



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL BYPASS EN RECUPERADORES DE
CALOR SOBRE EL CONSUMO ENERGÉTICO DE VENTILACIÓN. CASO
DE ESTUDIO.**

Autor: D. Silvia Cordero de la Rosa
Tutor: Ana Tejero González
Cotutor: Eloy Velasco Gómez

Valladolid, Julio, 2020

RESUMEN Y PALABRAS CLAVE

La preocupación por la conservación del medioambiente es cada vez mayor debido al elevado impacto ambiental producido por el consumo de las fuentes de energía convencionales. Además, existen unas exigencias por la normativa vigente, de la necesidad de disponer de un buen confort térmico en interiores. Todo esto ha llevado a la búsqueda de la eficiencia energética en edificios, es decir, es primordial el uso de sistemas que permitan reducir el uso de energía y sus costes derivados, sin perder con ello calidad del ambiente esperada.

El presente trabajo se enmarca dentro del ahorro energético en edificios, consistiendo en el estudio de una de las estrategias más aplicadas para mejorar la eficiencia en edificios, como es la recuperación de calor, que busca minimizar la energía empleada en sistemas de ventilación.

Existen distintas estrategias de reducción de la demanda térmica de ventilación y una de ellas son los recuperadores de calor, donde los más usados suelen ser los recuperadores de placas, rotativos y los de dos baterías con bomba (en inglés, *coil heat recovery runaround loop*). Pero estos sistemas introducen una importante pérdida de carga en la instalación, lo que genera un aumento del consumo eléctrico asociado a los ventiladores. Por otro lado, la mayor parte de los recuperadores instalados hasta hoy en día no permiten realizar el by-pass del sistema en los períodos donde no está funcionando. El trabajo estudia el efecto que tendría dicho by-pass y así poder justificar de forma cuantitativa la instalación de sistemas que permitan evitar el paso del aire de renovación a través del intercambiador cuando este no permita alcanzar ahorros térmicos relevantes. Y con estos resultados también se podrá comparar los ahorros térmicos frente a los consumos eléctricos adicionales introducidos por el ventilador, determinando las consignas óptimas de funcionamiento del sistema.

Palabras clave: recuperador de calor, by-pass, ahorro térmico, consumo eléctrico, pérdida de carga.

ABSTRACT AND KEYWORDS

The concern for the conservation of the environment is increasing due to the high environmental impact produced by the consumption of conventional energy sources. It is also necessary to comply with current regulations concerning the indoor environmental conditions required. All this has led to the search for energy efficiency in buildings; in this sense, it is essential the use of systems that reduce energy use and its derived costs, without hindering the expected indoor environmental quality.

The final aim of this work is achieving energy savings in buildings, focusing on one of the most applied strategies to improve efficiency in buildings, heat recovery, which seeks to minimize the energy used in ventilation systems.

There are different strategies to reduce the thermal demand for ventilation. Among them is heat recovery, being the most widely used the plate-type, rotary wheels, and coil heat recovery (runaround loop). But these systems introduce a significant pressure drop in the installation, which involves an increase in the electrical consumption associated to the fans. On the other hand, most of the heat recovery systems currently installed do not allow to by-pass the system during inactivity periods. This work studies the effect that such by-pass would have, aiming to quantitatively justify the installation of systems that allow the passage of renewal air avoiding the exchanger when it does not allow significant thermal savings to be achieved. These results enable comparison of the thermal savings against the additional electrical consumptions introduced by the fan, determining the optimal operating instructions for the system.

Key words: Heat recovery, by-pass, thermal saving, electrical consumption, pressure drop.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo marca el final de una etapa, una etapa importante en la que he tenido a muchas personas a mi lado que me han ayudado, apoyado y dado ánimos cuando más lo necesitaba y sobre todo de los que he aprendido lo más importante: siempre se puede, solo hay que mirar para adelante. En definitiva, una etapa que me ha enseñado mucho pero que no hubiera sido posible sin la ayuda de las personas que han formado parte de ella, por ello, me gustaría dedicar unas líneas de agradecimiento a todas aquellas que han hecho que todo esto fuese posible.

A nivel personal, en primer lugar, a mis padres. No solo he llegado aquí gracias a su ayuda y a su apoyo emocional, si no que han sido los que me han proporcionado la mejor educación y lecciones de vida estando presentes siempre, dándome ánimo, apoyo y haciendo todo más sencillo. A mi pareja, Juanma, el primero en aguantar mis malos humores, mis quejas, mis agobios y todos los momentos buenos y malos que he vivido a lo largo de estos años, siempre me has escuchado y regalado una sonrisa cuando más lo necesitaba. A mi abuela, que, aunque ahora no estás a mi lado para verme terminar, has estado en lo más difícil por tanto gracias a ti también por estar tan pendiente siempre de que tal me había salido el examen, de si salía esa ansiada nota, de si necesitaba ir corriendo a tu casa a comer... pero sobre todo gracias por lo orgullosa que estabas de mí, un pedacito de este trabajo también es tuyo.

Al Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica por todo su apoyo y confianza depositada en mí, en especial a mi tutora Dña. Ana Tejero González y al profesor D. Eloy Velasco Gómez, por el aporte de vuestros conocimientos ayudándome cuando más perdida estaba y animándome, la ayuda de ambos, tan útil para la realización de este trabajo.

A mis compañeras de master y ahora amigas Alicia y Paula, que habéis sufrido a mi lado mucho estrés estos dos últimos años, pero siempre nos hemos echado una mano cuando lo hemos necesitado, juntas lo hemos conseguido, espero seguir teniéndoos en mi vida por mucho tiempo. No puedo olvidarme de mis amigos, en especial a ti, Susana, que día a día has compartido conmigo este largo camino, primero en el grado y ahora en el master brindándome tu apoyo y tus ánimos.

También agradecer el 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".

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	3
1.1 Planteamiento del problema	3
1.2 Objetivos.....	5
2. EXIGENCIAS DE CALIDAD	9
2.1 Calidad de Ambiente Interior (IEQ).....	9
2.1.1 Efectos sobre las personas	10
2.2 Confort Térmico.....	10
2.2.1 Diseño de instalaciones	10
2.2.2 Parámetros	11
2.3 Calidad de Aire Interior (IAQ).....	12
2.3.1 Contaminantes del aire interior	13
2.3.2 Factores que afectan a la calidad del aire interior	14
3. Estado del Arte	17
3.1 Introducción.....	17
3.2 Tecnologías de recuperación de calor para climatización	18
3.2.1 Tipos	19
4. Caso de Estudio: Hospital Clínico Universitario de Valladolid.....	27
4.1 Demanda Energética.....	27
4.2 Instalaciones	28
4.3 Exigencias del ambiente interior en quirófanos.....	30
5. Metodología	35
5.1 Cálculos Térmicos	35
5.2 Cálculos Eléctricos	43
5.3 Emisiones de CO ₂	47
6. Resultados y Discusión	51
6.1 Resultados Térmicos.....	51
6.2 Resultados Eléctricos	52
6.3 Comparación de ahorros térmicos y eléctricos.....	54
6.4 Emisiones de CO ₂	59
7. Conclusiones y Trabajos futuros:	65
8. Bibliografía.....	69

Tabla de símbolos

\dot{V}_{ext}	Caudal Volumétrico de aire exterior (m ³ /s)
$[\dot{V}]_{min}$	Caudal Volumétrico mínimo entre la corriente de aire exterior y retorno (m ³ /s)
v_{ext}	Volumen específico de aire exterior (m ³ /kg)
v_{ret}	Volumen específico de aire de retorno (m ³ /kg)
C_{pas}	Calor específico del aire seco (kJ/(kg _{as} °C))
T_{ext2}	Temperatura aire exterior a la salida del recuperador (°C)
T_{ext1}	Temperatura aire exterior a la entrada del recuperador (°C)
T_{ret2}	Temperatura aire de retorno a la salida del recuperador (°C)
T_{ret1}	Temperatura aire de retorno a la entrada del recuperador (°C)
$m_{as,ext}$	Flujo másico de aire exterior (kg/s)
$[m_{as,ext}]_{min}$	Flujo másico mínimo entre la corriente de aire exterior y retorno (kg/s)
P_{Ma}	Peso molecular del aire seco (kg _{as} /mol)
P_{as}	Presión del aire seco (Pa)
P_a	Presión atmosférica (Pa)
P_v	Presión de vapor (Pa)
R	Constante de los gases ideales (J/(molK))
\dot{Q}	Caudal volumétrico (m ³ /s)
ΔP	Pérdida de carga (Pa)
K	Constante de las baterías
R	Constante específica del gas ideal (J/molK)
$\Delta h _{sensible}$	Diferencia de entalpías sensibles (kJ/kg _{as})
ε	Eficiencia del recuperador
C_{pah}	Calor específico del aire húmedo (kJ/(kg °C))
x	Humedad específica (kg/kg _{as})
R_a	Constante específica del aire (J/(kg _{as} K))

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Planteamiento del problema

El consumo de energía es necesario para el desarrollo económico y social y gracias a la energía, es posible tener un estilo de vida que sería imposible disfrutar si no dispusiésemos de ella. Pero en los últimos años se ha vivido un aumento muy significativo de los consumos energéticos y no se debe olvidar que el cuidado del medio ambiente y del planeta es una tarea de todos y que cualquier acción, por pequeña que sea, repercutirá positivamente en nuestro entorno.

En 1948, en el marco de una conferencia internacional celebrada en Francia, se funda la UICN “International Union for Conservation of Nature and Natural Resources”, pero no es hasta finales de los años 60 que la sociedad mundial comienza a preocuparse por la biodiversidad y el deterioro medioambiental [1]

Desde hace varios años, en España y en la Comunidad Europea, se han puesto en marcha, con sus correspondientes legislaciones y normas, distintos planes de ahorro de energía, siendo el objetivo, en un futuro a medio-largo plazo, la desaparición total de las fuentes de energía convencionales, con las cuales mantenemos una elevada dependencia energética, en torno a un 74 %.

En 2017 se realiza un informe sobre el análisis del comportamiento energético de distintas empresas españolas entre los años 2005-20015 donde se estudió la distribución del consumo final por sectores, pudiéndose observar en la figura 1.1 como el sector industrial redujo su peso en un 26% desde 2005 hasta 2015 mientras que el sector que sufrió un mayor incremento fue el sector servicios que aumentó en un 45%, seguido del sector residencial que aumentó en un 19%.[2]

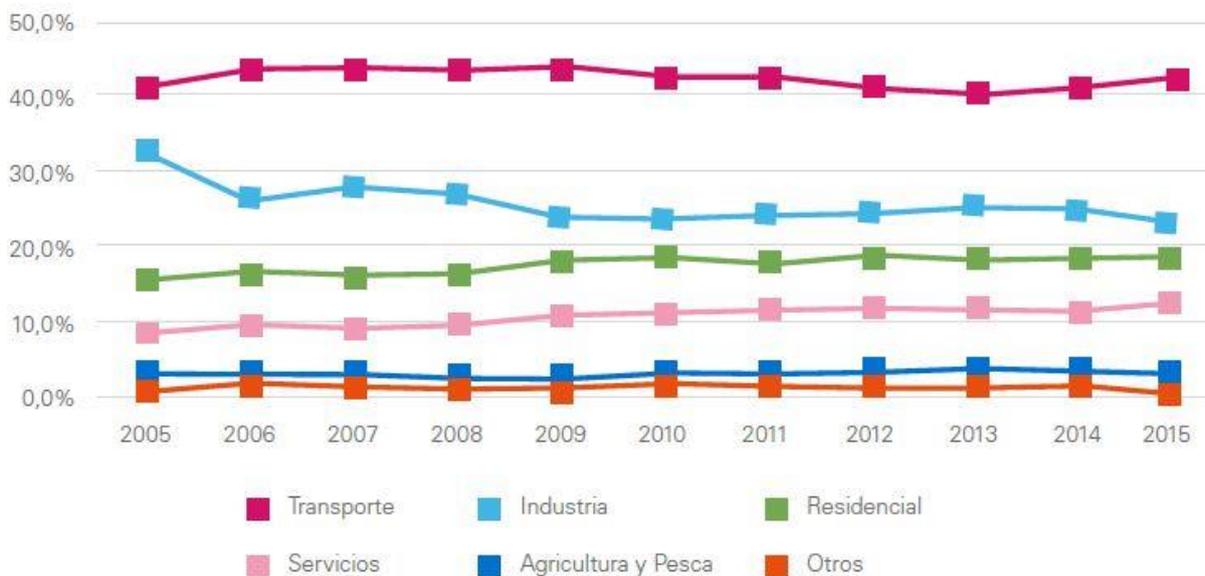


Figura 1.1 Distribución del consumo final por sectores [2]

El crecimiento continuado de la demanda energética de los sectores servicios y residencial ha alcanzado el 31% del total demandado (datos 2015), por delante del sector industrial (25,3%). Por esta razón las políticas energéticas actuales se están focalizando en estos dos sectores como prioritarios.

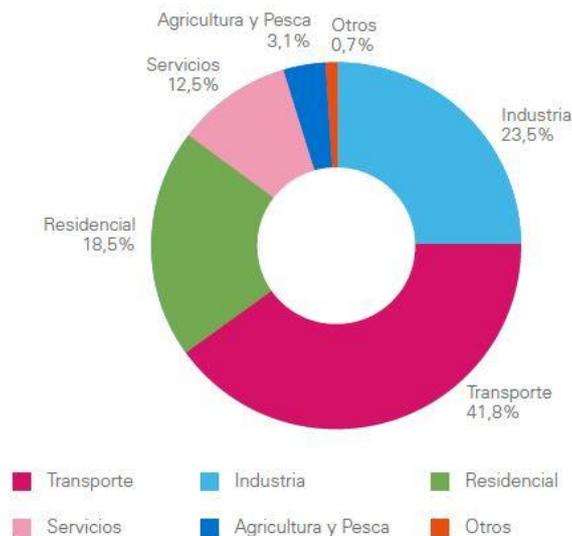


Figura 1.2 Distribución del consumo final por sectores en 2015 [2]

También hay que destacar que el sector de la construcción es considerado mundialmente como un consumidor clave de energía en Europa y una de las principales fuentes de contaminación medioambiental, pues produce enormes efectos negativos en el medioambiente ya sea directa o indirectamente. Pero a su vez, la construcción, es parte fundamental de la economía de cualquier país o ciudad; por el empleo y las infraestructuras que genera, los recursos naturales utilizados, y la energía consumida durante todo el ciclo de vida de las edificaciones. Y es precisamente el impacto medioambiental una de las principales consecuencias de la cadena generada a partir de esta práctica. [1]

Dada la situación actual de concienciación sobre el impacto ambiental, la crisis económica, el aumento de las tarifas energéticas cada año y las emisiones de gas invernadero (GEI) que contribuyen al calentamiento global, es necesario:

- potenciar los estudios y auditorías energéticas en la edificación, ya que los edificios son uno de los principales causantes de este derroche de energía.
- reducir los costes asociados al consumo energético, si es posible, mediante el uso de tecnologías bajas en carbono como las renovables, el almacenamiento de carbono, o simplemente mediante el uso eficiente de la energía.

Este uso eficiente de la energía consiste en la reducción del consumo de la misma con los mismos servicios energéticos sin disminuir el confort, servicio y calidad de vida, pero sí reduciendo las emisiones de CO₂ a la atmósfera y favoreciendo el ahorro económico.

La Unión Europea ha ido aprobando en estos últimos años varias directivas y reglamentos relacionados con la lucha contra el cambio climático: [3]

Paquete de Energía y Cambio Climático 2013-2020

En el año 2008 aprobó el Paquete Europeo de Energía y Cambio Climático 2013-2020, donde sus objetivos eran aumentar un 20 % el uso de energías renovables, un 20 % la eficiencia energética y reducir las emisiones de efecto invernadero en otro 20 % para el año 2020, lo que se conoce como "Objetivo 20/20/20". En el año 2014 se ha presentado una propuesta para dotar de continuidad a este paquete hasta el año 2030. España, como país firmante de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático y su protocolo de Kioto tiene la obligación de aplicar las diferentes normas que se acuerdan a este respecto.

Hoja de ruta 2050

En el año 2013 se presentó la Hoja de Ruta hacia una economía baja en carbono en 2050. Lo que propone es una forma costo-eficiente de poder lograr grandes reducciones de emisiones a mediados del siglo XXI. Esta Hoja de Ruta indica que, todas las grandes economías van a tener que hacer reducción de emisiones para que la temperatura media global no supere los 2 °C en comparación con la temperatura de la era preindustrial. Por tanto, la UE debe reducir sus emisiones un 80% por debajo de los niveles de 1990. (reducciones del orden del 40 % en 2030 y 60% en 2040).

Esta Hoja de Ruta es uno de los planes de política a largo plazo anunciados bajo la iniciativa emblemática de Europa Eficiente de Recursos destinada a poner a la UE en el camino al uso de los recursos de una manera sostenible.

Marco 2030

En enero de 2014, la Comisión Europea presentó una propuesta que daría continuidad al Paquete Europeo de Energía y Cambio Climático, con horizonte 2030, donde se proponen nuevos objetivos para la reducción de emisiones y de energías renovables. Por tanto, definirá el objetivo de reducción de emisiones de la UE a partir de 2020.

Cuando se habla de edificios del sector servicios se refiere a aquellos en los que se desarrollan actividades administrativas, educativas, comerciales, hoteles, centros de ocio, hospitales... Estos edificios tienen un alto consumo energético, especialmente los centros hospitalarios que son uno de los mayores consumidores de energía debido a su uso continuado todos los días del año, y a las necesidades propias de un hospital tanto de confort como de equipos médicos específicos [4].

Por ello, en el presente documento, se quiere abordar el estudio del funcionamiento del recuperador de calor actualmente instalado en el Hospital Clínico de Valladolid y así poder analizar las condiciones de funcionamiento y operación actuales pudiéndose exponer una medida, que se explicará más adelante con detalle, que ayude a mejorar el rendimiento de estas unidades para un mejor funcionamiento y la obtención de un ahorro térmico y eléctrico.

De esta forma, tanto los fabricantes de estas unidades, como los técnicos encargados del funcionamiento de éstas serán capaces de establecer las mejores condiciones de operación de cara a maximizar los ahorros energéticos en las instalaciones.

1.2 Objetivos

Por lo que respecta al desarrollo de este trabajo, se pueden establecer unos objetivos globales:

1. Justificar la necesidad de trabajar con by-pass tanto en el retorno como en la impulsión en los periodos de tiempo en los que el recuperador de calor no está funcionando.
2. Caracterizar los ahorros energéticos y los consumos eléctricos asociados a la recuperación de energía.
3. Identificar las condiciones en las que resulta energéticamente eficiente el recuperador y en consecuencia estudiar la optimización de la temperatura de consigna de funcionamiento.
4. Realizar un análisis en términos ambientales para conocer las emisiones de CO₂ que se estarían emitiendo a la atmósfera por el uso de estos sistemas.

Y unos subobjetivos:

5. Desglosar el estudio en verano e invierno para analizar la eficiencia del recuperador en cada caso e identificar si hubiese que establecer diferentes temperaturas de consignas dependiendo de si existiera demanda de frío o demanda de calor.
6. Estudiar todo lo anteriormente mencionado para una climatología opuesta y comprobar si los resultados son extensibles a toda la península.

