

**RECUPERACIÓN DE CALOR DEL AIRE DE EXTRACCIÓN
MEDIANTE CIRCUITO FRIGORÍFICO.**

Autores: Eva M^a Albarracín / Javier Sanabria / Agustín Maillo
Ponente: Agustín Maillo Pérez
Empresa: CIATESA

1. INTRODUCCIÓN

El incremento de la demanda de energía y de las emisiones de CO₂ a la atmósfera trae, como ya es conocido, el aumento del efecto invernadero. Para paliar este problema se han desarrollado iniciativas y normativas como el Protocolo de Kyoto, la Directiva 2002/91/CE de eficiencia energética de los edificios que ha derivado en la implantación del Código Técnico de la Edificación y, en un futuro próximo, el nuevo Reglamento de Instalaciones Térmicas (RITE) que constituye el marco normativo sobre las exigencias básicas que deben cumplir las instalaciones de climatización.

Desde el punto de vista de bienestar e higiene en el RITE se marca el caudal de aire exterior mínimo de ventilación con el fin de mantener una calidad aceptable del aire ambiente interior en los locales ocupados, y que el llevarlo a las condiciones ambientales de confort representa un porcentaje de energía muy importante respecto del total de la demanda térmica de climatización. Esta misma cantidad de aire es prácticamente la misma que hay que expulsar al exterior una vez tratado y el RITE, en el contexto de exigencia de eficiencia energética, contempla la obligatoriedad de la recuperación de calor de este aire de extracción a partir de 1800 m³/h.

En esta ponencia se pretende abordar el análisis de la recuperación de calor del aire de extracción mediante la utilización de diversos sistemas, y en especial, el de la utilización de circuitos frigoríficos que, aunque es poco utilizado actualmente, resulta ser un sistema muy eficiente en términos de energía, además de fácil y económico de instalar.

2. EXIGENCIAS REGLAMENTARIAS.

El Código Técnico de la Edificación que entró en vigor el pasado día 1 de Octubre 2006 dentro de las exigencias Básicas de Salubridad en su capítulo HS3 referente a la calidad del aire interior da unos valores de caudal mínimo de aire exterior de ventilación de aportación en locales a climatizar.

En los edificios de viviendas se establece que ésta será del tipo natural, mecánica o híbrida (natural y mecánica cuando la natural no se produzca por sí misma) , y que los caudales mínimos exigidos son de 5 litros por segundo (l/s) por ocupante para dormitorios, 3 l/s para salones y comedores, y para cocinas 2 l/s por metro cuadrado de superficie.

Para el resto de edificios se aplicará la norma *UNE-EN 13799 - Ventilación de edificios no residenciales*, que da los siguientes valores de caudal mínimo de aire exterior de ventilación para conseguir la calidad de aire interior en cada una de las cuatro categorías definidas:

2.1. Categorías calidad del aire interior (IDA).

IDA 1. (óptima calidad). Hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.

IDA 2. (buena calidad). Oficinas, residencias, museos, aulas... y piscinas.

IDA 3. (calidad media). Edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones hoteles, restaurantes, cafeterías, locales para deporte y salas de ordenadores.

IDA 4. (calidad baja).

2.2. Caudal mínimo de aire exterior de ventilación.

De los cinco métodos de cálculo de la citada norma utilizaremos, por simplicidad y por ser el más general, el método indirecto de caudal de aire exterior por persona:

categoría	l/s por persona	m ³ /h por persona
IDA 1	20	72
IDA 2	12,5	45
IDA 3	8	28.8
IDA 4	5	18

Como ejemplo a desarrollar se estudiará un local de calidad de aire media (IDA 3) tomándose el valor de 28,8 m³/h.

Por otra parte, y teniendo en cuenta el gasto energético que supone la exigencia de salubridad anterior, se facilita la siguiente tabla que pone de manifiesto la potencia térmica necesaria para llevar el caudal mínimo de ventilación por persona a las condiciones ambientales interiores de invierno (22 °C y 50% de HR) y de verano (24 °C y 50% de HR) en tres ciudades diferentes.

