Qcc)+abs(Qpco)];
Busca=find(Gfx==0);
Gfx(Gfx==0)=[];
b=pie(Gfx);
labels={'Fugas radiales y axiales','Fugas de bypass','Fugas de arrastre'};
labels(Busca)=[];
legend(labels, 'Location','northwest');
title('Porcentaje sobre el total de fugas ');

figure;
Qz=categorical({'Qsa','Qtf'});
valueset = {'Qsa','Qtf'};
Qv=categorical(Qz,valueset);
Qb=[Qsa Qtf];
b=bar(Qv,Qb);
ylabel('Caudal (m3/h)');
title({'Caudal de ventilación y de fugas totales':['Porcentaje de fugas sobre el total de ventilación= ',num2str(F),' %']});
b.FaceColor = 'flat';
b.CData(1,:) = [0 1 0];
b.CData(2,:) = [0.5 0.5 0.5];

NombreCorriente={'OA';'OAR';'SA';'SAR';'RA';'RAR';'EA';'EAR'};
Caudal = [Qoa; Qoar ; Qsa; Qsar; Qra; Qrar; Qea; Qear];
Flujo=[Moa; Moar; Msa; Msar ; Mra; Mrar ; Mea ; Mear];
T = table(Caudal,Flujo,'RowNames',NombreCorriente)

```

```

NombreFugas={'Qfe';'Qfi';'Qfa';'Qbpoa';'Qbpsa';'QbpRA';'Qbpea';'Qco';'Qcc';'Qpco';
'Total'};

Caudal = [Qfe;Qfi;Qfa;QbpOA;QbpSA;QbpRA;QbpEA;Qco;Qcc;Qpco;Qtf];

Flujo=[Mfe;Mfi;Mfa;MbpOA;MbpSA;MbpRA;MbpEA;Mco;Mcc;Mpc;Mtf];

Porcentaje=[abs(Qfe/Qsa*100);abs(Qfi/Qsa*100);abs(Qfa/Qsa*100);abs(QbpOA/Qsa*100);a
bs(QbpSA/Qsa*100);abs(QbpRA/Qsa*100);abs(QbpEA/Qsa*100);abs(Qco/Qsa*100);abs(Qcc/Qs
a*100);abs(Qpco/Qsa*100);Qtf/Qsa*100];

F = table(Caudal,Flujo,Porcentaje,'RowNames',NombreFugas)

```

T =

8×2 table

	Caudal	Flujo
OA	1494	0.4277
OAR	1389.3	0.39773
SA	1200	0.35205
SAR	1279.2	0.37528
RA	1150	0.33912
RAR	1229.5	0.36257
EA	1444	0.41513
EAR	1339.3	0.38502

F =

11×3 table

	Caudal	Flujo	Porcentaje
Qfe	83.724	0.023969	6.977
Qfi	63.646	0.018672	5.3038
Qfa	19.574	0.0056722	1.6311
Qbpoa	20.973	0.0060042	1.7477
Qbpsa	15.522	0.0045539	1.2935
QbpRA	-16.696	-0.0047798	1.3913
Qbpea	-21.435	-0.0061365	1.7863
Qco	55.258	0.016013	4.6049
Qcc	0	0	0
Qpco	2.6277	0.00076148	0.21898
Total	299.45	0.086563	24.955