CAPITULO 2

EXIGENCIAS DE CALIDAD

2. EXIGENCIAS DE CALIDAD

Antes de centrarnos en las cuestiones que atañen de manera específica al análisis del recuperador de calor que se desea estudiar, resulta conveniente realizar una descripción de ciertas nociones que hay conocer, a fin de adquirir una idea general del contexto social, económico, energético y tecnológico que rodea al tema que nos ocupa y facilitar la comprensión del resto del trabajo.

2.1 Calidad de Ambiente Interior (IEQ)

Debido a una migración interior en los países que comenzó durante la segunda mitad del siglo XIX y durante el siglo XX, se abandonaron los modos de vida rurales. Esto provocó que la sociedad actual sea fundamentalmente urbana. Aproximadamente entre el 70% y el 80% de la población actual vive en núcleos urbanos [5] de tamaño medio o grande. Por otra parte, se acepta que el ciudadano medio urbano pasa más del 90% de su tiempo en espacios interiores [6].

Sin embargo, aun cuando existe una preocupación creciente en cuanto a los temas del medioambiente, poco se ha avanzado en la regulación de las condiciones ambientales en espacios interiores, a pesar de ser un problema que afecta a miles de personas en todo el mundo.

La O.M.S. (Organización Mundial de la Salud) ha definido el ‘Síndrome del Edificio Enfermo’ (S.E.E.) o ‘Sick Building Syndrome’ (S.B.S.), [7] definiéndolo como un conjunto de molestias (sequedad de piel y mucosas, escozor de ojos, cefalea, astenia, falta de concentración y de rendimiento laboral, entre otras) o enfermedades, que aparecen durante la estancia en el interior del edificio afectado y desaparecen después de su abandono. Esta circunstancia debe darse, al menos, en un 20% de los usuarios [7]

El estudio de las soluciones a este problema ha dado lugar a un nuevo campo de conocimiento denominado Calidad de ambientes Interiores o IEQ (Indoor Environmental Quality).

La norma UNE 171330:2008 [8] define como Calidad Ambiental en Interiores a las condiciones ambientales de los espacios interiores, adecuadas al usuario y la actividad, definidas por los niveles de contaminación química, microbiológica y por los valores de los factores físicos. Excluyendo de este campo de aplicación los recintos que se destinan a uso industrial y/o agrícola.

De la definición anterior se deduce que edificios con diferente uso de actividades pueden tener diferentes niveles de IEQ.

De la misma manera, los ocupantes de un edificio pueden variar en su tipo (diferente edad o sexo), tener una densidad de ocupación (alta o baja), estado de salud (sanos o enfermos), predisposición genética y biológica a enfermar (personas hipersensibles, alérgicas o asmáticas). Entonces es imposible definir un único criterio que satisfaga a la totalidad de los ocupantes para todos los edificios. Por tanto, los valores de los niveles propuestos tienen que ser tomados con precaución y considerados como aplicables sólo bajo las condiciones y limitaciones mencionadas para cada uno de ellos.

Podemos ver que además de la seguridad estructural, uno de los principales propósitos de los edificios, es garantizar la salud y un ambiente confortable para las personas que lo habitan. Pero, no solo hay que tener esto en cuenta, si no que se han de buscar edificios sostenibles. Para ello se requiere que los edificios emitan la menor cantidad posible de gases contaminantes y que no causen riesgos innecesarios al medioambiente. Por este

motivo es completamente indispensable el uso eficiente de la energía, así como el empleo de energías renovables.

2.1.1 Efectos sobre las personas

El significado de IEQ para conseguir un elevado grado de salud y confort dentro de los edificios, ha sido desarrollado recientemente dado al elevado tiempo que hoy en día las personas pasan en el interior (más del 90% como se mencionó con anterioridad). Desde el punto de vista de salud, el IEQ es, incluso, más importante que la calidad del aire exterior.

Si se tiene una IEQ buena se reduce el número de enfermedades y los síntomas debidos al síndrome del edificio enfermo SBS y además, mejora el confort y la productividad. Por lo tanto, tener un buen IEQ es uno de los objetivos más importantes en el diseño, construcción y mantenimiento de los edificios.

Al IEQ le afectan los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, los materiales de construcción, operación y mantenimiento del edificio, por ello para tener un buen IEQ hay que prestar especial atención a estos aspectos durante todas las etapas: diseño, construcción y uso del edificio.

En la última década, se incrementaron las inquietudes sociales sobre consultas relativas a la IEQ. En 1980, las auditorías que evaluaban ambientes interiores de oficina, sólo representaban el 8% del total de auditorías ambientales para investigaciones. Pero en 1990, el porcentaje se elevó al 38% del total. Desde 1990, las auditorías IEQ han sido el 52% de todas las referidas a estudios medioambientales [9].

Es imprescindible proporcionar un lugar con una adecuada calidad de aire interior para la salud y el confort de los ocupantes, permitiendo mejorar su rendimiento y productividad. Para conseguirlo, se requiere que se controlen bien importantes aspectos del IEQ y dentro de unos límites aceptables, lo cual inevitablemente, repercutirá en un gasto extra de energía y quizás de otros recursos.

2.2 Confort Térmico

Hay que tener en cuenta cuales son las condiciones más adecuadas para que la actividad de las personas, en los diferentes medios donde se pueden encontrar, se desarrolle mejor.

Por ello hoy en día hay que prestar especial atención a una de las disciplinas con mayor éxito, que es la ciencia de la ergonomía, que estudia las sensaciones de las personas en distintos lugares y condiciones del entorno. Muchas veces solo se le da importancia a las condiciones climáticas del interior, sin darnos cuenta que existen otros muchos factores igual de importantes como son, los colores de una pared, los niveles acústicos o de iluminación, ya que todos ellos determinan el grado de aceptación de las personas al medio donde se desarrolla su actividad.

El estudio de todos estos factores no solo se realiza pensando en el grado de confort de las personas, si no que también permite encontrar las condiciones más adecuadas para que se desarrolle mejor su actividad, y se obtenga un mejor rendimiento, por ejemplo no se rende igual en ambientes ruidosos y fríos que en ambientes silenciosos y confortables térmicamente.

2.2.1 Diseño de instalaciones

Las instalaciones térmicas se tienen que diseñar, calcular, ejecutar, mantenerse y utilizarse de tal manera que:

- como ya se ha dicho con anterioridad se pueda reducir el consumo de energía convencional de las instalaciones térmicas. Para ello se necesita usar sistemas eficientes energéticamente que permitan la recuperación de energía y la utilización de las energías renovables y residuales, para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos.
- y por otro diseñar sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, aptas para el confort de las personas o en condiciones aptas para la salud humana.

Principalmente los factores a tener en cuenta para un adecuado diseño de una instalación son los factores físicos, fisiológicos y psicológicos de las personas. Conociendo estos se pueden desarrollar criterios y normas para la ocupación. Por ejemplo, el aire acondicionado tiene la finalidad de mantener las condiciones ambientales interiores óptimas para que permanezcan las personas en el interior; por tanto los sistemas de climatización tienen que controlar todas las variables que intervienen en el confort, como son la temperatura, la humedad relativa, la velocidad del aire, el ruido o la pureza del aire, dependiendo esta última del aire nuevo (renovaciones de aire dentro del local), por tanto es necesario disponer de un buen equipo de filtración de aire, controlándose dicha renovación por un sistema de ventilación.

Otro factor importante que hay que tener en cuenta es el ruido. Uno de los principales motivos de ruido en un edificio son las unidades de climatización, que contienen compresores, ventiladores, bombas de circulación... Ciertamente es, que este factor, es el que determina la calidad de las máquinas (su nivel de decibelios), por tanto hay que tener cuidado con el emplazamiento de la instalación.

Por otra parte, las cargas de iluminación son elementos térmicos que hay que considerar en el diseño de cualquier instalación.

2.2.2 Parámetros

Las medidas del confort térmico deben estar realizadas acorde a como se encuentran las personas dentro de la zona ocupada, si de pie o sentadas. Para poder determinar los índices de confort que determinan la calidad del sistema, tienen que contemplarse todos los parámetros que se mencionan a continuación durante el diseño del edificio y de las instalaciones [10]

- Parámetros del ambiente:
 - Temperatura seca del aire.
 - Presión parcial del vapor de agua (humedad del aire).
 - Velocidad del aire.
 - Temperatura radiante media de los cerramientos.
- Parámetros del cuerpo humano:
 - Calor generado; diferencia entre la actividad metabólica y el trabajo generado.
 - Temperatura y superficie de la piel.
 - Humedad de la piel debida a la difusión de agua desde los tejidos interiores.
 - Porcentaje de superficie de piel mojada por el sudor.
- Parámetros de la vestimenta:
 - Resistencia térmica.
 - Resistencia al paso del vapor de agua.
 - Temperatura superficial.
 - Factor de aumento de la superficie del cuerpo desnudo.

- Emisividad de la superficie exterior.

2.3 Calidad de Aire Interior (IAQ)

La calidad del aire en interiores (IAQ) es un término que hace referencia a la calidad del aire que respiran a diario los ocupantes de un edificio.

Precisamente una de las principales preocupaciones en el ámbito laboral hoy en día, es la de que se establezcan y exijan planes de prevención en los centros de trabajo con el fin de lograr un entorno laboral lo más seguro y saludable posible. Aquí es donde intervienen el IAQ (Indoor Air Quality) que en los últimos años ha derivado en el concepto mucho más amplio ya explicado antes, el denominado IEQ (Indoor Environmental Quality).

El Reglamento de Instalaciones en los Edificios (RITE) indica, en el apartado 1.1.4.2.2, la calidad mínima de aire a mantener en diferentes tipos de recinto, categorizando la calidad del aire en el interior (IDA) de un hospital como IDA 1, aire de óptima calidad [11].

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: no se debe aplicar.

Figura 2.1 Categoría del aire Interior en función del uso de los edificios [11]

El riesgo de infección postoperatoria está presente en todos los procedimientos quirúrgicos, pero puede ser especialmente serio en ciertos tipos de operaciones. Por ello no todos los quirófanos tienen las mismas exigencias ambientales.

En función de las distintas exigencias con respecto a la presencia de microorganismos en el aire o el ambiente, los quirófanos pueden clasificarse:

- según la Norma UNE 100713:2005 [12] en su tabla 5 de Exigencias en la climatización en hospital los quirófanos son locales de Clase I con exigencias muy elevadas en cuanto a la presencia de microorganismos en el aire (nivel de asepsia). Y contemplando el sistema de filtración 3 niveles de filtración (prefiltro F5, filtro F9 y filtro absoluto o HEPA¹ H13).
- según la norma UNE-EN ISO 14644-1:2015, [13] sobre salas limpias, se ajusta a las necesidades de calidad del aire requeridas en el quirófano, por lo que clasifica a los quirófanos en base a las clases ISO de limpieza del aire mediante la concentración de partículas, según la tabla 1 de la norma.

¹ HEPA, acrónimo del inglés High Efficiency Particle Arresting.

En definitiva, según estas dos normas se clasifican los quirófanos en base a las características de la intervención y el riesgo de infección post operatorio en:

1. Quirófanos tipo A. Nivel de asepsia más elevado
2. Quirófanos tipo B. Nivel intermedio de asepsia
3. Quirófanos tipo C. El nivel de exigencia frente a la contaminación por agentes biológicos es menos exigente.

TIPOS DE QUIRÓFANOS Y CLASIFICACIÓN				
Tipo	UNE 100713:2005	UNE-EN ISO 14644-1:2000	Denominación	Tipo Intervención
A	Clase 1	ISO Clase 5	Alta tecnología. Cirugía especial.	Trasplantes órganos, Cirugía cardiaca, Vascular y neurocirugía.
B	Clase 1	ISO Clase 7	Quirófanos convencionales.	Cirugía convencional y de urgencias, resto de operaciones quirúrgicas.
C	Clase 1	ISO Clase 8	Quirófanos de cirugía ambulatoria.	Cirugía ambulatoria, salas de partos.

Figura 2.2 Tipos de quirófanos y clasificación según Norma UNE 100713:2005 [12] y UNE-EN ISO 14644-1:2015 [13].

Según la clasificación presente en la figura 2.2 se establecerán las exigencias relativas a la calidad del aire, número de renovaciones hora, tipos de filtros o la forma de distribución del aire dentro del quirófano.

2.3.1 Contaminantes del aire interior

Se puede afirmar que son varios los elementos que influyen en la contaminación del aire interior, abarcando desde los ocupantes de un edificio (ya que el ser humano produce de modo natural dióxido de carbono, vapor de agua, etc.), hasta los contaminantes que pueden derivar del propio edificio y que dependerán de los materiales con los que esté construido, de su contenido e incluso de su ubicación.

También el uso de productos de limpieza y mantenimiento genera contaminantes que afectan a la calidad del aire en el interior del edificio.

Podemos tener varios tipos de contaminantes del aire interior:

- Contaminantes químicos:
 - El dióxido y el monóxido de carbono procedentes de productos de combustión como estufas, refrigeradores, quemadores, etc.
 - Los procedentes de materiales de construcción como las fibras y los compuestos orgánicos volátiles.
 - Los procedentes de productos de consumo procedentes tanto del propio usuario como de los materiales de construcción como barnices, lacas, desodorantes, etc.
 - Y otro tipo de contaminante como el ozono que en los centros de trabajo puede originarse de las máquinas fotocopiadoras y hasta diversos polvos procedentes de los sistemas de aire acondicionado.
- Contaminantes biológicos:
 - agentes infecciosos que son de más fácil transmisión en ambientes cerrados, ya que el volumen de aire en el cual se diluyen los microorganismos es más bajo, el contacto directo es mayor

- antígenos que pueden encontrarse en el aire de los ambientes cerrados proceden de microorganismos, artrópodos o animales y causar enfermedades como neumonías, rinitis y asma.
- toxinas, entendidas como sustancias segregadas por algunos microorganismos que producen efectos nocivos.

2.3.2 Factores que afectan a la calidad del aire interior

Los principales factores que influyen en una mala calidad del aire interior son[14] :

- Una ventilación inadecuada que puede ser debida por:
 - un insuficiente suministro de aire fresco
 - una mala distribución de los sistemas de ventilación (bien por una incorrecta filtración del aire, por un mantenimiento incorrecto o por un inadecuado diseño del sistema de filtración)
 - una temperatura del aire y humedad relativa extremas o fluctuantes
- La contaminación interior originada por los propios ocupantes y por causas como el propio trabajo que se realice.
- La contaminación exterior debido a la entrada en el edificio de humos de vehículos, los gases de calderas, productos como el asfalto y aire contaminado previamente desechado al exterior que vuelve a entrar a través de las tomas de aire acondicionado.
- La contaminación biológica que es menos frecuente en edificios de oficinas, pero puede llegar a provocar una situación sanitaria delicada.
- La contaminación debida a materiales empleados en la construcción por considerarse inadecuados o con defectos técnicos.

En definitiva, atender simultáneamente a la IAQ y al confort térmico parece ser un conflicto en cuanto a eficiencia energética, porque para mantener en un nivel adecuado la calidad del aire interior IAQ supone por ejemplo elevar caudales de ventilación que penalizan energéticamente las instalaciones porque adecuar esos caudales para las necesidades de confort térmico suponen mayores consumos energéticos.

CAPITULO 3

ESTADO DEL ARTE

3. Estado del Arte

3.1 Introducción

En el interior de los edificios, se necesita renovar el aire mediante la inyección de aire limpio del exterior y la extracción de parte del aire del interior que se encuentra viciado. Con esto, conseguimos que la calidad del aire en el interior de los locales habitados sea el adecuado, de acuerdo con los requerimientos de la normativa y con unas condiciones de confort.

Actualmente el consumo de energía en los edificios se ve afectado cada vez más por la necesidad de una mejora de la calidad de vida, que supone un mayor consumo de energía; y por la búsqueda de un mejor IEQ, Confort térmico y IAQ. Y satisfacer estas necesidades implica renovar el aire interior utilizando caudales de ventilación procedentes del exterior que tienen que adecuarse a dichas condiciones. [14]

Para disponer de una adecuada ventilación, es necesario tener ventilación mecánica con ventiladores de impulsión de aire exterior y ventiladores de extracción de aire.

Se plantean diferentes soluciones para la reducción de ese consumo energético en edificios, entre ellas está la que a nosotros nos concierne que es la de aprovechar la energía del aire de extracción empleando recuperadores de calor. Entendiendo como recuperador de energía aquel dispositivo que permite reutilizar el calor residual de un sistema siendo su objetivo final alcanzar la máxima eficiencia de la instalación.

Además esos sistemas de recuperación de calor generalmente se dividen en dos categorías principales: sistemas de recuperación de calor sensible y entálpicos [15].

Por tanto, los recuperadores de calor del aire de extracción, permiten mantener una adecuada calidad del aire interior sin penalizar energéticamente los sistemas de adecuación higrotérmica del aire impulsado al interior de las estancias del edificio. Es decir, intentan recuperar parte de la energía residual que se desaprovecha y la vuelven a introducir en el ciclo de ventilación-renovación del aire.

Cuando no había esta conciencia por obtener la máxima eficiencia energética y los requisitos normativos no eran tan estrictos, el aire caliente (invierno) o frío (verano) del interior se desaprovechaba, expulsándolo directamente al exterior.

La utilización eficiente del consumo de energía se ha convertido en un factor clave para mejorar en cuanto a competitividad y viabilidad tecnológica se refiere. Entre las medidas que se han adoptado de forma prescriptiva por la legislación española, se puede encontrar la recuperación de energía en instalaciones de climatización, la cual según dicta el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) [16] en su instrucción Técnica 1.2.4.5.2 establece que:

1. *En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a 0,5 m³/s, se recuperará la energía del aire expulsado.*
2. *Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.*
3. *Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m³/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la tabla:*

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

Figura 3.1- Eficiencia de la Recuperación Mínima en Instalaciones de Climatización [16]

4. *En las piscinas climatizadas, la energía térmica contenida en el aire expulsado deberá ser recuperada, con una eficiencia mínima y unas pérdidas máximas de presión iguales a las indicadas en la tabla anterior para más de 6.000 horas anuales de funcionamiento, en función del caudal.*
5. *Alternativamente al uso del aire exterior, el mantenimiento de la humedad relativa del ambiente puede lograrse por medio de una bomba de calor, dimensionada específicamente para esta función, que enfríe, deshumedezca y recaliente el mismo aire del ambiente en ciclo cerrado.*

Según la Figura 3.1 observamos que hay casos, como, por ejemplo, las industrias o grandes comercios, donde se trabaja unas 14 horas al día durante 5,5 días a la semana (considerando la mañana del sábado laborable), por lo que anualmente funcionan unas 4000 horas al año. Y si además se tiene en cuenta que tanto el tamaño del edificio a climatizar como los caudales de aire exterior que se requieren son importantes, nos encontramos situaciones en la que, por normativa, es necesario recuperar al menos un 55% de la energía que se expulsa al exterior, pudiendo aumentar la pérdida de carga únicamente 200 Pa

3.2 Tecnologías de recuperación de calor para climatización

Los recuperadores de calor, son equipos cuya función es aprovechar las propiedades psicrométricas (temperatura y humedad) del aire que extraemos del edificio o local, e intercambiarlas con el aire de ventilación que impulsamos del exterior [15]. Con esto, se consigue pretratar (precalentar o preenfriar) el aire exterior y, por lo tanto, reducir el consumo energético de la instalación de climatización, ya que la carga térmica a combatir por aire de ventilación será mucho menor que si no existiera ese pretratamiento.