CATEG.	Tipo de Edificio	dm ³ /s por persona	Potencia Térmica Necesaria (kcal/kg) por persona					
			Invierno			Verano		
			Madrid	Valencia	Burgos	Madrid	Valencia	Burgos
IDA 1	Hospitales, Clínicas, laboratorios y Guarderías	20	547	457	581	-368	-561	-205
IDA 2	Oficinas, Residenciales, Museos, Aulas de enseñanza, Piscinas ...	12.5	342	286	363	-230	-351	-128
IDA 3	Edificios Comerciales, Cines, Teatros, Salones de Actos, Habitaciones de Hotel, Restaurantes ...	8	219	183	232	-147	-224	-82
IDA 4	Aire de baja calidad	5	137	114	145	-92	-140	-51

Como puede apreciarse hay una gran diferencia en función de la calidad de aire interior requerida y de la climatología de la ciudad, pero en cualquier caso son cantidades muy importantes. Por esta razón el Reglamento de Instalaciones Térmicas (RITE) al que hace referencia el CTE en su apartado de Exigencias Básicas de ahorro de Energía, y en concreto en la HE2 de rendimiento de las Instalaciones Térmicas, se regula la obligatoriedad de recuperación del aire de extracción que tenemos que expulsar al exterior una vez climatizado.

A continuación se resume lo prescrito en cuanto a recuperación del aire de extracción en el RITE actual y en el borrador del nuevo que está próximo a su aprobación y publicación.

ACTUAL

- Obligatorio a partir de 3 m³/s (10.800 m³/h)
- Obligatorio a partir de 1000 horas de funcionamiento al año
- Eficiencia mínima del 45 %

NUEVO

- Obligatorio a partir de 0,5 m³/s (1.800 m³/h)
- No hay un mínimo de horas de funcionamiento para ser obligatorio
- La eficiencia crece proporcionalmente con las horas de funcionamiento.

Hora 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
2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000 ... 4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000 ... 6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

3. CONCEPTOS, DEFINICIONES Y SISTEMAS DE RECUPERACIÓN.

La Eficiencia de un recuperador de calor es la relación entre la energía que se recupera y la máxima que se podría recuperar,

$$\varepsilon = \frac{\text{energía recuperada}}{\text{energía recuperable}}$$

de tal forma que la eficiencia siempre será menor que 1, si la expresamos en tanto por uno, o menor que cien si la expresamos en tanto por ciento. Parece claro que cuando haya que seleccionar un recuperador independientemente de cumplir las prescripciones del RITE de la tabla anterior, habrá que tener en cuenta la cantidad de energía ahorrada y el coste de la recuperación, en definitiva la selección tiene que ser de carácter técnico-económica, ya que a mayor eficiencia tendremos un mayor tamaño del recuperador, o una mayor pérdida de carga que se traduce en un mayor consumo de los ventiladores de extracción y de aire nuevo.

Para sistemas de recuperación indirecta o activa ,como por ejemplo la utilización de un circuito frigorífico, podríamos definir la eficiencia del sistema de recuperación (ε_r) como la relación de la energía obtenida y la energía empleada o absorbida por el compresor,

$$\varepsilon_r = \frac{\text{efecto energético obtenido}}{\text{energía empleada}}$$

En este caso el valor puede ser mayor de la unidad pues estamos hablando en definitiva de los coeficientes de eficiencia energética para equipos de frío (EER) y de bombas de calor (COP).

En cuanto a sistemas o actuaciones para la “Reducción del Consumo Energético en Edificios”, en el Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación (DTIE nº 8.01) se hace un resumen muy completo de todos los campos en los que se puede y debe actuar. Algunos ya están contemplados en el CTE, pero vemos que uno de ellos es el objeto de este estudio, el de Recuperación del calor del aire de extracción.



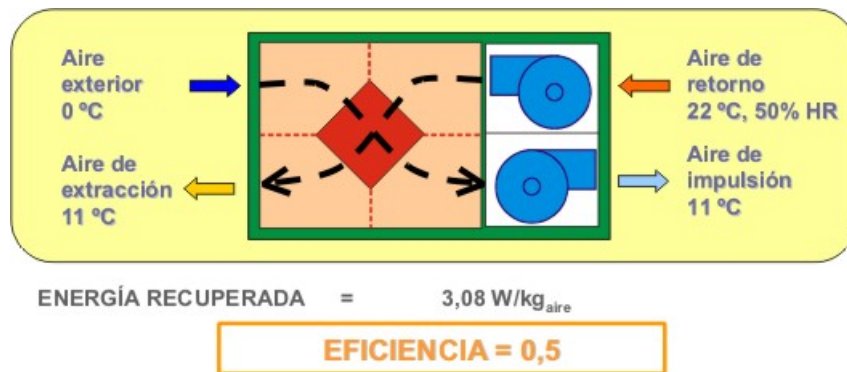
Cabe destacar que las ventajas que ofrece la recuperación del aire de extracción son:

- Es una fuente de calor excelente por los niveles térmicos (entre 22 y 25 °C).
- Las temperaturas de trabajo son constantes.
- La calidad del fluido es buena (aire procedente de local climatizado).
- Es fácilmente disponible o accesible en el caso de instalaciones centralizadas de climatización.

4. COMPARACIÓN ENTRE SISTEMA DE RECUPERACIÓN

A continuación se hace una comparación entre un sistema de recuperación directa por medio de un recuperador de calor de placas y otro de recuperación indirecta o activa a través de un circuito frigorífico reversible tipo bomba de calor.

En el primer caso tenemos que si suponemos una eficiencia de 0,5 del recuperador de placas

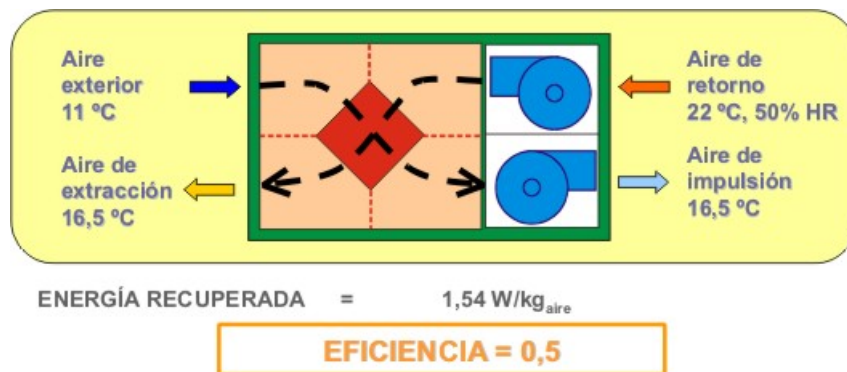


la energía que aprovechamos del aire de extracción cuando el aire exterior está a 0 °C, es:

$$\epsilon_r = 0,28 \text{ W}/(\text{°C} \cdot \text{kg}) \times 11 \text{ °C} = 3,08 \text{ W/kg de aire expulsado}$$

que evidentemente es la misma cantidad de calor que transferimos al aire nuevo de ventilación precalentándolo desde los 0 °C hasta los 11 °C.

Si el aire exterior, en lugar de a 0 °C, se encuentra a 11 °C

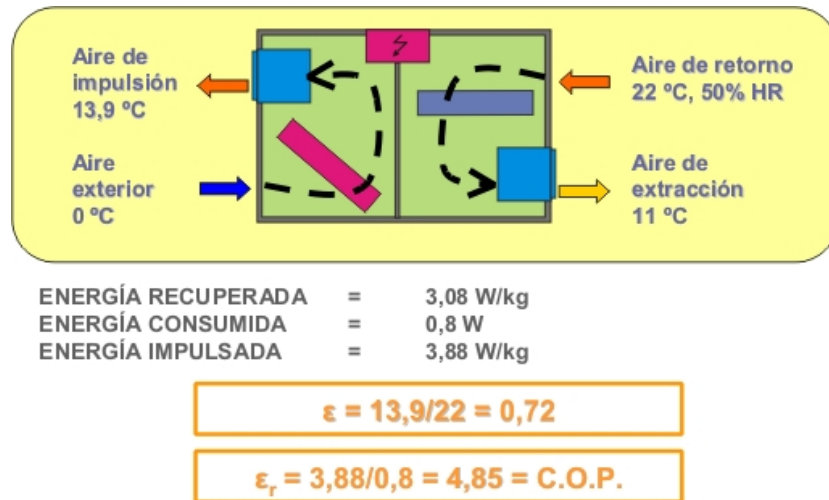


el mismo recuperador aprovecha sólo:

$$\epsilon_r = 0,28 \text{ W}/(\text{°C} \cdot \text{kg}) \times 5,5 \text{ °C} = 1,54 \text{ W/kg de aire expulsado}$$

que es la mitad de la energía recuperada anteriormente con el aire a 0 °C. Por tanto se llega a la conclusión que la cantidad de calor recuperada depende en gran medida de la diferencia de temperaturas entre primario (extracción) y secundario (aire nuevo).

Por el contrario si planteamos el mismo caso con un sistema de recuperación activa mediante circuito frigorífico