Para recuperar ese calor del aire de extracción, se necesita un elemento que nos facilite dicha tarea, denominado intercambiador o *core*. Por ese intercambiador circulan el aire de extracción y el de impulsión produciéndose una cesión de calor del aire más caliente (el del interior del edificio o aire de extracción) al aire más frío (aire del exterior), sin mezclar sendos flujos de aire. [14]

Es decir, que en general, los equipos de recuperación del calor residual son intercambiadores térmicos más o menos complejos, donde pueden intervenir flujos de calor y masa, y como tales pueden ser dimensionados.

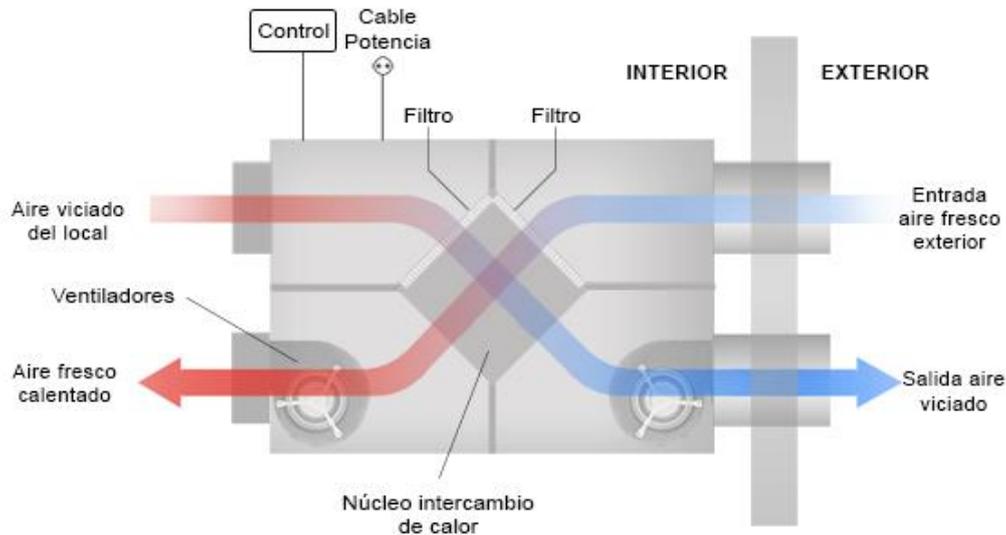


Figura 3.2 Recuperador de calor de placas y flujo cruzado[17]

3.2.1 Tipos:

No es fácil realizar una clasificación de los recuperadores de calor, puede hacerse por diferentes subgrupos atendiendo a la separación de los fluidos, el tipo de calor recuperado, el elemento de intercambio empleado, el contenido de humedad de las corrientes de aire o los medios que transfieren energía. [18]

a) Según la separación de los fluidos entre los que se transfiere energía:

a.1) Sistemas de contacto directo:

Son aquellos sistemas de recuperación en los que la transferencia de energía se produce como consecuencia de que ambos fluidos se encuentran en una situación de mezcla física completa.

a.2) Sistemas regenerativos:

Son aquellos por los cuales los fluidos circulan de forma alterna en el tiempo por la superficie de intercambio, de manera que la mezcla, aunque existe es mínima. La superficie de intercambio de este tipo de equipos recibe y cede energía a los fluidos alternativamente dependiendo del fluido que circule por ella.

a.3) Sistemas recuperativos:

Estos se caracterizan porque la transferencia de calor se lleva a cabo por medio de una superficie que separa físicamente las corrientes de fluido, de manera que no existe contacto directo entre fluidos haciendo que se evite completamente cualquier tipo de mezcla o contaminación entre ambas corrientes.

b) Según el tipo de calor recuperado: existen recuperadores de calor que recuperan únicamente energía sensible y otros con capacidad para recuperar tanto energía sensible como latente, conocidos como recuperadores entálpicos [15] .

b.1) Recuperadores de calor sensible:

Son aquellos recuperadores en los que la energía que se intercambia entre fluidos es solo consecuencia de la diferencia de temperaturas que existe entre las corrientes de fluido. Por tanto, el intercambio energético viene dado por un intercambio únicamente de calor sensible entre corrientes y no existe transferencia de masa entre las mismas.

b.2) Recuperadores entálpicos:

Su principal característica es que además de aprovechar el calor sensible entre corrientes, se aprovecha el calor latente contenido en la humedad del agua. Por lo tanto, estos equipos consiguen transmitir vapor de agua de la corriente de fluido más húmeda y cederlo a la corriente más seca, de manera que existe un intercambio de masa entre corrientes, modificándose no solo la temperatura de las corrientes si no también la humedad.

c) Según el tipo de sistema intercambiador utilizado:

c.1) Recuperador de placas:

Estos intercambiadores están constituidos por una carcasa rectangular y abierta en sus extremos cuya sección transversal se subdivide en múltiples pasajes en una configuración celular formada por una matriz de placas de distintos materiales (plástico, cartón, papel o metal), de tal manera que cada dos placas adyacentes forman un conducto destinado al aire de extracción o al de impulsión. [19]

Los flujos de aire de impulsión y de extracción circulan cada uno por un lado de la placa de manera que el intercambio de energía se realiza a través de las placas que delimitan dichos conductos. Generalmente las configuraciones más habituales de este tipo de recuperadores son: flujo cruzado (con los flujos en direcciones perpendiculares) o contracorriente (en direcciones iguales pero sentidos opuestos).

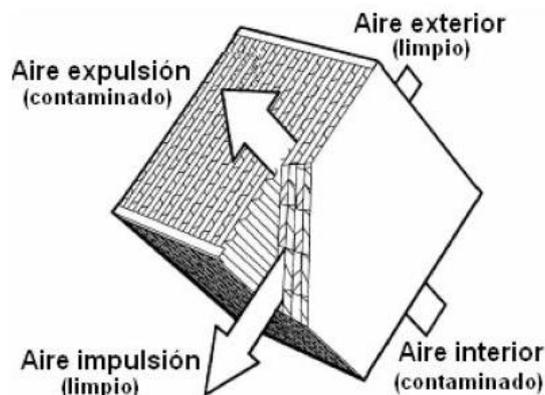


Figura 3.3 Intercambiador de Placas [20]

Dependiendo del modelo va a variar tanto el número de placas como la distancia entre ellas, atendiendo a los requerimientos de tamaño, pérdida de carga y rendimiento. Si se tiene un aumento del número de placas, aunque se va a provocar un aumento de la fricción del fluido debida al aumento de la superficie de contacto por otro lado también se creará una reducción de la velocidad al aumentar la sección de paso del fluido; es decir, el efecto es que al aumentar el número de placas disminuye la pérdida de carga que experimentan los fluidos.

Este tipo de recuperadores les podemos encontrar tanto de calor sensible como entálpicos, de tal manera que, dependiendo del tipo de recuperador que tengamos, el material que forma las placas será diferente.

En un recuperador de placas de calor sensible la temperatura de las corrientes de aire varía manteniendo las humedades específicas de las mismas constantes. [20]

En algunos casos concretos estos equipos también van a permitir recuperar el calor latente asociado a la condensación del vapor de agua de una de las corrientes si su temperatura disminuyera por debajo del punto de rocío de la de la otra corriente. Esto conlleva a una mejora sustancial del rendimiento, ya que aprovecha y transfiere el calor latente del agua en el cambio de fase, aunque cuando esto ocurre se tiene que disponer de una bandeja para la recogida de condensados y de un sistema de mantenimiento para mantener el equipo limpio, teniendo también que poder resistir los materiales a los posibles efectos derivados de la presencia de agua líquida como la corrosión.



Figura 3.4 Intercambiador de Placas de cartón

Entre las ventajas que presentan este tipo de equipos destacan:

- Que no permiten la mezcla de las corrientes por tanto es prácticamente inexistente la contaminación entre ellas y se mejora la calidad ambiental.
- Su alta superficie de intercambio debido a su diseño compacto.
- La eficacia que se obtiene si se compara con su bajo precio.
- Los equipos son compactos, por tanto existe una gran superficie de contacto entre las corrientes en un volumen pequeño.
- Permiten la instalación de un sistema de by-pass.

Entre las desventajas más destacadas que presentan se encuentran:

- Las elevadas caídas de presión.
- La posibilidad de formación de condensados e incluso hielo si la temperatura del aire exterior es muy baja.
- La relativa facilidad de acumulación de suciedad en las placas del intercambiador que supondrían una resistencia adicional a la transferencia de calor y por lo cual se hace necesario disponer de filtros en ambas corrientes de aire.

c.2) Recuperador rotativo:

Estos recuperadores están constituido por una carcasa de hierro galvanizado en cuyo interior gira un tambor que generalmente es accionado por un motor eléctrico. El interior del tambor está constituido por material de relleno permeable al aire, con gran superficie de contacto resistente a la abrasión.

Los flujos de aire de renovación y de expulsión circulan por sectores separados evitando así su mezcla.[19]

Este sistema es un ejemplo de sistema de recuperación regenerativo, ya que las corrientes circulan alternativamente por el mismo espacio físico durante un periodo de tiempo determinado por la velocidad de rotación debido a la rotación del tambor.

En cada rotación que se produce, el material de relleno que se encuentra en contacto con la corriente de aire más caliente, absorbe calor de la misma calentándose y lo cede a la corriente de aire más fría cuando entra en contacto con ella según avanza la rotación. Este proceso se repite sucesivamente por el giro continuo del tambor de manera que permite la transmisión de calor sensible entre las corrientes de aire que circulan.

Por tanto, de acuerdo con los métodos de clasificación descritos antes, estos recuperadores se podrían definir como regenerativos, dado que las dos corrientes de aire circulan por el mismo espacio físico.

Y pueden, intercambiar calor sensible o calor sensible y latente según como sean las características higroscópicas del rotor.

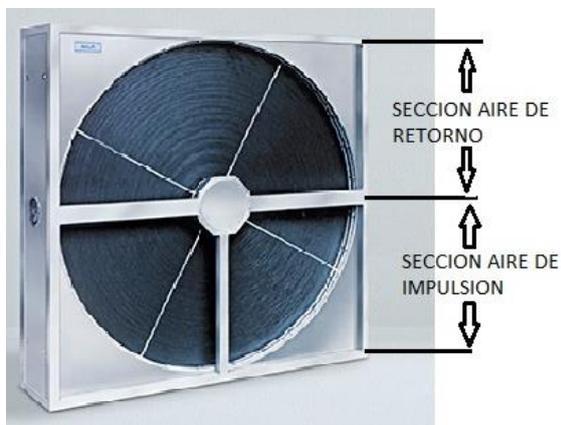


Figura 3.5 Intercambiador Rotativo [19]

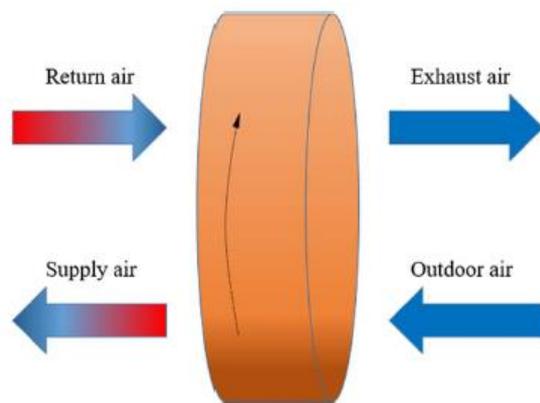


Figura 3.6 Principio de funcionamiento del Intercambiador Rotativo [21]

Por lo general, estos recuperadores admiten un mayor rango de caudales de aire y de temperaturas. No obstante, para un óptimo funcionamiento, deben moverse en contracorriente, pudiendo drenar el agua y disponiendo de rotores de velocidad variable. Debido al giro del rotor, puede llegar a haber una pequeña cantidad de mezcla de corrientes, disminuyendo su eficiencia por la recirculación de un aire en una dirección no deseada [21]. Esta contaminación cruzada es la casusa de que esta tecnología sea inadecuada para hospitales y otros edificios donde las corrientes de aire tienen que estar totalmente aisladas.

Como principales ventajas de estos recuperadores, se puede destacar:

- Las altas eficiencias de recuperación (hasta un 90 %).
- Grandes posibilidades de control y regulación.

c.3) Recuperador de 2 baterías con bomba (*runaround*):

Estos recuperadores están constituidos por dos baterías aleteadas, y mediante la circulación de un fluido se consigue la transferencia de energía entre la corriente de extracción y la de renovación. Generalmente en estos equipos, el fluido únicamente intercambia calor sensible con las corrientes.

Las dos baterías de tubos de cobre están conectadas entre sí de manera que se forma un circuito de transferencia de la energía térmica. Una bomba hidráulica bombea un fluido (generalmente agua o una solución anticongelante) por un circuito cerrado que intercambia

calor a través de dos baterías de calor: la primera en contacto con el aire de retorno y la segunda en contacto con el aire del exterior que se pretende impulsar al interior [22].

Este calor es absorbido por el flujo de aire con temperatura más elevada y cedido al flujo de aire con temperatura más baja. En invierno el flujo de calor será cedido del aire de extracción al aire de renovación y en verano será en sentido contrario, del aire de renovación al de extracción.

El esquema de la figura 3.7 muestra el funcionamiento de este sistema:

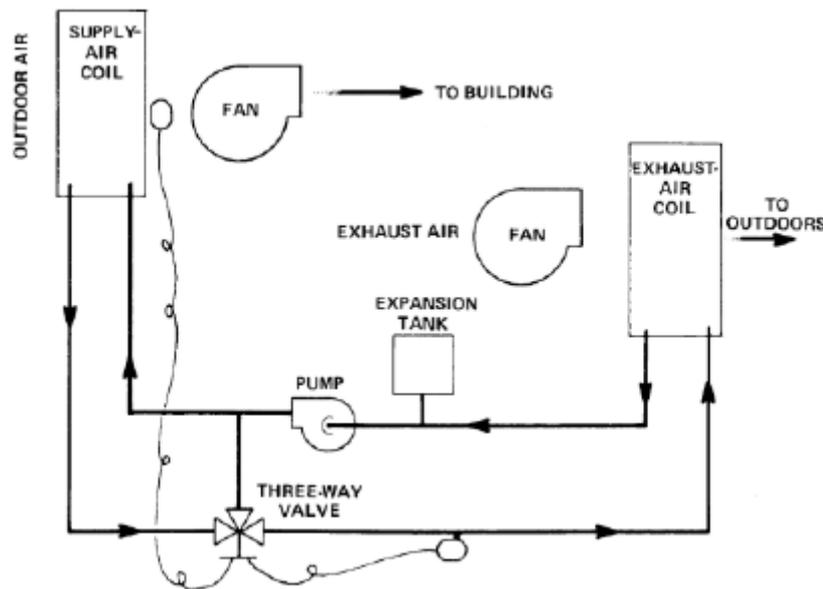


Figura 3.7 Principio del Intercambiador runaround [23]

Las baterías de estos sistemas están formadas por un conjunto de tubos de cobre con aletas, normalmente de lámina de aluminio al ser menor su coste, o aletas de cobre en el caso de ambientes salinos para evitar la corrosión por par galvánico.

Se dispone de dos ventiladores que garantizan un mayor intercambio de calor entre las corrientes de aire y el fluido del circuito.

Una válvula de expansión es utilizada para absorber los posibles cambios de volumen del líquido en el interior del tubo.

Una válvula de 3 vías que tiene dos objetivos:

- Evita problemas como el de la congelación durante la temporada invernal se dispone de la válvula de 3 vías, con lo que se garantiza un caudal suficiente de líquido de manera que la temperatura de este a la entrada de la batería de enfriamiento permanezca suficientemente elevada y pueda evitar la congelación del agua condensado en la corriente de aire de expulsión[18].
- Controla el sentido del flujo, dependiendo de las condiciones meteorológicas: en invierno, recuperamos el calor de la corriente de escape para precalentar el aire frío exterior, mientras que, en verano, se hace la operación inversa para pré-enfriarlo.

Como todas las instalaciones en circuito cerrado, dado que se modifica la temperatura, se provocan variaciones en la densidad del líquido que se encuentra en circulación por lo que

siempre es necesario poner el correspondiente vaso de expansión que absorba las variaciones de volumen que experimenta el fluido caloportador y la válvula de seguridad que corresponda.

Esta instalación de dos baterías es muy flexible en cuanto a la disposición y número de tomas de extracción y renovación, puesto que pueden ser utilizadas en caso de que ambas tomas, la de extracción y la de renovación, se encuentren separadas entre sí e incluso si existen varias tomas de extracción y/o renovación. Por tanto, suelen ser aplicadas en instalaciones de climatización existentes o en instalaciones industriales, donde normalmente se utilizan grandes caudales de aire [21].

Como contrapartida también destacan los sucesivos intercambios gas/liquido/gas que limitan la eficiencia del sistema. Y como ya se ha dicho antes su peligro de oxidación y corrosión, por lo que se recomienda usar inhibidores y controlar constantemente el PH de la disolución.

Esta tecnología es muy interesante cuando la contaminación cruzada es una gran preocupación como en lugares tales como quirófanos y laboratorios químicos. Adicionalmente también es adecuado para aplicaciones donde los conductos de aire de suministro y retorno están instalados muy separados [24].

CAPITULO 4

CASO DE ESTUDIO:

HOSPITAL CLINICO UNIVERSITARIO DE VALLADOLID

4. Caso de Estudio: Hospital Clínico Universitario de Valladolid

En este epígrafe se va a explicar el caso de estudio sobre el que se va a trabajar y en el siguiente capítulo se detallarán los cálculos realizados para una mejor comprensión del trabajo. Hay que recordar que la finalidad de este es demostrar la relevancia de permitir el bypass físico de los recuperadores de calor.

4.1 Demanda Energética

Según el último informe del Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar Social [25], a fecha 31-Diciembre-2018, España rompe la barrera de los 800 hospitales por primera vez en una década, fue precisamente en el año 2009 donde esa cifra alcanzó los 803 hospitales. Desde entonces, nunca se había vuelto a superar ese número total de hospitales que conforman la sanidad española.

Actualmente en España existen 806 hospitales públicos y privados que conforman la sanidad española. Estos 806 hospitales tienen un consumo aproximado de 6.000 GWh lo que implica un consumo del 2% sobre el total del país [26]. En la Figura 4.1 se puede observar que la mayor parte de la energía consumida en este tipo de edificaciones es debida a la climatización, seguida por los ventiladores, el agua caliente, la cocina y la iluminación.

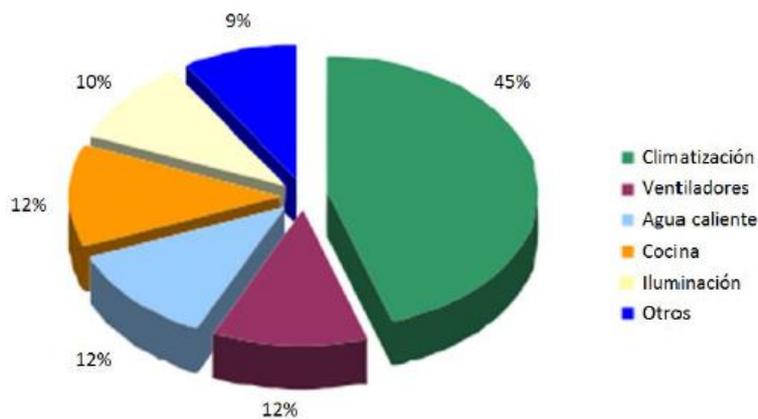


Figura 4.1 Energía consumida en un hospital [26]

Los hospitales son centros con consumos elevados de energía debido a su uso continuado, los 365 días del año, las 24 horas, y a las necesidades propias de un hospital tanto de confort como de equipos médicos. Por ello cada vez crece más la urgencia de convertirlos en edificios de consumo eficiente de energía, para además de obtener un gran ahorro económico, mejorar el confort de los trabajadores y pacientes, emitir menos gases de efecto invernadero con su correspondiente beneficio para el medio ambiente y cumplir con las normativas en materia de consumo energético y eficiencia [27].