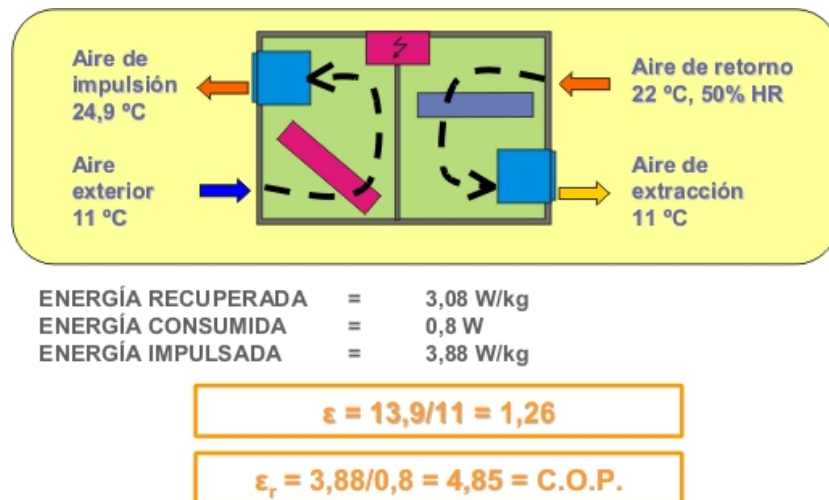


La energía recuperada es la misma

$$\epsilon_r = 0,28 \text{ W}/(\text{°C} \cdot \text{kg}) \times 11 \text{ °C} = 3.08 \text{ W/kg de aire expulsado}$$

pero el calor que hemos utilizado para precalentar el aire nuevo es de 3,88 W/kg de aire porque a lo recuperado hay que sumarle la potencia de 0,8 W absorbida por el compresor del circuito frigorífico, lo que se traduce en una temperatura de salida del aire de 13,9 °C.

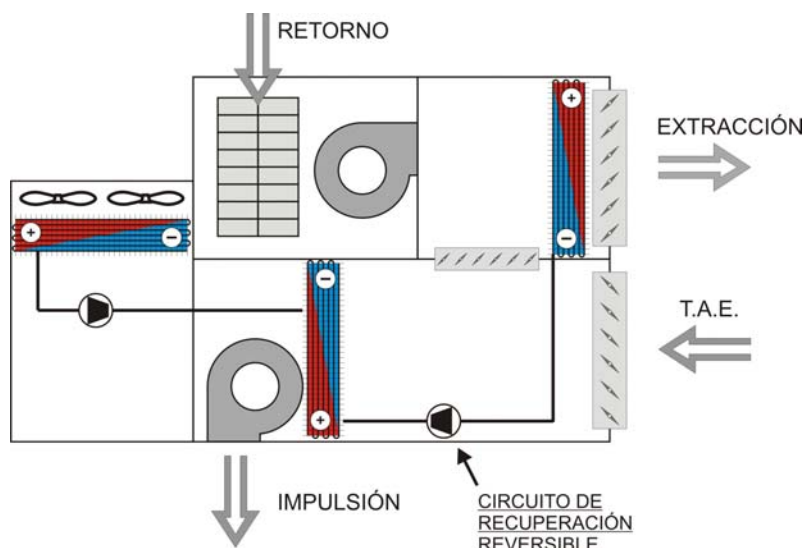
Si nos vamos a la situación de 11 °C del aire exterior



Se observa que es la misma cantidad de energía la que se recupera y que la eficiencia es 1,26, manteniéndose el COP ya que no ha variado la temperatura del aire que se está extrayendo. La conclusión es que este sistema mantiene la recuperación prácticamente constante no dependiendo de las condiciones exteriores.

5. INTEGRACIÓN DE UN CIRCUITO FRIGORÍFICO DE RECUPERACIÓN DEL AIRE DE EXTRACCIÓN EN UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE.

Una de las soluciones lógicas del uso de un circuito frigorífico para recuperación es su integración dentro del equipo autónomo que esta climatizando el edificio.



La batería de recuperación, que puede ser indistintamente evaporadora en la temporada de calefacción y condensadora en la temporada de refrigeración, se coloca en la salida del aire expulsado, y la batería a la que transferimos la energía se instala junto a la batería interior del equipo autónomo pudiendo trabajar ambas en paralelo o serie según de la aplicación que se trate.

De esta forma, en el circuito frigorífico de recuperación obtenemos una eficiencia elevada, tanto en invierno como en verano, que está en el entorno de 5.

De otra parte en los circuitos base del equipo autónomo mejoramos también la eficiencia, ya que el aire exterior favorece las condiciones de condensación en invierno y las de evaporación en verano aumentando el COP y EER respectivamente.

MEJORA DE LA EFICIENCIA

	FRIO	CALOR
al 20% de carga	86	57
al 60% de carga	24	20
a plena carga	10	8

Esta mejora global de la eficiencia en el ciclo de frío se puede cifrar a carga total (100% de capacidad) del orden del 10% en frío mientras a carga parcial es de 24% al 60% de la capacidad y del 86% con una carga parcial del 20%. En

calor también aumentan ostensiblemente los COP aunque en menor medida que en frío.