El Hospital Clínico Universitario de Valladolid (HCU), localizado en la Avenida Ramón y Cajal 3, cuenta con una superficie de 52.420 m² construidos, 762 camas de hospitalización, 19 quirófanos, 4 salas de parto y 15 puestos de diálisis. Actualmente se encuentra en proceso de ampliación, que dotará a este de 22.680 metros cuadrados más, situando el total de espacio construido en 75.100 m² aunque mantendrá el número de camas, posibilitará llegar a los siguientes servicios: 23 quirófanos, 6 salas de parto y 28 puestos de diálisis. También con un helipuerto para el servicio de Urgencias en la azotea.



Figura 4.2 Imagen Satélite del Hospital Clínico Universitario de Valladolid. Fuente: Google Maps

Con respecto a la demanda de calefacción, es importante tener en cuenta que el HCU está conectado al district heating de la Universidad de Valladolid desde el 16 de enero de 2019. Aunque las calderas de gas habían abastecido la demanda de calefacción hasta esa fecha, el estudio no tiene en cuenta este breve período de tiempo.

Los ahorros económicos que se van a calcular en capítulos sucesivos consideran las cifras disponibles para 2019. Debido a que el consumo de energía en un hospital es estable durante todo el año, los costos económicos se estiman a partir del costo promedio de los kWh consumidos.

A partir de datos facilitados por el Servicio de Ingeniería y Mantenimiento del HCU, el hospital consumió 14.391 MWhe y gastó más de 1.761 k€ para esta demanda de energía eléctrica, mientras que la energía térmica consumida desde el 16 de enero superó los 10.660 MWht y costó 548 k€. Por tanto, se sabe que el coste promedio del kWhe es de 0.1223 € y el coste del kWht es de 0.0514€. Debido a los altos consumos energéticos que tienen los hospitales las compañías les suelen hacer una facturación especial desglosándose su factura real en varias franjas horarias.

4.2 Instalaciones

En el HCU se dispone de un recuperador de calor del tipo runaround incorporado en la climatizadora. Recordemos que este tipo de recuperadores están formados por dos baterías que están conectadas entre sí formando un circuito de transferencia de la energía térmica.

Se disponen de los datos de dichas baterías suministrados por TROX que son los siguientes:

Eficiencia	%	49		/	
Potencia	kW	13.43		/	
Caudal másico aire tratado	kg/h	3485	2961	3485	3485
Volumen Standard de aire	Sm ³ /h	2894	2459	2894	2459
Temperatura de entrada	°C	-5.00	23.00	32.00	24.00
Humedad relativa	%	90.00	50.00	50.00	60.00
Temperatura de salida	°C	8.72	10.05	/	/
Humedad relativa de salida	%	33.29	99.26	/	/
Velocidad Actual	m/s	2.05	1.94		
Pérdida de carga	Pa	101	137		
Perdita di carico aria secca	Pa	101	82		
Agua condensada	kg/h	0	4		

Figura 4.3 Datos baterías TROX Fuente: Servicio de Ingeniería y Mantenimiento del HCU

En la figura 4.3 podemos observar la pérdida de carga de las baterías para un cierto caudal (el de diseño) tanto para verano como para invierno. Pero debido a las exigencias de las condiciones de funcionamiento requeridas en el quirófano (explicadas a continuación), no se usarán estos caudales para llevar a cabo los cálculos ni por tanto esas pérdidas de carga, simplemente servirán de referencia para calcular las constantes de las baterías de frío y calor del recuperador.

El caudal de impulsión se va a tener que mantener aproximadamente en 2700m³/h y el de retorno en 1350m³/h (un 50% del de impulsión), debido a esas exigencias mínimas, que nos marca la norma UNE 100713 [12], para estancias como los quirófanos y las salas de operaciones.

La climatización de los quirófanos es proporcionada por Unidades de Tratamiento de Aire (UTA's) y controlada telemáticamente a través de un SCADA de la marca Schneider.

Las UTA's son las responsables de acondicionar el aire en las condiciones deseadas a través de transformaciones físicas como puede ser el calentamiento, el enfriamiento y la humidificación. Las del hospital están localizadas en la última planta del edificio, en una instalación de acceso privado al personal técnico. En la figura 4.4 se puede observar el interior de la UTA con todos sus componentes y en la figura 4.5 la UTA desde el exterior.

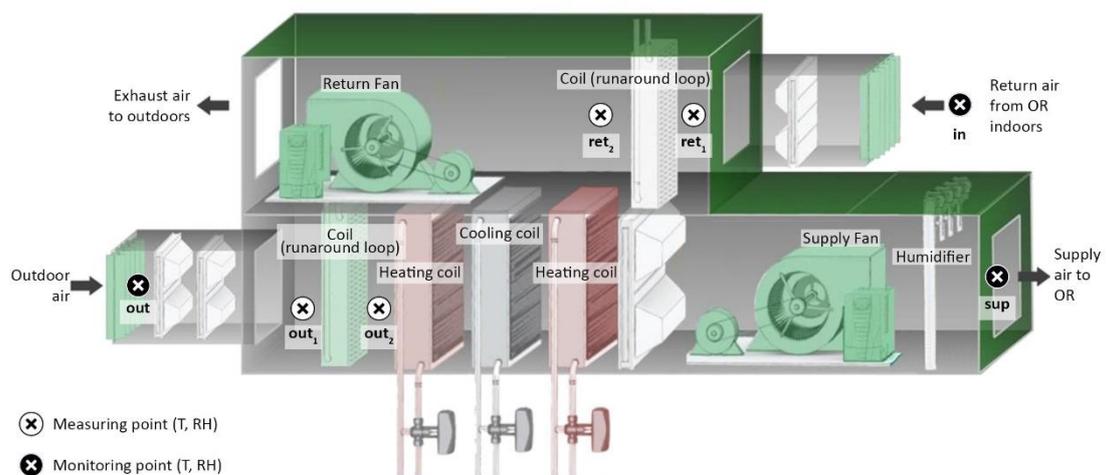


Figura 4.4 SCADA de la climatización de los quirófanos. Fuente: elaboración propia.



Figura 4.5 UTA de un quirófano el HCU [28]

4.3 Exigencias del ambiente interior en quirófanos

La propia actividad sanitaria requiere de un diseño exhaustivo de las instalaciones, pues deben asegurar la seguridad del paciente, el control de infecciones, la seguridad de suministro...pero, además, existen unas zonas concretas, en los hospitales, que aumentan, aún más, estas exigencias como comentábamos antes, como es el caso del bloque quirúrgico, que precisa de un funcionamiento del 100% y continuo, sin interrupciones, para evitar riesgos en la seguridad tanto de pacientes como de personal.

El Ministerio de Sanidad y Política Social español en 2009 editó una guía de estándares y recomendaciones [29] para esta zona en concreto. De esta se han extraído las exigencias, que nos conciernen para este trabajo, respecto a las instalaciones de climatización del bloque quirúrgico:

- **Nivel de filtración de partículas de aire exigido:**

La norma UNE 100713 [12], Instalaciones de aire en hospitales, establece desde el punto de vista higiénico dos niveles de locales:

- Locales de clase I, con exigencias muy elevadas y tres niveles de filtración. Se trataría de la zona de quirófanos, pasillos, almacén, material estéril, entrada y salida y también la zona de recuperación.
- Locales de clase II, con exigencias habituales y dos niveles de filtración, constituidos por el resto de las zonas del bloque quirúrgico. El sistema de climatización deberá ser de todo aire, similar al de resto de zonas del hospital, con dos niveles de filtración, pero se debe prestar especial atención a la regulación de las sobrepresiones, para evitar el trasvase de aire desde los locales más sucios a los más limpios.

- **Nivel de confort exigido:**
Es más estricto que en el resto del hospital. Según la UNE 100713, la temperatura del quirófano debe permanecer entre 22 y 26° C, pudiendo descender hasta 17°, en determinadas intervenciones realizadas en los quirófanos de tipo A². La humedad relativa debe estar entre el 45 y 55 %.
- **Nivel de presión exigido:**
El sistema de climatización debe proporcionar una sobrepresión al quirófano respecto a sus locales adyacentes, evitando que cuando la puerta se abra penetre aire al interior del quirófano.
- **Caudal de impulsión de aire y renovaciones mínimas por hora exigidas:**
Para limitar el grado de contaminación de un quirófano a valores aceptables la UNE 100713 establece un caudal mínimo a impulsar de 2.400 m³/h (667 l/s) por quirófano, con al menos 20 movimientos/hora, con un mínimo de aire exterior de 1.200 m³/h (333 l/s), aunque es recomendable introducir todo el caudal del quirófano como aire exterior (al menos en los quirófanos tipo B) para la dilución de gases o contaminantes que puedan existir en el interior de la sala de operaciones, como gases anestésicos, gases medicinales u otro tipo de contaminantes.
- **El nivel de ventilación mínimo exigido:**
Debe ser de 30 m³/h x m² (8,33 l/s x m²) para la zona de recuperación postoperatoria y para el resto de las zonas del bloque quirúrgico de 15 m³/h x m² (4,16 l/s x m²).

Las consignas de funcionamiento de las UTA's que se tienen en el HCU son:

Tabla 4.1 Parámetros monitoreados y controlados

	Parámetros Monitoreados	Valores
Condiciones de operación de la UTA	Potencia de suministro y retorno del ventilador (W)	-
	Corriente de suministro y retorno del ventilador (A)	-
	Frecuencia del ventilador (Hz)	Suministro: min. 50% Retorno: min. 0-20%
	Velocidad de giro del ventilador (rpm)	-
	Caudal de aire de suministro (m ³ /h)	2700 m ³ /h
	Apertura de válvula de la batería de calentamiento (%)	-
	Apertura de válvula de la batería de enfriamiento (%)	-
	Humidificador (%)	-
	Temperatura de consigna de funcionamiento del recuperador	±5°C
	Temperatura de desescarche	2°C
Condiciones interiores	Temperatura bulbo seco (°C)	22.5°C
	Humedad relativa (%)	40-45 %

²El sistema de climatización y ventilación puede condicionar el riesgo de infección durante una intervención, por ello, según el nivel de intervención y, por tanto, las exigencias ambientales requeridas, se han clasificado los quirófanos en tres tipos: A, B o C. Los de tipo A son los especializados, de muy altas prestaciones y que requieren de un nivel de esterilización del ambiente muy elevado, los de tipo B, que son los que se hallan dentro del BQ pero no llegan a ser considerados de tipo A, y los de tipo C que son los que no se encuentran dentro del BQ.

	Entalpía (kJ/kg)	-
	Sobrepresión (ΔP)	20 Pa
Condiciones de suministro	Temperatura bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$)	Min. 17.0 $^{\circ}\text{C}$ Max. 23.0 $^{\circ}\text{C}$
	Humedad relativa (%)	-
	Rango del flujo de aire (m^3/h)	-
Condiciones exteriores	Temperatura bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$)	-
	Humedad relativa (%)	-
	Entalpía (kJ/kg)	-

CAPITULO 5

METODOLOGÍA

5. Metodología

El trabajo se centra en el estudio del posible ahorro energético que se podría conseguir al introducir un by-pass en el sistema en los periodos donde el recuperador no está funcionando, para ello habrá que comparar los ahorros térmicos frente a los consumos eléctricos adicionales introducidos por el ventilador y determinar las consignas óptimas de funcionamiento. No debemos olvidar que el recuperador de calor instalado en el HCU entra en funcionamiento si la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire de retorno es superior a 5°C y siempre se trabaja sin by-pass, es decir, cuando no se está recuperando energía la corriente de impulsión y la de retorno pasan por el recuperador y por tanto las pérdidas de carga al pasar por las baterías de frío y calor del recuperador las están soportando los ventiladores.

Por tanto, el procedimiento de cálculo será el que se muestra en la figura 5.1:

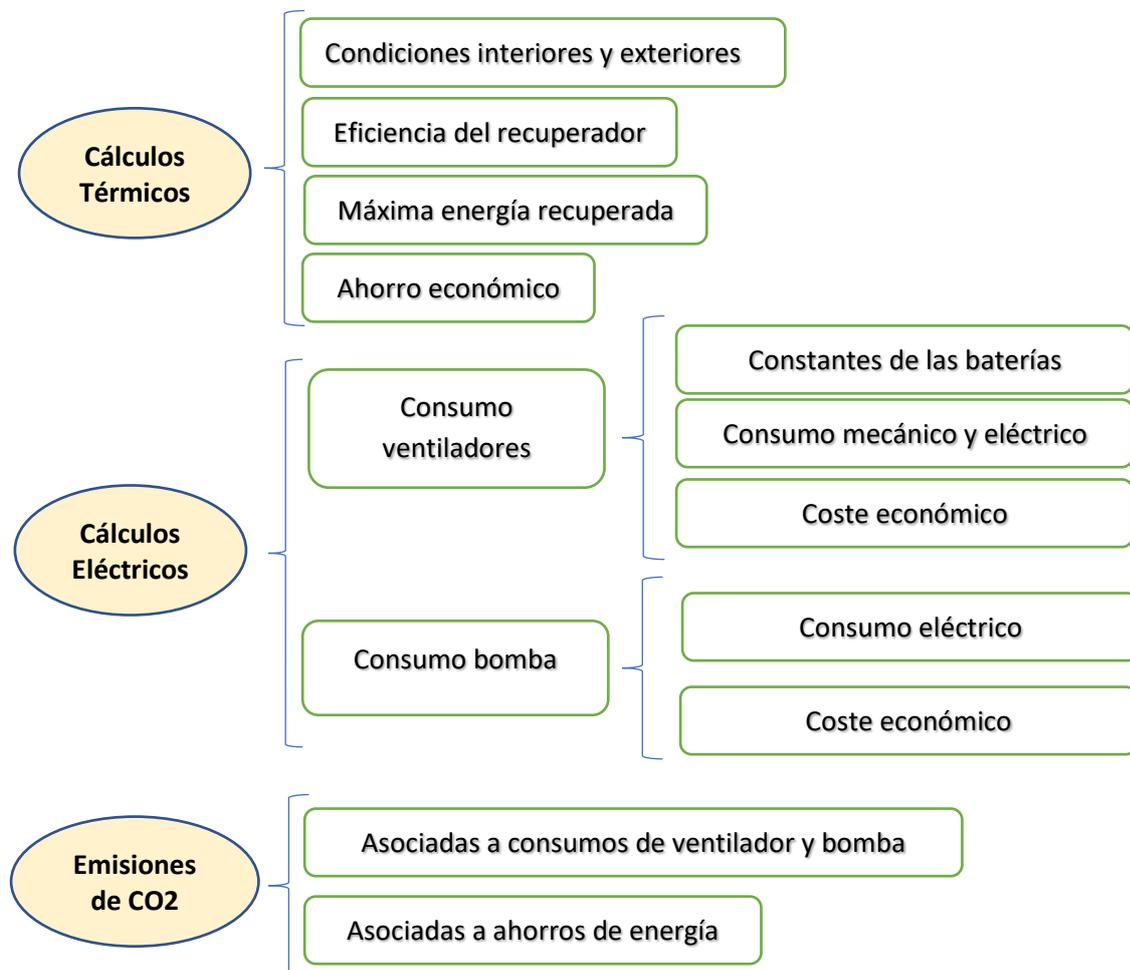


Figura 5.1 Procedimiento de cálculo.

5.1 Cálculos Térmicos

A partir de ahora se seguirá la siguiente nomenclatura:

Primer subíndice, para indicar la corriente de fluido que estamos considerando:

- “ext” para todas las propiedades o características correspondientes al fluido que entra por primera vez en el recuperador (aire exterior y/o de ventilación).
- “ret” para el fluido que entra por segunda vez en el recuperador (aire de retorno y/o extracción).

Segundo subíndice, para indicar en que punto del recuperador se considera la propiedad o característica utilizada:

- “1” para la entrada.
- “2” para la salida.

a) **Se fijan las temperaturas tanto exterior como de retorno:**

- $T_{ret1}=23^{\circ}\text{C}$. El RITE, indica las condiciones de confort a mantener en el interior de los edificios, mostradas en la tabla 5.1:

Tabla 5.1 Exigencias RITE [11]

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

Como se puede observar en esta tabla 5.1 el límite común de las condiciones de verano e invierno que exige el RITE como temperatura de confort que se desea tener en el interior es de 23°C , además existe una clara tendencia a reclamar, por parte de los usuarios, un valor constante de la temperatura operativa alrededor de 23°C [11].

Por otro lado, en hospitales, hay que mantener las condiciones que la norma la UNE 100713 [12] establece para las diferentes zonas hospitalarias en la tabla 5. En quirófanos exige una temperatura mínima de 22°C y una temperatura máxima de 26°C . Salvo una excepción, en los quirófanos del tipo A la temperatura podrá oscilar desde 18 a 26°C independientemente de las condiciones meteorológicas.

Como aparece reflejado en la tabla 4.1 la temperatura de las condiciones interiores es de 22.5°C pero debido a las condiciones de la norma UNE 100713 y a las exigencias del RITE se marca en este trabajo una la temperatura interior de consigna en quirófanos de 23°C .

- Para la T_{ext1} , se utiliza el año meteorológico tipo de Valladolid. A través del Código Técnico de la Edificación (CTE), en su Documento Base HE de Ahorro de Energía [30], se comprueba la zona climática a la cual pertenece la capital de Castilla y León (D2). Se descarga el archivo, se procede a su vuelco a excel y se trabaja con la columna de temperatura seca, que es la que hace referencia a la temperatura exterior.

b) **Cálculo de la eficiencia del recuperador:**

Sabiendo que el calor sensible recuperado se puede expresar como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{s \text{ recuperado}} &= \frac{\dot{V}_{ext}}{v_{ext}} \cdot c_{pah} \cdot (T_{ext2} - T_{ext1}) \quad [KW] \\ \dot{Q}_{s \text{ recuperado}} &= \frac{\dot{V}_{ret}}{v_{ret}} \cdot c_{pah} \cdot (T_{ret1} - T_{ret2}) \quad [KW] \end{aligned} \quad (5.1)$$

Y que el calor sensible máximo que se puede recuperar es:

$$\dot{Q}_{s\ max} = \left[\frac{\dot{V}}{v} \right]_{min} \cdot c_{pah} \cdot (T_{ret1} - T_{ext1}) \ [KW] \quad (5.2)$$

La eficiencia nos quedaría:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\text{Cantidad de Energía Recuperada}}{\text{Cantidad máxima de Energía recuperable}} = \frac{\dot{Q}_{s\ recuperado}}{\dot{Q}_{s\ max}} \\ \varepsilon &= \frac{m_{as,ext} \cdot C_{pa} \cdot (T_{ext2} - T_{ext1})}{[m_{as}]_{min} \cdot C_{pa} \cdot (T_{ret1} - T_{ext1})} = \frac{m_{as,ext} \cdot (T_{ext2} - T_{ext1})}{[m_{as}]_{min} \cdot (T_{ret1} - T_{ext1})} \\ &= \frac{m_{as,ret} \cdot (T_{ret1} - T_{ret2})}{[m_{as}]_{min} \cdot (T_{ret1} - T_{ext1})} \end{aligned} \quad (5.3)$$

No obstante, esta expresión (5.3), la norma Europea UNE EN 308 [31], la define de forma taxativa (por comodidad a la hora de utilizar la misma), como:

$$\varepsilon = \frac{T_{ext2} - T_{ext1}}{T_{ret1} - T_{ext1}} \quad (5.4)$$

Vemos que es precisamente lo que nos quedaría si consideramos que el caudal másico mínimo que circula por el recuperador es el exterior.