6. EJEMPLO PRÁCTICO

Tomemos como ejemplo práctico un edificio o local climatizar aislado de otras construcciones en Madrid, con una calidad de aire IDA 3, de una sola planta de 600 m² de superficie, 60 m² de carpintería metálica acristalada cumpliendo con lo prescrito en la Exigencia Básica HE2 sobre limitación de la demanda térmica del CTE, y supongamos un nivel de ocupación media alta de 200 personas (5760 m³/h de aire de ventilación)

Con las condiciones exteriores para invierno y verano, de temperatura seca y temperatura húmeda

Aire exterior		Ventilación psicrometrico	Carga Total	Potencia por superficie
Ts (°C)	Th (°C)	W	W	W/m ²
-4,0	-4,0	43.718	96.511	161
-2,0	-2,4	40.043	88.006	147
0,0	-0,4	36.406	79.538	133
2,0	1,3	32.835	71.137	119
4,0	3,1	29.313	62.784	105
6,0	5,0	25.841	54.482	91
8,0	6,6	22.431	46.241	77
10,0	8,4	19.067	38.047	63
12,0	9,8	15.765	29.915	50
14,0	11,2	12.513	21.833	36
16,0	12,7	9.309	13.798	23
18,0	14,0	6.157	3.816	6
20,0	14,9	-9.184	15.245	25
22,0	16,1	-3.234	43.496	73
24,0	17,1	1.630	64.121	107
26,0	18,1	6.634	71.610	119
28,0	18,9	10.638	78.228	130
30,0	19,6	14.150	84.607	141
32,0	20,6	19.521	92.716	155
34,0	21,1	21.986	98.316	164
36,0	21,8	25.721	104.520	174
38,0	22,0	27.633	109.094	182
40,0	23,3	32.874	117.049	195

y condiciones interiores de 24 °C y 50% de humedad relativa para verano, y de 22 °C y 50% de humedad relativa para invierno tenemos los resultados de la tabla anterior.

Como puede observarse tenemos necesidades de calefactar hasta que la temperatura exterior del aire sea algo superior a 18 °C. Hay que decir que en el cálculo se ha tenido en cuenta la aportación de calor de las personas ya que se ha considerado que el gasto en ventilación sólo es necesario cuando el local está ocupado por lo que se está produciendo el aporte de calor latente y sensible de las personas. En este sentido, hay que hacer notar que hasta una temperatura de 12 °C es mayor la carga de ventilación que el aporte de las

personas, y que a partir de esta temperatura el efecto del aporte calorífico por ocupación disminuye la demanda térmica total en la temporada de calefacción. En el caso de refrigeración en verano la carga por ocupación se iguala a la de ventilación a los 34 °C y a partir de esta temperatura evidentemente es mayor la de ventilación.

6.1. DATOS DE POTENCIA

El equipo autónomo para cubrir la demanda, se elige lógicamente para las condiciones de proyecto, cuyas características nominales son:

EQUIPO MOD. IPF-420

	FRIO A CARGA TOTAL		
	CIRC. FRIGORIFIO	CIRC. RECUPERACION	TOTAL
POT. FRIGORÍFICA	99,0	24,8	123,8
POT. ABSORBIDA	35,4	4,8	40,2
EER	2,8	5,20	3,1

	CALOR A CARGA TOTAL		
	CIRC. FRIGORIFIO	CIRC. RECUPERACION	TOTAL
POT. CALORÍFICA	111,0	28,9	139,9
POT. ABSORBIDA	38,0	6,3	44,3
COP	2,9	4,6	3,2

Los datos de potencias (kW) en función de la temperatura seca exterior (T_s) son para calefacción:

COND. INTERIORES
Invierno 22 °C BS / 50% HR

	T_{ext}	Q_v	Q_t	P_r		P_2		P_3		P_d	Modo Funcion. Equipo
	T_s (°C)	kW	kW	kW	%	kW	%	kW	%	kW	
	CALEFACCIÓN	-4	43,7	96,5	29,5	100	31,3	100	31,3	100	92,0
-2		40,0	88,0	29,4	100	32,6	100	32,6	80	94,5	Rec. + 2 Etapas
0		36,4	79,5	29,3	100	34,2	100	34,2	47	97,7	Rec. + 2 Etapas
2		32,8	71,1	29,2	100	39,5	100	39,5	6	108,1	Rec. + 2 Etapas
4		29,3	62,8	29,0	100	45,6	74			74,6	Rec. + 1 Etapa
6		25,8	54,5	28,9	100	50,8	50			79,7	Rec. + 1 Etapa
8		22,4	46,2	28,8	100	55,3	32			84,1	Rec. + 1 Etapa
10		19,1	38,0	28,7	100	59,3	16			88,0	Rec. + 1 Etapa
12		15,8	29,9	28,6	100	62,6	2			91,2	Rec. + 1 Etapa
14		12,5	21,8	28,5	77					28,5	Recuperación
16		9,3	13,8	28,5	48					28,5	Recuperación
18		6,2	3,8	28,4	13					28,4	Recuperación