La figura 5.1 muestra la eficiencia del circuito del runaround calculado de acuerdo con la ecuación (5.4) a partir de las condiciones de operación medidas, en términos de diferencia de temperatura entre ambos flujos de aire de operación en la entrada de bobinas correspondiente.

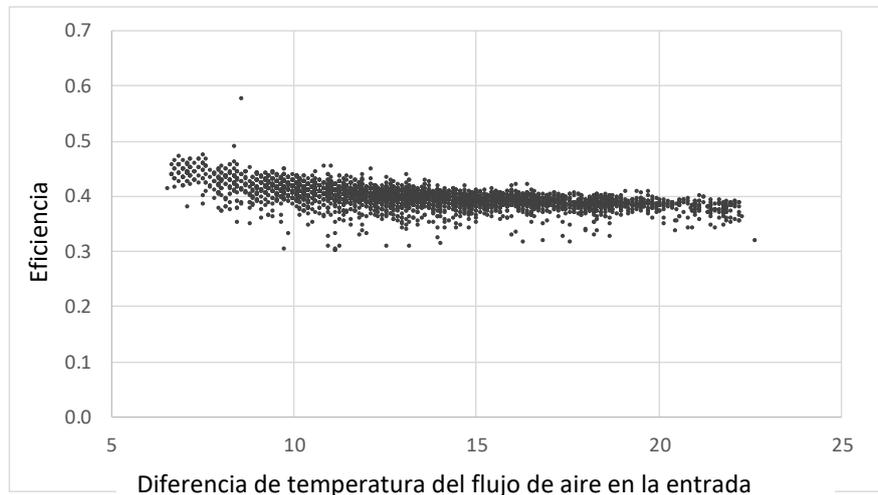


Figura 5.1 Eficiencia medida en el ciclo runaround.

La eficiencia del sistema se mantiene en aproximadamente 0.4, que es un valor más bajo que el proporcionado por el fabricante (0.47 y 0.49), aunque el valor esperado correspondió a una diferencia menor entre los flujos de aire de suministro y de retorno.

Teniendo en cuenta estos resultados, los cálculos en este trabajo se han desarrollado considerando la regresión lineal dada por la ecuación:

$$\varepsilon = 0.4458 - 0.0035 \cdot |(T_{ret1} - T_{ext1})| \quad (5.5)$$

Con la eficiencia calculada, para cada diferencia de temperatura, con la ecuación 5.5 obtenemos la temperatura a la que saldría el aire al exterior una vez que ha pasado por el recuperador, T_{ext2} a través de la ecuación 5.4.

Como podemos observar en las tablas 5.2 y 5.3 la eficiencia tiende a ser mayor cuanto menor sea la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior porque es cuando menos cantidad de calor se va a estar intercambiando. Ya que como expresa la ecuación 5.4 la eficiencia es el cociente entre la cantidad de energía que se intercambia con respecto a la máxima que se tiene que intercambiar.

c) **Cálculo de la máxima energía recuperada:**

$$\dot{Q}_{s\ max} = \left[\frac{\dot{V}}{v} \right]_{min} \cdot \Delta h|_{sensible} \ [KW] \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{s\ max} = \left[\frac{\dot{V}}{v} \right]_{min} \cdot c_{pah} \cdot (\Delta T) \ [KW]$$

Se tiene como incógnita la diferencia de entalpías sensibles y el volumen específico:

c1.) Para calcular la diferencia de entalpías sensibles primero tengo que conocer el calor específico del aire húmedo:

En Valladolid se tiene una humedad específica bastante estable en verano, aunque en invierno es algo inferior. Se aproxima a un calor específico del aire húmedo para una humedad específica de aproximadamente de 0,004 kg/kg_{as}, siendo esta la humedad promedio esperada en Valladolid:

$$\begin{aligned} c_{pah} &= c_{pas} + c_{pv} x \\ c_{pah} &= 1.005 + 1.9 x \\ c_{pah} &= 1.005 + 1.9 \cdot 0.004 \text{ kg/kg}_{as} \\ c_{pah} &= 1.0126 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Una vez conocido el valor de c_{pah} ya se puede calcular la diferencia de entalpías sensibles, cuyos resultados se muestran en la tabla 5.4:

- Invierno: $\Delta h = c_{pah} \cdot \Delta T = 1.0126 \cdot (\Delta T)|_{ret-ext}$
- Verano: $\Delta h = c_{pah} \cdot \Delta T = 1.0126 \cdot (\Delta T)|_{ret-ext}$

c2.) Para calcular el volumen específico de las dos corrientes se aplica la siguiente ecuación:

$$v_e = \frac{R_a \cdot (T + 273)}{P_{as}} \quad (5.8)$$

donde "T" será T_{ext} o T_{ret} según la corriente que se esté calculando y R_a y P_{as} son las incógnitas:

- R_a :

$$R_a = \frac{R}{PM_a} \quad (5.9)$$

P_{Ma} es el peso molecular del aire seco. El aire húmedo está compuesto en fracción volumétrica, por N_2 (78.084%), O_2 (20.947%), Ar (0.934%), CO_2 , CO, SO_2 , SO_3 (0.03%) y trazas de Xe y Kr y una cantidad variable de H_2O .

Sin embargo, debido a que solo el H_2O cambia de fase, se considera que lo forma la mezcla de dos componentes; el aire seco y el agua. Por lo tanto, el peso molecular del aire seco M_{as} se calcula como el valor ponderado:

$$M_{as} = 0.78084 \cdot 28 + 0.209476 \cdot 32 + 0.00934 \cdot 39.9 + 0.003 \cdot 44.01 = 28.966 \text{ kgas/kmol} = 0.028966 \text{ kgas/mol.}$$

De tal manera que:

$$R_a = \frac{8,314 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}}{0,02897 \text{ kg}_{as}/\text{mol}} = 286.9865378 \text{ [J/(kg}_{as} \text{ K)]}$$

- P_{as} es la presión del aire seco que se calcula a través de esta ecuación:

$$P_{as} = Pa - P_v \quad (5.10)$$

siendo:

- P_a la presión total para una cierta altitud. Dicha altitud para la ciudad de Valladolid es de aproximadamente 735 m s. n. m. [32]

$$P_a = 101325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2559} \quad (5.11)$$

$$P_a = 101325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} \cdot 735)^{5,2559}$$

$$P_a = 92801 \text{ Pa} = 0.92801 \text{ bar} = 0.9158744132 \text{ atm}$$

- P_v es la presión de vapor. Como se ha supuesto una $x = 0.004 \text{ kg/kg}$ y la P_a ya se ha calculado y es $P_a = 91378 \text{ Pa}$, de la siguiente expresión despejo P_v :

$$x = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_a - P_v} \quad (5.12)$$

$$x \cdot (P_a - P_v) = 0,622 \cdot P_v$$

$$(x \cdot P_a) - (x \cdot P_v) = 0,622 \cdot P_v$$

$$(0,004 \cdot 91378) - (0,004 \cdot P_v) = 0,622 \cdot P_v$$

$$0,004 \cdot 91378 = 0,626 \cdot P_v$$

$$P_v = \frac{0,004 \cdot 91378}{0,626}$$

$$P_v = 683,88 \text{ Pa}$$

Finalmente sustituyendo en la ecuación 4.10 queda:

$$P_{as} = Pa - P_v$$

$$P_{as} = 91378 \text{ Pa} - 683,88 \text{ Pa}$$

$$P_{as} = 90694,12 \text{ Pa}$$

Una vez calculada la presión total (P_{as}) y conocida la constante específica del aire (R_a) ya se puede calcular el volumen específico de cada una de las dos corrientes (exterior o retorno) con la ecuación 5.8.

Tabla 5.2 Cálculo de la eficiencia, diferencia de entalpías sensibles y volumen específico en invierno.

T ext1 °C	T ret1 °C	Eficiencia	$\Delta h sens$ kJ/kgas	IMPULSIÓN		RETORNO	
				v_{ext} m3/kg	\dot{V}_{ext}/v_{ext} kg/s	v_{ret} m3/kg	\dot{V}_{ret}/v_{ret} kg/s
-9	23	0,334	32,40	0,835	0,898	0,937	0,400
-8	23	0,337	31,40	0,839	0,894		
-7	23	0,341	30,38	0,842	0,891		
-6	23	0,344	29,37	0,845	0,888		
-5	23	0,348	28,35	0,848	0,884		
-4	23	0,351	27,34	0,851	0,881		
-3	23	0,355	26,33	0,854	0,878		
-2	23	0,358	25,32	0,858	0,875		
-1	23	0,362	24,30	0,861	0,871		
0	23	0,365	23,29	0,864	0,868		
1	23	0,369	22,28	0,867	0,865		
2	23	0,372	21,26	0,870	0,862		
3	23	0,376	20,25	0,873	0,859		
4	23	0,379	19,24	0,877	0,856		
5	23	0,383	18,23	0,879	0,853		
6	23	0,386	17,21	0,883	0,849		
7	23	0,390	16,20	0,886	0,847		
8	23	0,393	15,19	0,889	0,844		
9	23	0,397	14,18	0,892	0,841		
10	23	0,400	13,16	0,896	0,838		
11	23	0,404	12,15	0,899	0,835		
12	23	0,407	11,14	0,902	0,832		
13	23	0,411	10,12	0,905	0,829		
14	23	0,414	9,11	0,908	0,826		
15	23	0,418	8,10	0,911	0,823		
16	23	0,421	7,09	0,915	0,820		
17	23	0,425	6,08	0,918	0,817		
18	23	0,428	5,06	0,921	0,815		
19	23	0,432	4,05	0,924	0,812		
20	23	0,435	3,04	0,927	0,809		
21	23	0,439	2,03	0,930	0,806		
22	23	0,442	1,01	0,934	0,803		

Tabla 5.3 Cálculo de la eficiencia, diferencia de entalpías sensibles y volumen específico en verano.

T ext1 °C	T ret1 °C	Eficiencia	$\Delta h sens$ kJ/kgas	IMPULSIÓN		RETORNO	
				v_{ext} m3/kg	\dot{V}_{ext}/v_{ext} kg/s	v_{ret} m3/kg	\dot{V}_{ret}/v_{ret} kg/s
24	23	0,442	1,01	0,9398	0,798	0,937	0,400
25	23	0,439	2,03	0,9430	0,795		
26	23	0,435	3,04	0,9461	0,793		
27	23	0,432	4,05	0,9493	0,790		
28	23	0,428	5,06	0,9525	0,787		
29	23	0,425	6,08	0,9556	0,785		
30	23	0,421	7,09	0,9588	0,782		
31	23	0,418	8,10	0,9620	0,779		
32	23	0,414	9,11	0,9651	0,777		
33	23	0,411	10,12	0,9683	0,774		
34	23	0,407	11,14	0,9715	0,772		
35	23	0,404	12,15	0,9746	0,769		
36	23	0,400	13,16	0,9778	0,767		
37	23	0,397	14,18	0,9809	0,765		
38	23	0,393	15,19	0,9841	0,762		
39	23	0,390	16,20	0,9873	0,759		
40	23	0,386	17,21	0,9904	0,757		

c.3.) Una vez conocidas la diferencia de entalpías sensibles y el volumen específico se puede aplicar la ecuación 5.6 y obtener la máxima energía sensible que se puede intercambiar en el proceso, teniendo en cuenta que como se observa en las tablas 5.2 y 5.3 el $[\dot{V}]_{min}$ corresponde a la corriente de retorno. Y una vez conocida ésta si la multiplicamos por su eficiencia correspondiente obtenemos la energía recuperada/real \dot{Q}_s , mostrándose en las tablas 5.4 y 5.5.

Tabla 5.4 Cálculo de la máxima energía intercambiada y la energía recuperado en invierno.

T ext1 °C	T ret1 °C	$\dot{Q}_{s\ max}$ kW	\dot{Q}_s kW
-9	23	12,9	4,3
-8	23	12,6	4,2
-7	23	12,2	4,1
-6	23	11,8	4,0
-5	23	11,4	3,9
-4	23	10,9	3,8
-3	23	10,5	3,7
-2	23	10,1	3,6
-1	23	9,7	3,5
0	23	9,3	3,4
1	23	8,9	3,3
2	23	8,5	3,1
3	23	8,1	3,0
4	23	7,7	2,9
5	23	7,3	2,8
6	23	6,9	2,7
7	23	6,5	2,6
8	23	6,1	2,4
9	23	5,7	2,3
10	23	5,3	2,1
11	23	4,9	1,9
12	23	4,5	1,8
13	23	4,6	1,7
14	23	3,7	1,5
15	23	3,2	1,4
16	23	2,8	1,2
17	23	2,4	1,0
18	23	2,0	0,9
19	23	1,6	0,7
20	23	1,2	0,5
21	23	0,8	0,4
22	23	0,4	0,2

Tabla 5.5 Cálculo de la máxima energía intercambiada y la energía recuperado en verano.

T ext1 °C	T ret1 °C	$\dot{Q}_{s\ max}$ kW _t	\dot{Q}_s kW _t
24	23	0,4	0,2
25	23	0,8	0,4
26	23	1,2	0,5
27	23	1,6	0,7
28	23	2,0	0,9
29	23	2,4	1,0
30	23	2,8	1,2
31	23	3,2	1,4
32	23	3,6	1,5
33	23	4,0	1,7
34	23	4,5	1,8
35	23	4,9	1,9
36	23	5,2	2,1
37	23	5,7	2,3
38	23	6,1	2,4
39	23	6,5	2,5
40	23	6,9	2,7

c.4.) Una vez que se tienen los kW_t recuperados los transformamos en kWh_t/año recuperados y se calcula también cual sería el coste de generar esta energía si no se utilizase el recuperador de calor, resultados mostrados en el siguiente capítulo.

Para calcular el coste:

- En invierno los kWh_t recuperados al año les multiplicamos por el precio al que está la biomasa (€/kWh_t).
- Pero en verano, para poder comparar económicamente, primero hay que transformar esta energía térmica recuperada (kWh_t) en energía eléctrica frigorífica para conocer la energía eléctrica que se ahorra en condiciones de verano al no ponerse en marcha el compresor de la máquina frigorífica. Se dispone de un coeficiente de producción frigorífica COP=3.5. Por tanto, se dividen los kWh_t entre 3,5 y obtenemos los kWh_e recuperados en verano y estos kWh_e les multiplicamos por el precio de la electricidad (€/kWh_e).

5.2 Cálculos Eléctricos

Para mover el aire a través de una extracción localizada o un sistema de ventilación general de un local es necesario aportar energía para vencer las pérdidas de carga del sistema. En la gran mayoría de los casos el aporte de energía proviene de máquinas denominadas ventiladores, ya que estos son capaces de mover el aire generando una depresión a su entrada y una sobrepresión a su salida que se encarga de impulsar el aire a través de un sistema conductos

Los ventiladores son las máquinas más usadas para producir el movimiento del aire en la industria. Su funcionamiento se basa en la entrega de energía mecánica al aire a través de un rotor que gira a alta velocidad y que incrementa la energía cinética del fluido, que luego se transforma parcialmente en presión estática.

Los ventiladores les hay de dos tipos: axiales o radiales, estos últimos son los que se emplean en un bloque quirúrgico. En los ventiladores radiales o también conocidos como ventiladores centrífugos el aire sale perpendicular al eje de giro del rodete y entra paralelo al eje de giro del rodete. Se emplean este tipo de ventiladores para superar las pérdidas que se generan en los conductos (pérdidas por fricción y pérdidas locales)

En este caso en el HCU se dispone de 2 ventiladores de caudal variable integrados cada uno dentro de una climatizadora:

- El primero corresponde al sistema de impulsión que tiene que ser capaz de mantener las necesidades exigidas por norma UNE EN 100713:2005 además de garantizar una sobrepresión determinada dentro del quirófano para evitar la entrada de corrientes de salas adyacentes. El modelo de ventilador es: TPF25C-2-2200W/Plug-Fan/SFP5.
- El segundo correspondiente al retorno cuya misión es evacuar el aire del interior del quirófano para que el aire se esté renovando constantemente y mantenga sus propiedades en los niveles de confort, pero manteniendo una sobrepresión en el interior que sea adecuada. El modelo de ventilador es: TPF25C-2-750W/Plug-Fan/SFP3

Por tanto, una vez que conocemos la cantidad de energía recuperada (energía térmica) se procede a calcular la energía eléctrica asociada al consumo adicional que tienen los ventiladores por pasar por las baterías del recuperador.

a) Cálculo de las constantes de las baterías de frío y calor del recuperador

Las constantes de las baterías relacionan el caudal con la raíz cuadrada de la pérdida de carga.

$$K = \frac{\dot{Q}}{\sqrt{\Delta P}} \quad (5.13)$$

Como se puede observar en la Figura 4.3 de los datos proporcionados por TROX de las baterías de frío y calor:

- En condiciones de invierno lo que nos proporcionan es el caudal que circula por cada una de las baterías (impulsión y retorno) y la pérdida de carga, si hacemos el cociente de ese caudal ente la raíz cuadrada de la pérdida de carga calculamos el valor de la constante de la batería de calor para impulsión y para retorno:

$$\text{Impulsión: } K = \frac{2894/3600 \text{ m}^3/\text{s}}{\sqrt{101} \text{ Pa}} = 0.08$$

$$\text{Retorno: } K = \frac{2459/3600 \text{ m}^3/\text{s}}{\sqrt{137} \text{ Pa}} = 0.06$$

- En cambio, en condiciones de verano solo nos proporcionan el caudal que circula por cada una de las baterías (impulsión y retorno). Pero sabemos que las baterías de frío y calor son iguales y que los caudales también los son por tanto no nos proporcionan los valores de las pérdidas de carga en verano porque son las mismas que en invierno.

b) **Cálculo del consumo mecánico del ventilador**

Una vez conocidas las constantes de las baterías podemos calcular la pérdida de carga de las mismas para nuestras condiciones de funcionamiento, porque recordemos que los valores proporcionados por TROX solo nos sirven de referencia, las necesidades del HCU son otras. El caudal de impulsión son 2700 m³/h y el de retorno 1350 m³/h.

$$\text{Impulsión: } \Delta P = \frac{(2700/3600 \text{ m}^3/\text{s})^2}{0.08^2} = 87.9 \text{ Pa}$$

$$\text{Retorno: } \Delta P = \frac{(1350/3600 \text{ m}^3/\text{s})^2}{0.06^2} = 41.3 \text{ Pa}$$

El consumo del ventilador es proporcional al producto del caudal por la pérdida de carga por lo que se puede relacionar el consumo con el caudal. Si se realiza análisis dimensional para demostrar esto vemos que de esta manera se calcularía el consumo para circulación de fluidos:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Trabajo}}{\text{Tiempo}} = \frac{\text{Fuerza} * \text{Desplazamiento}}{\text{Tiempo}} = \frac{\text{Masa} * \text{aceleración} * \text{desplazamiento}}{\text{Tiempo}}$$

$$[=] \frac{M * \frac{L}{T^2} * L}{T} = \frac{M * L^2}{T^3}$$

$$\frac{\text{Masa} * \text{aceleración} * \text{desplazamiento}}{\text{Tiempo}} = \frac{\text{Volumen} * \frac{\text{Masa}}{\text{Volumen}} * \text{Aceleración} * \text{Desplazamiento}}{\text{Tiempo}}$$

$$= \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}} * \frac{\text{Masa} * \text{Aceleración}}{\text{Volumen}} = \text{Caudal} * \frac{\text{Fuerza}}{\text{Superficie}} = \text{Caudal} * \text{Presión}$$

$$= \text{Potencia} [=] \frac{L^3}{T} * \frac{M * \frac{L}{T^2}}{L^2} = \frac{M * L^2}{T^3}$$

Por tanto:

$$W = \dot{Q} * \Delta P [=] \frac{\text{kg} * \text{m}^2}{\text{s}^3} = W = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}^2} = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \text{Pascales}$$

$$\text{Impulsión: } W = (2700/3600 \text{ m}^3/\text{s})^2 * 87.9 \text{ Pa} = 65.9 \text{ W}$$

$$\text{Retorno: } W = (1350/3600 \text{ m}^3/\text{s})^2 * 41.3 \text{ Pa} = 15.5 \text{ W}$$

El consumo mecánico total de los ventiladores es de: 81.4 kW

c) **Transformación de energía mecánica a energía eléctrica**

Una vez que se tienen los consumos mecánicos del ventilador asociados a las pérdidas de carga de las baterías del recuperador, les transformamos a consumos eléctricos ya que el ventilador va a tener un consumo mayor que el que aporta

mecánicamente, para ello se considera un rendimiento de transformación de 0.75 según la norma IEC 60034-30-1:2014 [33].

$$\text{Impulsión: } W = \frac{65.9 W}{0.75} = 87.9 W_e$$

$$\text{Retorno: } W = \frac{15.5 W}{0.75} = 20.7 W_e$$

Consumo eléctrico total de los ventiladores:

$$W = 108.6 W_e$$

Como actualmente en el HCU no se trabaja con by-pass este consumo adicional de los ventiladores por pasar por baterías del recuperador hay que considerarle ininterrumpido todo el año, se esté recuperando energía o no, por tanto, multiplicamos estos consumos por las 8760 horas que tiene un año y así tendríamos el consumo anual:

$$\text{Impulsión: } W = 0.0879 kW_e * 8760 \frac{h}{año} = 770.1 kWh_e/año$$

$$\text{Retorno: } W = 0.0207kW_e * 8760 \frac{h}{año} = 180.9 kWh_e/año$$

El consumo anual eléctrico de los dos ventiladores es de 951 kWh_e/año que si lo multiplico por el coste del kWh_e se sabe que el consumo anual eléctrico de los ventiladores por pasar por baterías es de 116.37€/año.

De la misma manera se calcula para cada temperatura de consigna el consumo anual eléctrico de los dos ventiladores si se realizara by-pass. Para ello primero se calcula para cada temperatura de consigna el número de horas que funciona el recuperador y se multiplican los kW_e que consumen los dos ventiladores por el número de horas que funciona el recuperador y así obtendríamos el consumo anual eléctrico de los ventiladores si se realizara by-pass. Por ejemplo, para la temperatura actual de consigna de 5 °C el recuperador funciona 6742 horas, por tanto:

$$\text{Impulsión: } W = 0.0879 kW_e * 6742 \frac{h}{año} = 592.6 kWh_e/año$$

$$\text{Retorno: } W = 0.0207kW_e * 6742 \frac{h}{año} = 139.6 kWh_e/año$$

Por tanto, el consumo anual eléctrico de los dos ventiladores realizando by-pass es de 732.2 kWh_e/año que si lo multiplico por el coste del kWh_e se sabe que el consumo anual eléctrico de los ventiladores por pasar por baterías es de 89.6 €/año.

De la misma manera se procede con el resto de las temperaturas de consigna, mostrándose los resultados en el siguiente capítulo.

d) **Cálculo del consumo de la bomba**

Se tiene un consumo de la bomba de 0.21 kW_e y como la bomba solo arranca cuando el recuperador está funcionando, tenemos que multiplicar estos kW_e por las horas en las que el recuperador está funcionando y así se obtienen los kWh_e/año de consumo de la bomba, que multiplicado por el precio del kW_e tendríamos el gasto anual. Esto se realiza para cada temperatura de consigna que se marque, mostrándose los resultados en el siguiente capítulo.

Una vez que ya se conocen:

- los ahorros térmicos anuales introducidos por el uso del recuperador
- y los consumos eléctricos de bomba y ventilador con y sin by-pass

Se realiza la diferencia y se obtienen los ahorros anuales para cada temperatura de consigna y así de esta manera se puede estudiar el efecto que tendría el by-pass y determinar las consignas óptimas de funcionamiento del sistema. Dichos resultados se muestran en el siguiente capítulo.

5.3 Emisiones de CO₂

La lucha contra el calentamiento global está en marcha, pero las altas cifras que se tienen en la actualidad de emisiones de dióxido de carbono no permiten ser muy optimistas en cuanto a la reducción de la contaminación de nuestra atmósfera.

El problema mejoraría de forma radical si los 10 países que más CO₂ arrojan a la atmósfera se tomaran en serio su reducción, ya que solo ellos generan el 72% de los gases invernadero. Cabe destacar que solo China, que se encuentra en el primer lugar del ranking de países emisores de CO₂, contamina tanto como Estados Unidos, India, Rusia y Japón juntos [34].

En este trabajo resulta interesante no solo obtener los ahorros energéticos y económicos si no también analizar el aspecto ambiental por las emisiones de CO₂ y así poder tener visión global bastante completa.

La reducción en las emisiones de CO₂ deriva de los coeficientes españoles que relacionan las emisiones con el consumo de fuentes de energía, siendo 0.331 kg CO₂/kWh_e para uso de electricidad y 0.018 kg CO₂/kWh_t para biomasa [35].

Por ello, vamos a calcular, de toda la energía recuperada para cada temperatura de consigna las emisiones de CO₂ que se estarían evitando arrojar a la atmósfera.

Para ello multiplicamos la energía térmica recuperada en invierno (kWh_t) por 0.018 kg CO₂/kWh_t y la energía térmica recuperada en verano a través del correspondiente consumo eléctrico (kWh_e) por 0.331 kg CO₂/kWh_e. Y de la misma manera para el consumo del ventilador y la bomba. Así de esta manera podemos ver los resultados en emisiones de CO₂. Estos resultados se presentan en el siguiente capítulo.

CAPITULO 6

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

6. Resultados y Discusión

6.1 Resultados Térmicos

En el epígrafe 5.1 se explicó el procedimiento para obtener la energía recuperada para cada diferencia de temperaturas. Si sumamos todos los valores obtenidos de esa energía recuperada (kWh_t) para cada diferencia de temperatura obtenemos la energía recuperada en todo el año (kWh_t).

Pero para ello, se introduce la condición de que solo se sumen aquellos valores para los cuales la diferencia de temperatura entre el exterior y el retorno es mayor que $5^\circ C$, pues debemos recordar que la temperatura de consigna del funcionamiento del recuperador ahora mismo que tiene establecida el HCU es de $5^\circ C$. Se repite este mismo proceso variando la temperatura de consigna para luego poder analizar si se está trabajando en las condiciones óptimas o si por el contrario resulta más interesante variar esa temperatura de consigna.

Una vez que se tienen los $kWh_t/año$ recuperados se calcula también cuál sería el coste de esta energía si no se utilizara el recuperador de calor así podemos saber cuánto se está ahorrando económicamente por usar este sistema.

Los valores obtenidos para cada temperatura de consigna son:

Tabla 6.1 *Energía recuperada al año*

	Energía recuperada/año	
	$kWh_t/año$	€/año
$\Delta T=1$	15.418	782,7
$\Delta T=2$	15.311	777,9
$\Delta T=3$	15.127	769,7
$\Delta T=4$	14.867	757,7
$\Delta T=5$	14.560	743,4
$\Delta T=6$	14.141	723,5
$\Delta T=7$	13.694	701,9

Vemos, como es lógico, que a medida que aumenta la temperatura de consigna la energía recuperada es menor, ya que el recuperador funciona menos horas.

Las horas de funcionamiento anuales del recuperador para cada temperatura de consigna y el % de las horas que representa sobre las 8760 horas del año son:

Tabla 6.2 *Horas de funcionamiento recuperador y % de horas que representa*

	Funcionamiento	
	horas	%
$\Delta T=1$	8343	95,2
$\Delta T=2$	7951	90,8
$\Delta T=3$	7545	86,1
$\Delta T=4$	7130	81,4
$\Delta T=5$	6742	77,0
$\Delta T=6$	6304	72,0
$\Delta T=7$	5905	67,4

Así mismo, es interesante conocer cuántas de esas horas anuales en las que el recuperador funciona, corresponden a verano y cuántas a invierno:

para así poder analizar cuando se establezca la temperatura óptima de consigna cuántas horas estaría funcionando el recuperador en ese caso y cuántas de ellas serían en modo calor y cuántas en modo frío. Estos valores están calculados en base al año meteorológico tipo de Valladolid que como se explicó en capítulos anteriores es con lo que se trabaja.

Tabla 6.3 Horas de funcionamiento recuperador y % de horas que representa en invierno y en verano

	Funcionamiento			
	invierno		verano	
	horas	%	horas	%
$\Delta T=1$	7486	89,7	857	10,3
$\Delta T=2$	7262	91,3	689	8,7
$\Delta T=3$	7028	93,1	517	6,9
$\Delta T=4$	6740	94,5	390	5,5
$\Delta T=5$	6466	95,9	276	4,1
$\Delta T=6$	6135	97,3	169	2,7
$\Delta T=7$	5810	98,4	95	1,6

Aquí se observa claramente como para la ciudad de Valladolid la mayoría de las horas de funcionamiento del recuperador de calor corresponden a invierno (demanda de calor).

A continuación, se calcula cuanta de esa energía recuperada reflejada en la tabla 6.1 corresponde a demanda de calor y cuanta corresponde a demanda de frío y de nuevo una vez que se tienen los kWh_t/año recuperados se calcula también cual sería el coste de generar esta energía si no se utilizara el recuperador de calor.

Tabla 6.4 Energía recuperada al año en verano e invierno

	Energía recuperada				
	Invierno		Verano		
	kWh _t /año	€	kWh _t /año	kWh _e /año	€
$\Delta T=1$	14.815	758,4	603,8	172,5	21,1
$\Delta T=2$	14.753	761,6	557,6	159,3	19,5
$\Delta T=3$	14.648	753,0	479,0	136,9	16,7
$\Delta T=4$	14.467	743,7	399,9	114,3	14,0
$\Delta T=5$	14.250	732,6	310,1	88,6	10,8
$\Delta T=6$	13.933	716,2	208,7	59,6	7,3
$\Delta T=7$	13.567	697,4	126,6	36,2	4,4

6.2 Resultados Eléctricos

Como se explicó en el capítulo anterior en el epígrafe 5.3 apartado f) el consumo actual anual de los dos ventiladores es de 951kWh_e/año que equivalían a un consumo de 116.37€/año. Este es el consumo que se tendría ahora mismo ya que no se realiza by-pass al recuperador cuando no está funcionando y por ello los ventiladores están soportando las pérdidas de carga al pasar por las baterías del recuperador las 8760 horas del año.

Pero no debemos olvidar que uno de los objetivos de este trabajo es estudiar el interés de realizar un by-pass físico cuando el recuperador no está funcionando, para así ahorrarnos ese consumo adicional de ventiladores de esas horas en las que no funciona el

recuperador derivando la corriente. Por tanto, a continuación, se calcula para las diferentes temperaturas de consigna cuánto de esos 951kWh_e/año pertenecen a las horas que el recuperador no funciona y de esa manera sabremos cuanto sería el ahorro en ventiladores si se realizara by-pass.

Tabla 6.5 Ahorro de ventiladores si se realizara by-pass

	Horas no funcionamiento	kWh _e /año	€/año
ΔT=1	417	45,3	5,5
ΔT=2	809	87,8	10,7
ΔT=3	1.215	131,9	16,1
ΔT=4	1.630	177,0	21,7
ΔT=5	2.018	219,1	26,8
ΔT=6	2.456	266,6	32,6
ΔT=7	2.855	309,9	37,9

Además, como se explicó también en el capítulo anterior, se tiene el consumo de la bomba, que solo va a existir cuando el recuperador está funcionando. Por tanto, multiplicamos el consumo de la bomba (0.21 kW_e) por las horas en las que el recuperador está funcionando para cada caso (horas representadas en la tabla 6.2), obteniendo así los consumos de la bomba para las distintas temperaturas de consigna:

Tabla 6.6 Consumo de la bomba para cada temperatura de consigna

	Consumo de la bomba	
	kWh _e /año	€
ΔT=1	1752,0	214,4
ΔT=2	1669,7	204,3
ΔT=3	1584,5	193,9
ΔT=4	1497,3	183,2
ΔT=5	1415,8	173,3
ΔT=6	1323,8	162,0
ΔT=7	1240,1	151,7

Por tanto, ya se conocen los consumos de los ventiladores más la bomba trabajando como en la actualidad (sin realizar by-pass) y realizando by-pass:

Tabla 6.7 Consumo del ventilador y bomba para cada temperatura de consigna con by-pass y sin by-pass

	Consumo de ventilador + bomba			
	Sin by-pass		Con by-pass	
	kWh _e /año	€	kWh _e /año	€
ΔT=1	2703,0	330,8	2657,7	325,2
ΔT=2	2620,7	320,7	2532,9	309,9
ΔT=3	2535,4	310,3	2403,5	294,1
ΔT=4	2448,3	299,6	2271,3	277,9
ΔT=5	2366,8	289,6	2147,7	262,8
ΔT=6	2274,8	278,4	2008,2	245,7
ΔT=7	2191,0	268,1	1881,1	230,2

6.3 Comparación de ahorros térmicos y eléctricos

Como se explicó en el capítulo anterior, una vez que ya se conocen:

- los ahorros energéticos anuales (tabla 6.1) gracias al uso del recuperador.
- y los consumos eléctricos de ventilador y bomba con y sin by-pass (tabla 6.7).

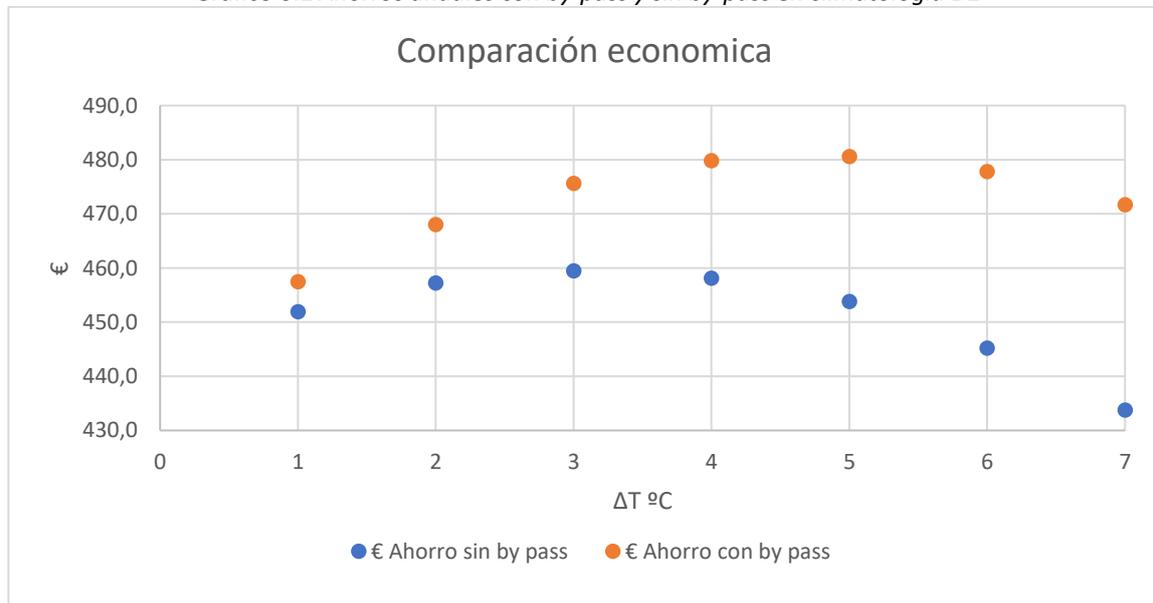
Se obtienen los ahorros anuales:

Tabla 6.8 Ahorros anuales con by-pass y sin by-pass

	€ Ahorro sin by-pass	€ Ahorro con by-pass	Diferencia
$\Delta T=7$	433,8	471,7	37,9
$\Delta T=6$	445,2	477,8	32,6
$\Delta T=5$	453,8	480,6	26,8
$\Delta T=4$	458,1	479,8	21,7
$\Delta T=3$	459,5	475,6	16,1
$\Delta T=2$	457,2	468,0	10,7
$\Delta T=1$	451,9	457,5	5,5

Se observa y quedaría demostrado el interés de realizar bypass físico al recuperador de calor, aunque las diferencias económicas no son muy significativas. En estos momentos tal y como trabaja el HCU con una temperatura de consigna de funcionamiento de 5 °C si se realizara by-pass se ahorrarían 26.8 € más por quirófano que por 18 quirófanos que tiene el HCU supondría un ahorro anual de 482.4€ más que sin realizar by-pass. Además, si se representa esto gráficamente:

Gráfico 6.1 Ahorros anuales con by-pass y sin by-pass en climatología D2



Observamos que:

- Si se opta por hacer by-pass la temperatura de consigna que el HCU tiene ahora establecida sería la correcta, (5 °C), pues en la curva naranja se observa que ese sería el punto económicamente más rentable (480.6€/quirófano) que por 18 quirófanos supondría un ahorro de 8650.8€/anuales.
- En cambio, si se decidiera seguir trabajando sin by-pass la consigna de funcionamiento de 5 °C no sería la óptima, se debería de bajar a 3 °C, siendo esta

la temperatura de consigna más rentable económicamente, como se puede observar en la curva azul (459.5€/quirófano) que por 18 quirófanos supondría un ahorro de 8271€/anuales.