Q_v = demanda de ventilación para los 5760 m³/h

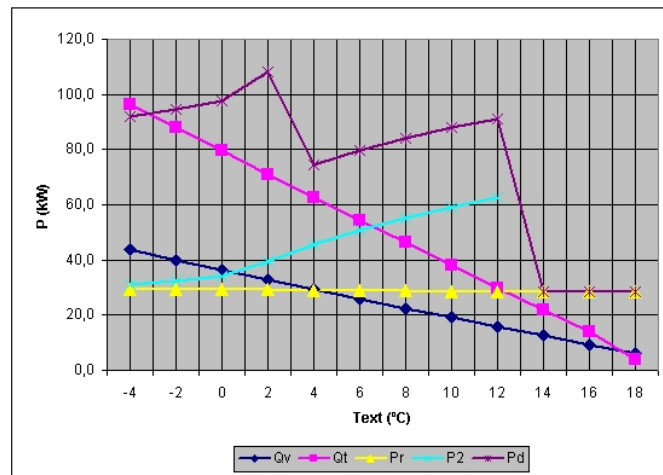
Q_t = demanda térmica total

P_r = Potencia del circuito de recuperación que hace de primera etapa

P_2 = Potencia de la 2ª etapa que es un circuito base del equipo.

P_3 = Potencia de la 3ª etapa que es un circuito base del equipo.

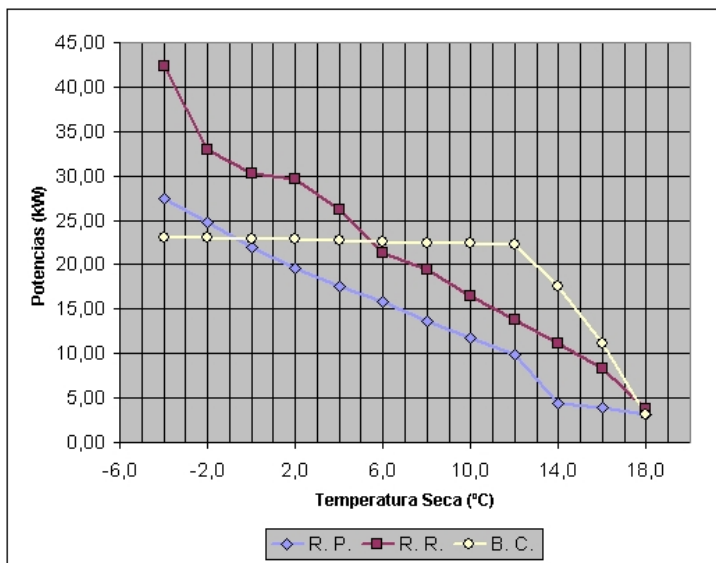
P_d = Potencia total disponible del equipo según el modo de funcionamiento.



Como más significativo cabe destacar que en el ciclo de calor el circuito de recuperación está trabajando al 100% de capacidad con un altísimo COP de 5,2, como hemos visto anteriormente, hasta una temperatura exterior alrededor de los 12 °C y que a partir de esta temperatura ya no se requiere el aporte de potencia térmica de los circuitos bases del equipo, traduciéndose en que la eficiencia global ha mejorado un 57%.

Si como sistema de recuperación empleáramos, para el mismo caudal de extracción de 5760 m³/h, recuperadores de calor directos: uno de placas (R.P.) con una eficiencia de 61%, y otro rotativo (R.R.) con una eficiencia del 71% , las potencias de recuperación comparadas con las obtenidas por el sistema de circuito frigorífico bomba de calor (B.C.) son:

Temperatura Seca (°C)	Temperatura Húmeda (°C)	Recuperador Placas (R.P.)	Recuperador Rotativo (R.R.)	Bomba de Calor (B.C.)
-4,0	-4,0	27,40	42,40	23,1
-2,0	-2,4	24,70	33,00	23,0
0,0	-0,4	21,90	30,30	22,9
2,0	1,3	19,60	29,70	22,8
4,0	3,1	17,60	26,20	22,7
6,0	5,0	15,90	21,30	22,6
8,0	5,0	13,70	19,40	22,5
10,0	8,4	11,80	16,50	22,4
12,0	9,8	9,80	13,80	22,3
14,0	11,2	4,40	11,20	17,6
16,0	12,7	3,90	8,30	11,1
18,0	14,0	3,10	3,82	3,1