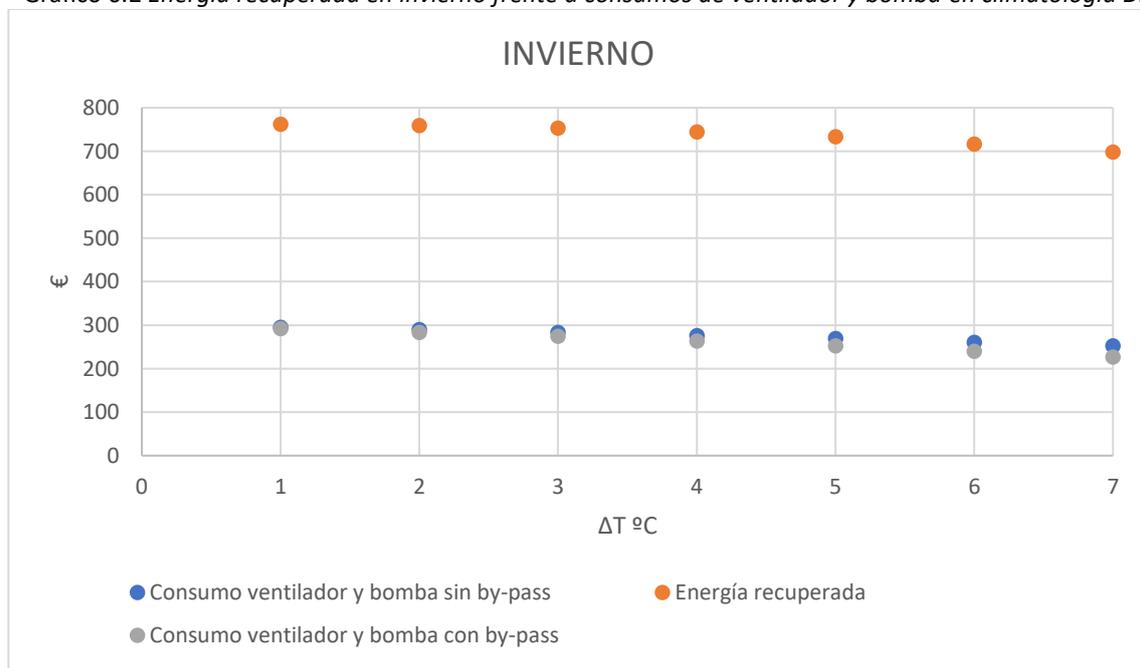
También resulta interesante poder analizar qué diferencias existen entre verano e invierno. Pero para poder representar la energía recuperada frente a los consumos de ventilador y bomba en verano y en invierno primero tenemos que conocer cuánto de ese consumo que se mostraba en la tabla 6.7 corresponde a demanda de calor y cuanto corresponde a demanda de frío:

Tabla 6.9 Consumos de ventilador y bomba en invierno y en verano con by-pass y sin by-pass

	Consumos de ventilador más bomba			
	sin by-pass		con by-pass	
	€/verano	€/invierno	€/verano	€/invierno
$\Delta T=1$	35,9	294,9	33,4	291,8
$\Delta T=2$	31,5	289,1	26,9	283,1
$\Delta T=3$	27,1	283,1	20,2	274,0
$\Delta T=4$	23,9	275,7	15,2	262,7
$\Delta T=5$	20,9	268,7	10,8	252,1
$\Delta T=6$	18,2	260,2	6,6	239,2
$\Delta T=7$	16,3	251,8	3,7	226,5

Con estos datos ya se puede representar gráficamente la energía que se recupera en invierno (tabla 6.4) frente al consumo de ventilador y bomba sin by-pass y con by-pass:

Gráfico 6.2 Energía recuperada en invierno frente a consumos de ventilador y bomba en climatología D2

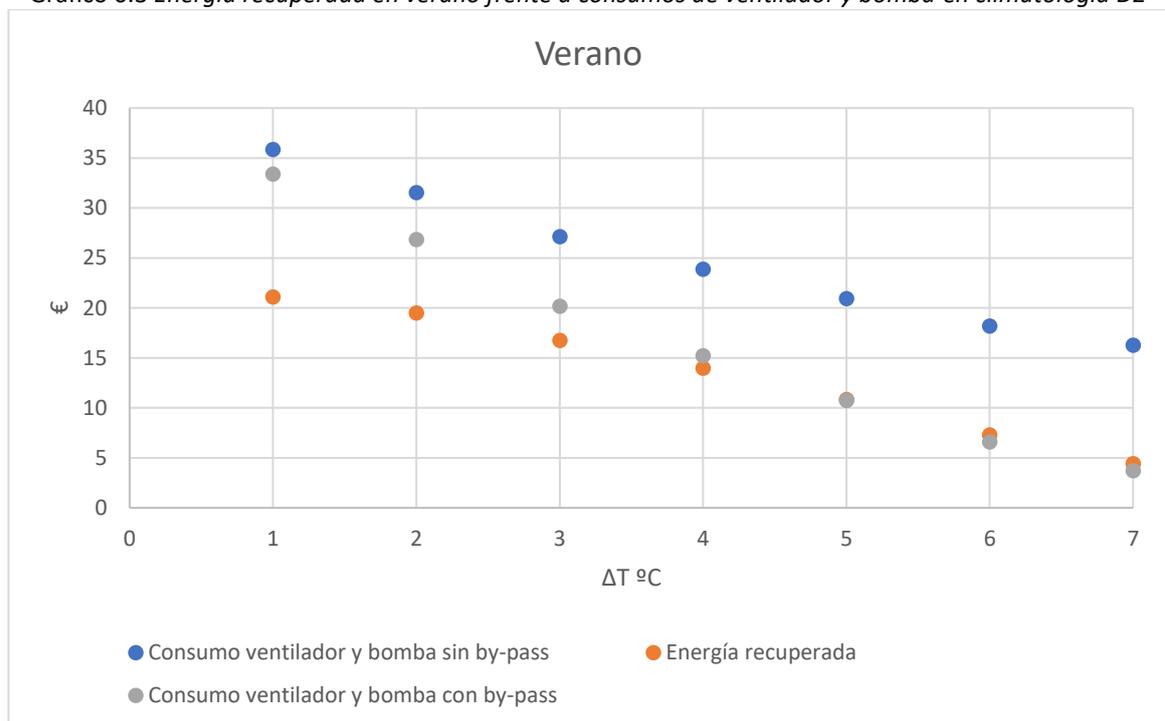


Podemos observar que en invierno:

- Es interesante el uso del recuperador de calor. Vemos que en todo momento se recupera más energía que el consumo que se tiene de ventilador y bomba independientemente de si se realiza o no by-pass.
- Como ya se analizó en el gráfico 6.1 siempre es más interesante realizar by-pass aunque las diferencias económicas existentes no sean muy significativas.
- A medida que aumenta el ΔT , como es lógico, se reduce el tiempo en el que opera el recuperador, operando más tiempo el by-pass, incrementando por tanto la diferencia en los consumos. Los resultados son coherentes.

De la misma manera se realiza para verano, la siguiente gráfica muestra la energía que se recupera en verano (tabla 6.4) frente al consumo de ventilador y bomba sin by-pass y con by-pass:

Gráfico 6.3 Energía recuperada en verano frente a consumos de ventilador y bomba en climatología D2

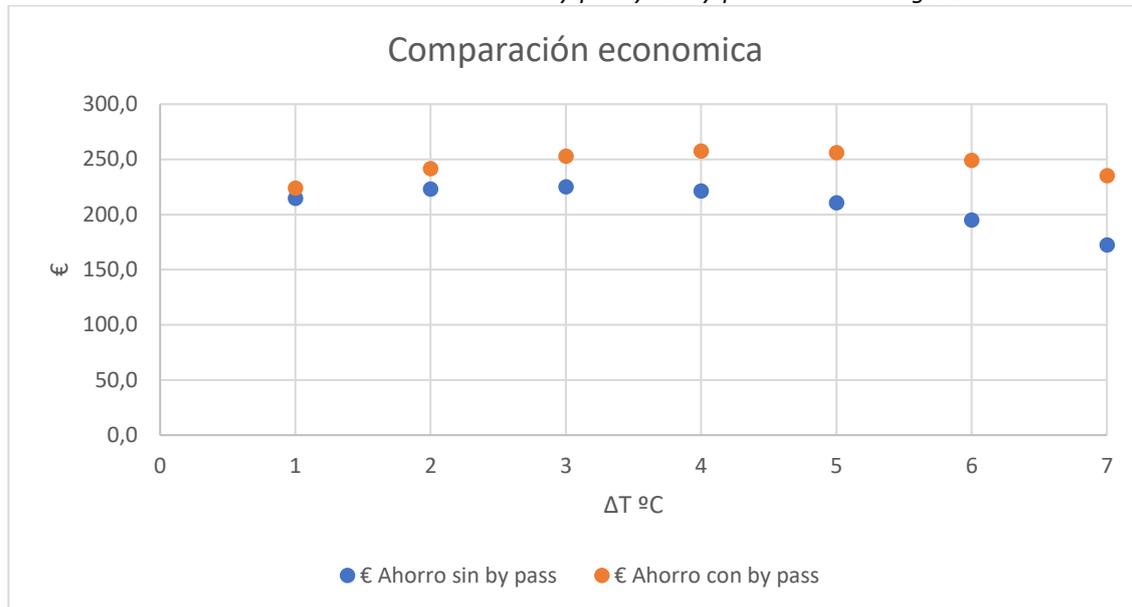


Podemos observar que en verano:

- Sin by-pass se está recuperando menos energía de lo que se gasta en ventilador y bomba, por tanto, ahora mismo trabajar sin by-pass en verano no resulta económicamente rentable. Por ejemplo, tal y como funciona ahora la instalación, para una temperatura de consigna de 5°C por ahorrarnos aproximadamente 10.8€ por pasar por el recuperador nos estamos gastando 21€ en ventilador y bomba.
- En cambio, si trabajamos con by-pass, vemos que a partir de la temperatura de consigna de 5°C se empieza a recuperar más energía que consumo eléctrico se tiene. Por ejemplo, para la $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ nos ahorraríamos por pasar por recuperador 10.84€ y gastamos en ventilador y bomba 10.75€, empieza a ser económicamente rentable.
- Por todo lo anterior, en verano, se tiene que realizar by-pass al recuperador de calor, ya que lo contrario no sería económicamente rentable.

Si se realiza este mismo estudio para una climatología totalmente opuesta como puede ser la climatología A4 existente en Almería, se obtienen los siguientes resultados:

Gráfico 6.4 Ahorros anuales con by-pass y sin by-pass en climatología D4

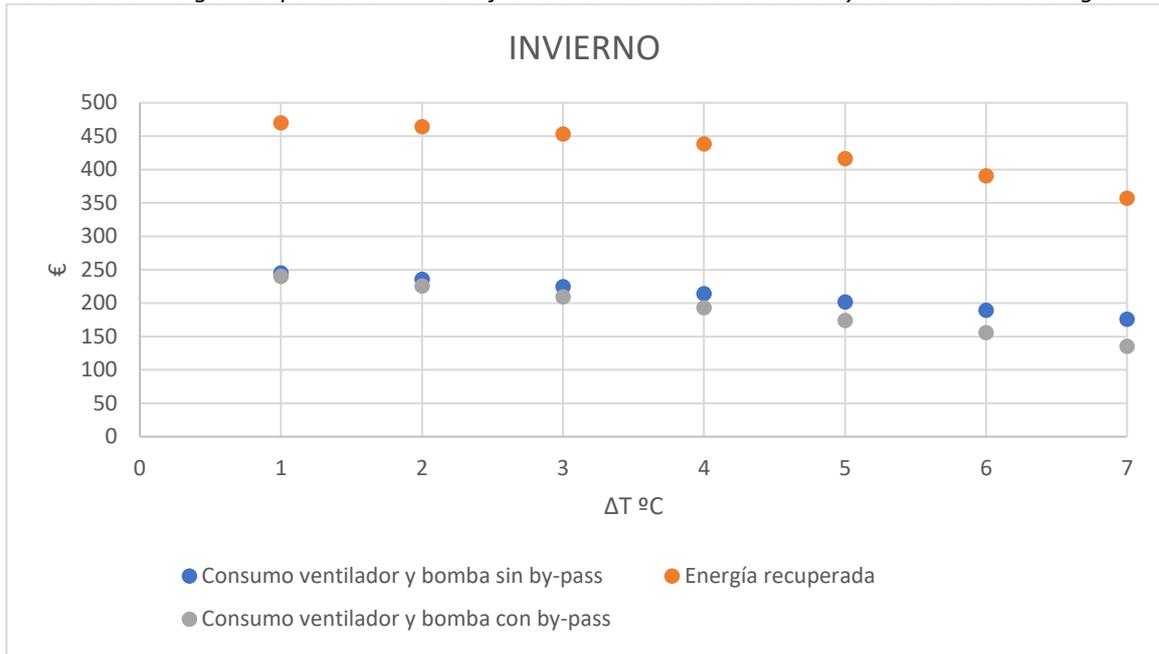


Observamos que:

- Para esta climatología si se opta por trabajar con by-pass la temperatura de consigna óptima sería de 4 °C, pues en la curva naranja se observa que ese sería el punto económicamente más rentable.
- En cambio, si se decidiera trabajar sin by-pass la consigna de funcionamiento de óptima sería igual que en la climatología D2 de 3 °C, siendo esta la temperatura de consigna más rentable económicamente, como se puede observar en la curva azul.
- Por otro lado observamos como los ahorros económicos son menores respecto a la climatología D2, debido a que el recuperador funciona menos horas en Almería que en Valladolid por tanto se recupera menos energía y se tienen menos consumos de ventilador y bomba. Pero existe más diferencia económica de trabajar sin by-pass a trabajar con él, esto es algo lógico ya que en Almería trabaja menos horas el recuperador y por tanto estamos ahorrando más consumo adicional del ventilador cuando hacemos by-pass. Por ejemplo, para una $T=5$ °C en Valladolid teníamos una diferencia de 26.8€ y en Almería de 45.4€

Se representa gráficamente la energía que se recupera en invierno frente al consumo de ventilador y bomba sin by-pass y con by-pass:

Gráfico 6.5 Energía recuperada en invierno frente a consumos de ventilador y bomba en climatología D4

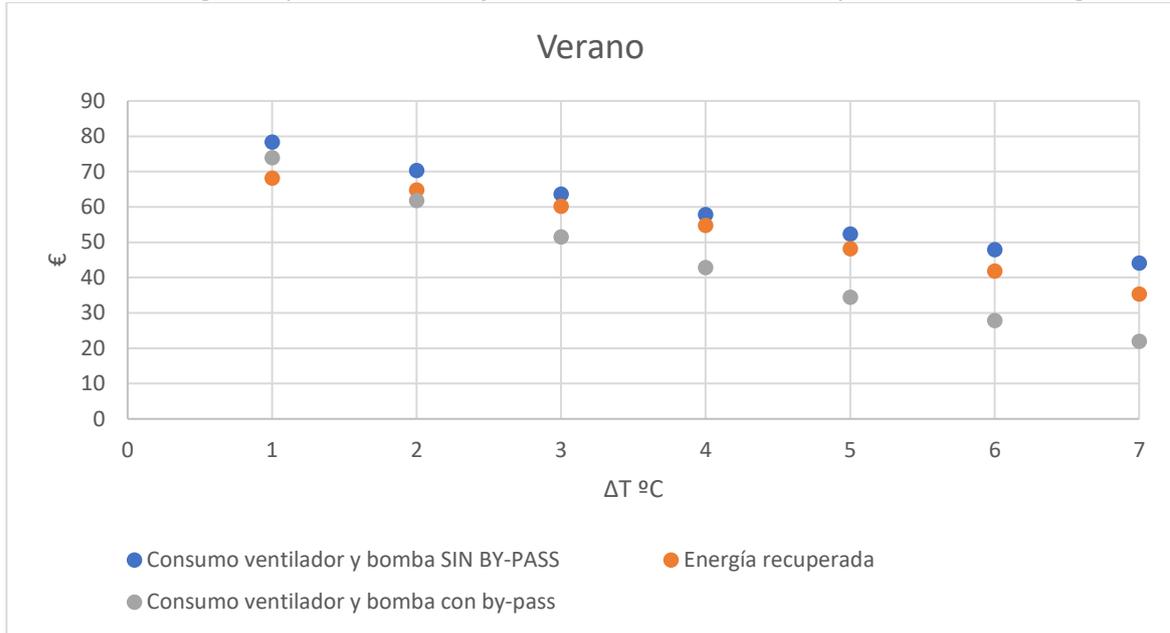


Podemos observar que en invierno:

- De la misma manera que para la climatología D2 es interesante el uso del recuperador de calor. Vemos que en todo momento se recupera más energía que el consumo que se tiene de ventilador y bomba independientemente de si se realiza o no by-pass.
- Como ya se analizó en el gráfico 6.4 siempre es más interesante realizar by-pass aunque las diferencias económicas existentes no sean muy significativas.
- A medida que aumenta el ΔT , como es lógico, se reduce el tiempo en el que opera el recuperador, operando más tiempo el by-pass, incrementando por tanto la diferencia en los consumos. Los resultados son coherentes.
- Se observa que los valores son menores que para la climatología D2 porque el recuperador de calor en Almería funciona menos horas en invierno que en Valladolid.

De la misma manera se realiza para verano, la siguiente gráfica muestra la energía que se recupera en verano frente al consumo de ventilador y bomba sin by-pass y con bypass:

Gráfico 6.6 Energía recuperada en verano frente a consumos de ventilador y bomba en climatología D4



Podemos observar que en verano:

- Sin by-pass se está recuperando menos energía de lo que se gasta en ventilador y bomba, por tanto, para esta climatología trabajar sin by-pass en verano tampoco resulta económicamente rentable.
- En cambio, si trabajamos con by-pass, vemos que a partir de la temperatura de consigna de 2 °C se empieza a recuperar más energía que consumo eléctrico se tiene. Por ejemplo, para la $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$ nos ahorraríamos por pasar por recuperador 64.8€ y gastamos en ventilador y bomba 61.8€, empieza a ser económicamente rentable.
- Por todo lo anterior, en verano, se tiene que realizar by-pass al recuperador de calor, ya que lo contrario no sería económicamente rentable.
- Al contrario que en invierno aquí se observa que los valores son mayores que para la climatología D2 porque el recuperador de calor en Almería funciona mas horas en verano que en Valladolid.

6.4 Emisiones de CO₂

Otra forma interesante de representar los resultados como se comentó en el capítulo anterior es analizando el aspecto ambiental por las emisiones de CO₂, debido a la importancia que tiene hoy en día este tema.

En la siguiente tabla se muestran los ahorros de emisiones de CO₂ debidos a la energía térmica recuperada por el equipo en invierno y los ahorros de emisiones de CO₂ debidos a la energía eléctrica derivada de la energía térmica recuperada por el equipo en verano.

Tabla 6.10 Ahorros de emisiones de CO₂ debido a la energía recuperada por el equipo en invierno y en verano

	kg CO ₂ /año		
	invierno	verano	totales
ΔT=1	266,7	57,1	323,8
ΔT=2	265,6	52,7	318,3
ΔT=3	263,7	45,3	309,0
ΔT=4	260,4	37,8	298,2
ΔT=5	256,5	29,3	285,8
ΔT=6	250,8	19,7	270,5
ΔT=7	244,2	12,0	256,2

Y en la siguiente tabla se muestran las emisiones de CO₂/año que se estarían emitiendo a la atmósfera por el consumo generado la bomba y por el ventilador con y sin by-pass:

Tabla 6.11 Emisiones de CO₂ por el consumo de ventilador y bomba

	kg CO ₂ /año	
	Sin by-pass	Con by-pass
ΔT=1	894,7	879,7
ΔT=2	867,4	838,4
ΔT=3	839,2	795,6
ΔT=4	810,4	751,8
ΔT=5	783,4	710,9
ΔT=6	753,0	664,7
ΔT=7	725,2	622,6

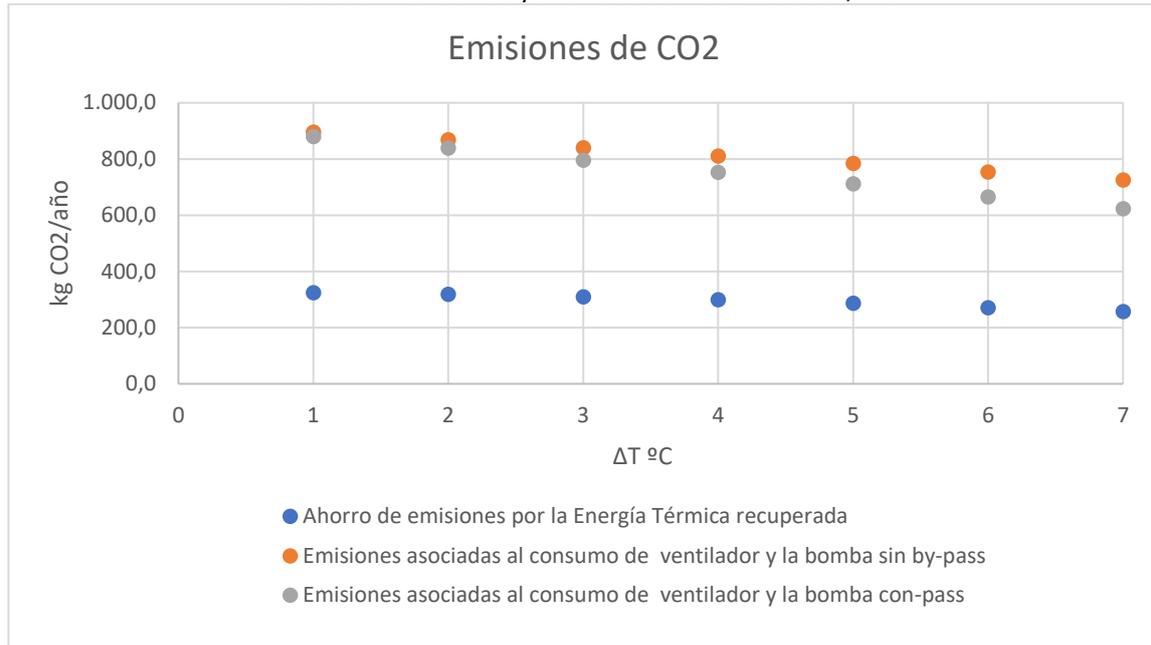
Y en la tabla 6.12 se muestran cuántas de estas emisiones de CO₂ de la tabla 6.11 se estarían emitiendo a la atmósfera en invierno y en verano:

Tabla 6.12 Emisiones de CO₂ por el consumo de ventilador y bomba en invierno y en verano

	kg CO ₂ /año			
	sin by-pass		con by-pass	
	verano	invierno	verano	invierno
ΔT=1	97,0	797,7	90,4	789,3
ΔT=2	85,3	782,1	72,7	765,7
ΔT=3	73,4	765,8	54,5	741,1
ΔT=4	64,6	745,8	41,1	710,7
ΔT=5	56,6	726,8	29,1	681,8
ΔT=6	49,2	703,8	17,8	646,9
ΔT=7	44,0	681,2	10,0	612,6

Primero se representan los ahorros de emisiones de CO₂ debidos a la energía térmica recuperada por el equipo frente a las que estamos emitiendo por el consumo de ventilador y bomba:

Gráfico 6.7 Consumos y ahorros de emisiones de CO₂/año

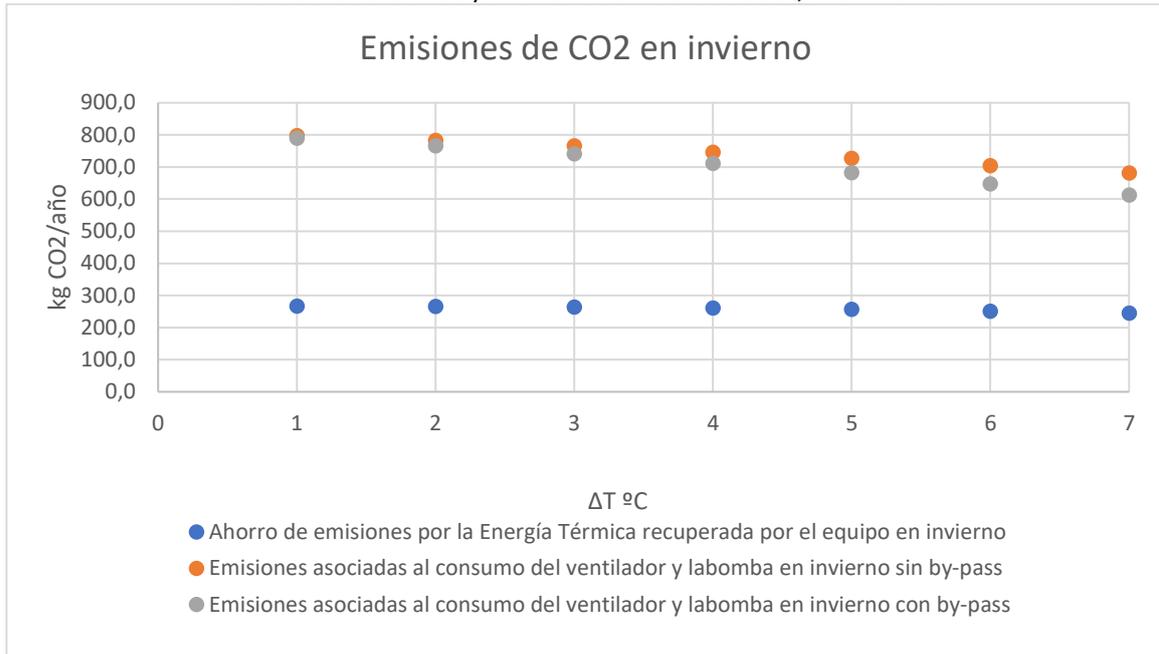


Como podemos observar en el gráfico 6.7, los puntos azules representarían los kg CO₂/año que no estamos ahorrando emitir a la atmósfera al usar el recuperador de calor y los puntos naranjas y grises los kg CO₂/año que se estarían emitiendo debido al consumo del ventilador y la bomba. Por tanto, vemos que las misiones de CO₂ que se generan por los consumos de ventiladores y bomba al poner en marcha el recuperador de calor son mucho mayores que las emisiones que nos ahorramos por el hecho de utilizar el recuperador de calor.

Esto es debido a que, aunque la energía que se recupera es mucho mayor que la que se consume la mayor parte de la energía recuperada es en invierno y el coeficiente térmico que relaciona las emisiones con el consumo de energía es mucho menor que el coeficiente eléctrico.

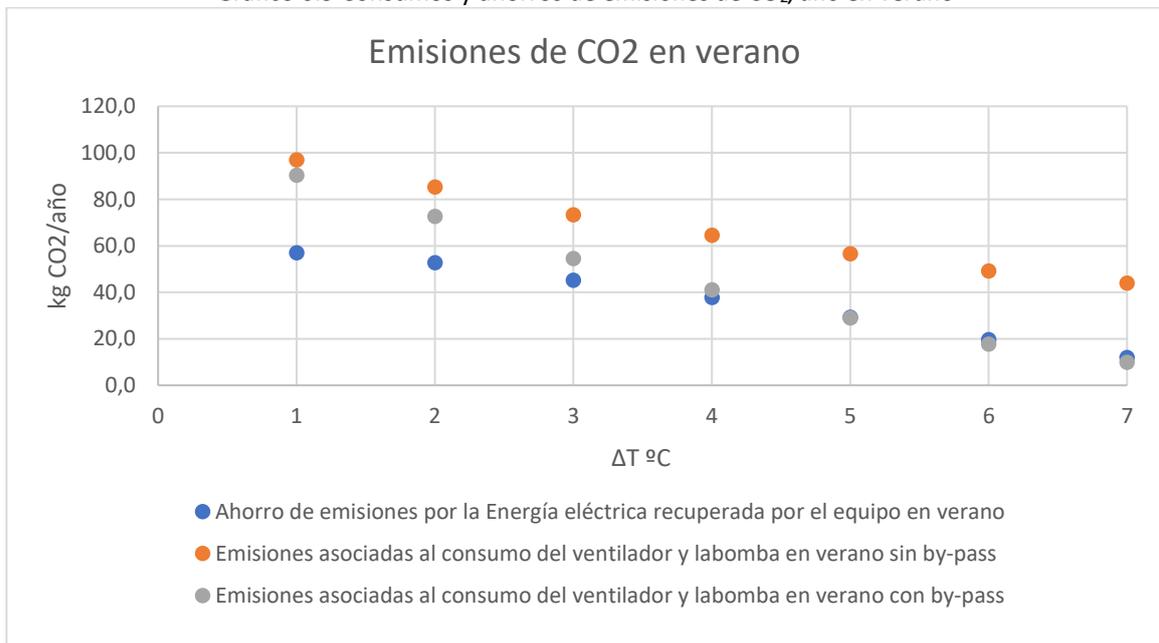
Por otro lado, ahora se representan las emisiones de CO₂ que no se estarían emitiendo a la atmósfera por trabajar con el recuperador de calor frente a las que estamos emitiendo por el consumo de ventilador y bomba en invierno y en verano:

Gráfico 6.8 Consumos y ahorros de emisiones de CO₂/año invierno



En este gráfico 6.8 se observa lo mismo que en el anterior porque la mayoría de la energía recuperada es en invierno, en cambio si observamos el gráfico para verano:

Gráfico 6.9 Consumos y ahorros de emisiones de CO₂/año en verano



En el gráfico 6.9 se observa que, aunque el análisis sigue siendo desfavorable porque las emisiones de CO₂ que se generan por los consumos de ventiladores y bomba siguen siendo mayores que los ahorros de emisiones debidos a la energía térmica recuperada por el equipo, para una T > 5 °C si se trabajara con by-pass la lectura empezaría a ser la contraria.

Pero hay que recordar que como se mostraba la tabla 6.3 el recuperador en modo verano representa una mínima parte (4.1%) de las horas su funcionamiento. Por tanto, el análisis en aspectos ambientales por las emisiones de CO₂, resulta desfavorable.

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7. Conclusiones y Trabajos futuros:

Una vez realizado el estudio propuesto, se resumen por una parte las conclusiones de todo el trabajo y las posibles líneas de trabajo que quedan abiertas tras este estudio.

7.1 Conclusiones

- Queda demostrado el interés de realizar by-pass al recuperador de calor en los periodos de tiempo donde no está funcionando. Justificando de esta manera el interés de la instalación de sistemas que permitan evitar el paso del aire de renovación a través del intercambiador cuando este no nos permita alcanzar ahorros térmicos relevantes.
- Al comparar los ahorros térmicos frente a los consumos eléctricos adicionales introducidos por el ventilador y la bomba se verifica que la temperatura de consigna de funcionamiento del recuperador que ahora mismo tiene establecida el HCU de 5 °C es la óptima si se realiza by-pass al recuperador, en caso contrario de no realizarse, que es como se está trabajando en la actualidad, se debería de bajar esa temperatura de consigna a 3 °C obteniéndose así los máximos ahorros.
- Con el análisis del funcionamiento del recuperador en invierno y en verano queda demostrado que en verano no resulta rentable ni energética ni económicamente trabajar sin by-pass, porque se está recuperando menos energía que el consumo eléctrico que se tiene en ventilador y bomba.
- Al realizar el mismo estudio sobre una climatología opuesta, queda demostrado que:
 - Es extensible a toda la península ibérica:
 - El interés de realizar by-pass al recuperador de calor en los periodos de tiempo donde no está funcionando.
 - En verano no resulta rentable ni energética ni económicamente trabajar sin by-pass.
 - La temperatura óptima de consigna de funcionamiento del recuperador va a depender de la climatología, pero siempre va a ser una consigna superior si se trabaja con by-pass.
 - En Almería se establecería una temperatura de consigna de funcionamiento de 4 °C en invierno y de 2 °C en verano para trabajar con by-pass, mientras que en Valladolid sería de 5 °C para ambos casos.
- La lectura obtenida en el estudio de emisiones CO₂ parece, en una primera aproximación, opuesta al ahorro energético. Esto es así porque, aunque el recuperador de calor introduce un ahorro térmico, siendo actualmente suministrada la energía térmica al HCU desde la red de calor por Biomasa de la UVa, las emisiones asociadas al uso de este combustible son prácticamente despreciables frente a las derivadas del uso de la energía eléctrica. Los resultados en términos de emisiones diferirían si el origen de la energía eléctrica fuera renovable en mayor proporción.

7.2 Trabajos futuros

La relevancia de los resultados del trabajo pone de manifiesto la necesidad de estudiar:

- El ahorro que puede introducirse mediante el by-pass, así como identificar las consignas óptimas de funcionamiento. Por ello se propone extender el estudio a otros tipos de recuperadores de calor, en concreto a los más usuales (recuperador de placas y rotativo) encontrándose estos también en otros edificios de la Uva en concreto en el Edificio Lucía y en el Induva respectivamente.

- El coste económico que supondría realizar un cambio en las instalaciones existentes para trabajar con by-pass y su amortización. Y por consecuencia extender este estudio para las nuevas configuraciones de las UTA's en diseño.

Otra línea de investigación consistiría en valorar si a lo largo de todo el año es necesario soportar las pérdidas de carga de todas y cada una de las baterías de la UTA. Es decir, al igual que en este trabajo se ha estudiado el interés de realizar by-pass a las baterías del recuperador, sería interesante estudiar el poder realizar by-pass a todas aquellas baterías de la UTA que no sean necesarias y que están generando una pérdida de carga constante cuando no está funcionando el recuperador traduciéndose en consumos de ventilación.

CAPITULO 8

BIBLIOGRAFÍA

8. Bibliografía

- [1] «Inmaculada Rodríguez Cantalapiedra, Ana M^a Lacasta Palacio. Rehabilitación Energética en Edificaciones», 2010.
- [2] Endesa, «Informe de Comportamiento Energético de las Empresas Españolas», p. 117, 2017.
- [3] «Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico.» [En línea]. Disponible en: <https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/el-proceso-internacional-de-lucha-contra-el-cambio-climatico/la-union-europea/>. [Accedido: 16-may-2020].
- [4] «Ramos, J. J. (2018). Grandes demandas de energía: Hospitales.» [En línea]. Disponible en: <https://bioenergyinternational.es/1621-2/>. [Accedido: 25-may-2020].
- [5] «United Nations, “World Urbanization Prospects: Highlights. 2014 Revision”. ISBN 978-92-1-151517-6. 2014.» .
- [6] «EU Commission, “Indoor air pollution: new EU research reveals higher risks than previously thought”. European Commission - IP/03/1278. 2003.» .
- [7] «Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., “Calidad de ambientes interiores”. Editorial Thomson. ISBN 84-9732-540-0. Madrid 2007.» .
- [8] «Norma UNE 171330:2008: Calidad de ambiente en interiores, AENOR, Madrid.» .
- [9] «Centros para el Control y la Prevención de Enfermedades (Centers for Disease Control and Prevention CDC, USA).» [En línea]. Disponible en: <http://www.cdc.gov/>. [Accedido: 12-abr-2020].
- [10] *Rey Martínez F.J., Velasco Gómez E., «Eficiencia energética en edificios». Editorial Thomson. ISBN 84-9732-419-6. Madrid 2006. .*
- [11] «Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) R.D. 1027/2007. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía», 2007.
- [12] «UNE 100713:2005 Instalaciones de Acondicionamiento de Aire en hospitales. AENOR».
- [13] «UNE-EN ISO 14644-1:2015. Salas limpias y locales anexos controlados. Parte 1: Clasificación de la limpieza del aire mediante la concentración de partículas.»
- [14] «S&P: Ventilación eficiente para una mejor calidad del aire.» [En línea]. Disponible en: <https://www.solerpalau.com/es-es/>. [Accedido: 03-abr-2020].
- [15] P. Mert y S. Riffat, «A comprehensive review of heat recovery systems for building applications», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 47, pp. 665-682, 2015.
- [16] «Ministerio de Industria, Turismo y Comercio y Ministerio de Vivienda de España, “Real Decreto 1027/2007: Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios”.»
- [17] «Airtècnics. Cortinas de aire - Ventilación industrial». [En línea]. Disponible en: <https://www.airtecnics.com/>. [Accedido: 01-may-2020].
- [18] *Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR): Guía técnica de instalaciones de climatización con equipos autónomos. ISBN: 9788496680616. .*
- [19] «Guía técnica IDAE. Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de

- climatización.» [En línea]. Disponible en: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_09_Guia_tecnica_ahorro_y_recuperacion_de_energia_en_instalaciones_de_climatizacion_dd65072a.pdf. [Accedido: 30-may-2020].
- [20] «Chapter 26. Air To Air Energy Recovery Equipment. ASHRAE». [En línea]. Disponible en: http://arco-hvac.ir/wp-content/uploads/2016/06/s16_ch26_i.pdf. [Accedido: 30-may-2020].
- [21] C. Zeng, S. Liu, y A. Shukla, «A review on the air-to-air heat and mass exchanger technologies for building applications», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 75, n.º November 2016, pp. 753-774, 2017.
- [22] «Mardiana-Idayu A, Riffat SB. Review on heat recovery technologies for building applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:1241–55.»
- [23] «A. S. H. Rae, B. R. W. Besant, P. Eng, C. J. Simonson, and D. Ph, “Air-To-Air Energy Recovery,” no. May, 2000.»., p. 2000, 2000.
- [24] «Vali A, Simonson CJ, Besant RW, Mahmood G. Numerical model and effectiveness correlations for a run-around heat recovery system with combined counter and cross flow exchangers. *Int J Heat Mass Transf* 2009;52:5827–40.»
- [25] «Catálogo Nacional de Hospitales 2019. MINISTERIO DE SANIDAD, CONSUMO Y BIENESTAR SOCIAL. Gobierno de España.»., 2019. [En línea]. Disponible en: https://www.mscbs.gob.es/ciudadanos/prestaciones/centrosServiciosSNS/hospitales/docs/CNH_2019.pdf. [Accedido: 17-may-2020].
- [26] «IPSON. Soluciones de eficiencia Energética para hospitales.» [En línea]. Disponible en: <https://www.ipsom.com/>. [Accedido: 25-mar-2020].
- [27] «Montero, S et al. (2010). Eficiencia energética de Edificios Residenciales. Documents InnoCons 2010.»., 2009. [En línea]. Disponible en: http://www.ccoc.cat/innocons/99_pdf/gp5.pdf.
- [28] V. M. de F. B. Galvão, *Trabajo fin de Master: Estudio de mejora del consumo energético de un hospital a través de una estrategia de setback en los quirófanos*. 2019.
- [29] Ministerio de Sanidad y Política Social., «Bloque Quirúrgico Estándares y recomendaciones. Informes, estudios e investigación.»., 2009. [En línea]. Disponible en: <https://www.mscbs.gob.es/organizacion/sns/planCalidadSNS/docs/BQ.pdf>.
- [30] «CTE, “Documento Básico HE. Ahorro de energía,” 2017.» .
- [31] «UNE-EN 308:1997 Intercambiadores de calor: procedimientos para determinar las prestaciones de los recuperadores de calor aire/aire y aire/gases de combustión.» .
- [32] «DATOS AEMET». [En línea]. Disponible en: <https://datosclima.es/Aemethistorico/Estaciones.php>. [Accedido: 24-may-2020].
- [33] «IEC 60034-30-1:2014. Rotating electrical machines - Part 30-1: Efficiency classes of line operated AC motors.»., 2014.
- [34] «Emisiones de CO2». [En línea]. Disponible en: <https://datosmacro.expansion.com/energia-y-medio-ambiente/emisiones-co2>. [Accedido: 22-jun-2020].
- [35] IDAE, «Factores de Emisión de CO2 y coeficientes de paso a energía primaria de

diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios de España.»,
2016. [En línea]. Disponible en:
https://energia.gob.es/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros documentos/Factores_emision_CO2.pdf. [Accedido: 22-jun-2020].