COND. INTERIORES
22 °C 50%HR
Q= 5760 m ³ /h

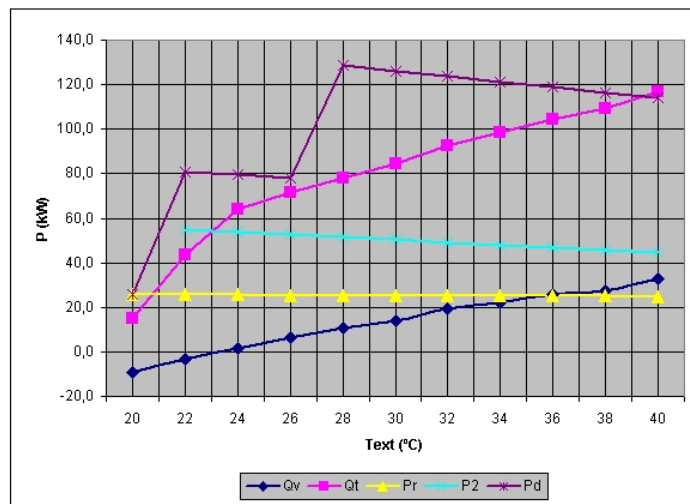
EFICIENCIA
R.P. 51%
R.R. 71%

Y como ya se dijo anteriormente la potencia de recuperación de la B.C. es prácticamente constante, mientras que en ambos recuperadores la potencia disminuye, como ya sabemos, al aumentar la temperatura exterior.

En la temporada de verano vemos que hasta los 24 °C el sistema de enfriamiento gratuito (free cooling) debe estar activo, para que además del caudal de ventilación que ya compensa parte de la carga térmica (9184 W a 20 °C), se pueda refrigerar en la máxima cuantía posible con el aire exterior.

COND. INTERIORES
Verano 24 °C BS / 50% HR

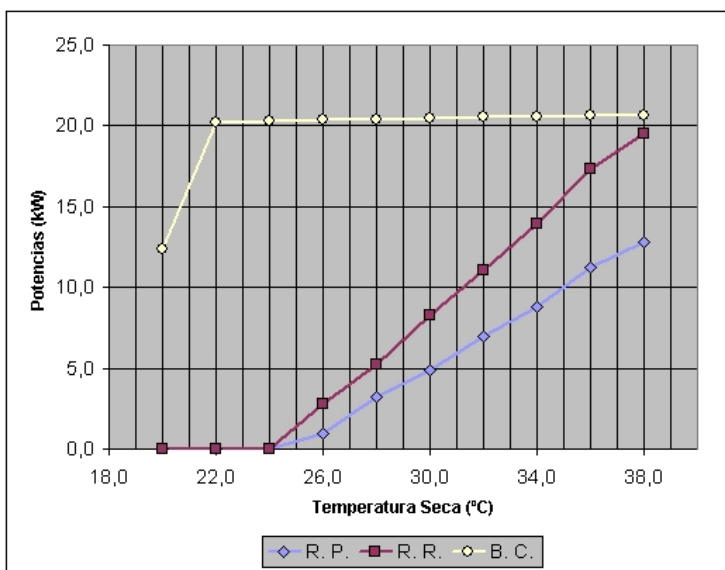
	T _{ext}	Q _v	Q _t	P _r		P ₂		P ₃		P _d	Modo Funcion. Equipo
	Ts (°C)	kW	kW	kW	%	kW	%	kW	%	kW	
REFRIGERACIÓN	20	-9,2	15,2	25,6	60					25,6	Rec. + FC
	22	-3,2	43,5	25,6	100	55,1	33			80,6	Rec. + FC+ 1 Etapa
	24	1,6	64,1	25,6	100	53,9	72			79,4	Rec. + 1 Etapa
	26	6,6	71,6	25,5	100	52,7	87			78,2	Rec. + 1 Etapa
	28	10,6	78,2	25,5	100	51,5	100	51,5	2	128,5	Rec. + 2 Etapas
	30	14,1	84,6	25,4	100	50,3	100	50,3	18	126,1	Rec. + 2 Etapas
	32	19,5	92,7	25,3	100	49,2	100	49,2	37	123,7	Rec. + 2 Etapas
	34	22,0	98,3	25,2	100	48,0	100	48,0	52	121,3	Rec. + 2 Etapas
	36	25,7	104,5	25,1	100	46,9	100	46,9	69	118,9	Rec. + 2 Etapas
	38	27,6	109,1	25,0	100	45,7	100	45,7	84	116,5	Rec. + 2 Etapas
	40	32,9	117,0	24,9	100	44,6	100	44,6	100	114,1	Rec. + 2 Etapas



En estas condiciones de free cooling activo el circuito de recuperación B.C. aporta el 60% de su capacidad a la temperatura de 20 °C y a partir de los 22 °C su aportación es del 100% de su capacidad

En cuanto a la comparativa de potencias instantáneas de los tres sistemas de recuperación tenemos los siguientes datos:

Temperatura Seca (°C)	Temperatura Húmeda (°C)	Recuperador Placas (R.P.)	Recuperador Rotativo (R.R.)	Bomba de Calor (B.C.)
20,0	14,9	0,0	0,0	12,4
22,0	16,1	0,0	0,0	20,2
24,0	17,1	0,0	0,0	20,3
26,0	18,1	1,0	2,8	20,3
28,0	18,9	3,2	5,2	20,4
30,0	19,6	4,9	8,3	20,5
32,0	20,3	7,0	11,1	20,5
34,0	21,1	8,8	13,9	20,6
36,0	21,8	11,2	17,3	20,6
38,0	22,0	12,8	19,5	20,6



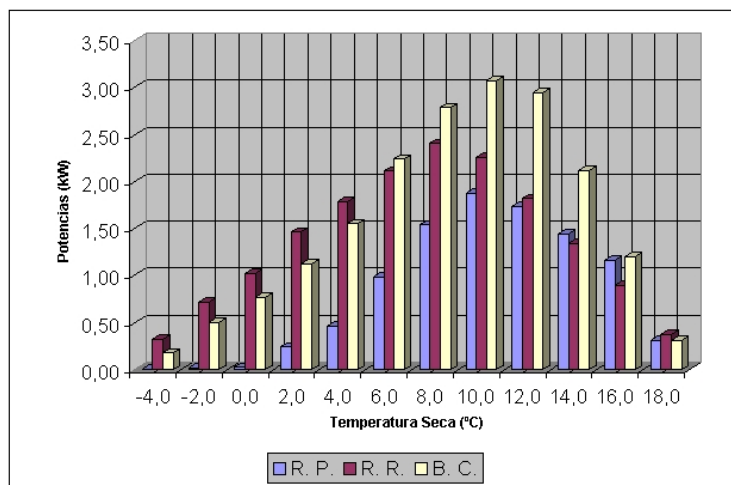
COND. INTERIORES
24 °C 50%HR
Q= 5760 m ³ /h
EFICIENCIA
R.P. 51%
R.R. 71%

Está claro que en el rango de temperaturas desde 18 a 24 °C ambos recuperadores tienen que dejarse inactivos, o dicho de otra forma, hay que realizar un by-pass al menos a una de las corrientes de aire pues cualquier intercambio, por pequeño que fuera, añade carga térmica al local en lugar de reducirla, ya que el aire de extracción al estar a mayor temperatura (24 °C) nos calentaría el aire nuevo de ventilación, y que este intervalo es precisamente donde está activo el free cooling. Es decir, recuperadores y free cooling son incompatibles mientras que circuito frigorífico de recuperación (B.C.) y free cooling son complementarios, teniendo prioridad este último. Vemos también que a partir de los 22 °C la capacidad del circuito B.C. es del 100% y que aumenta ligeramente al aumentar la temperatura exterior hasta dar una potencia frigorífica neta útil de 20,6 kW en la que ya ha descontado el consumo eléctrico del compresor para poder realizar la comparativa en las mismas condiciones de los recuperadores directos

6.2. DATOS DE ENERGÍA

Pasando los datos de potencia instantáneas, vistas en el apartado anterior, a términos de energía unitaria en base a la ponderación o integración teniendo en cuenta las frecuencias de tiempo en que se dan las temperaturas exteriores, que son en las que han definido las potencias instantáneas, nos encontramos con estos resultados para el ciclo de calor o invierno:

Temperatura Seca (°C)	Ponderación anual	Ponderación calefacción	Recuperador Placas (R.P.)	Recuperador Rotativo (R.R.)	Bomba de Calor (B.C.)		
-4,0	0,54	0,77	0,01	0,33	0,18		
-2,0	1,53	2,18	0,02	0,72	0,50		
0,0	2,37	3,37	0,03	1,02	0,77		
2,0	3,46	4,92	0,24	1,46	1,12		
4,0	4,80	6,83	0,47	1,79	1,55		
6,0	6,97	9,91	0,98	2,11	2,24		
8,0	8,72	12,40	1,54	2,41	2,79		
10,0	9,64	13,71	1,88	2,26	3,07		
12,0	9,27	13,18	1,74	1,82	2,94		
14,0	8,45	12,02	1,44	1,35	2,12		
16,0	7,58	10,78	1,16	0,89	1,20		
18,0	6,98	9,93	0,31	0,38	0,31		
TOTAL	70,31	100,00	9,81	16,53	18,80	+ 92%	+ 14%



COND. INTERIORES
22 °C 50%HR
Q= 5760 m³/h
EFICIENCIA
R.P. 51 %
R.R. 71%

Estos datos de frecuencias de temperaturas han sido tomados de la publicación de ATECYR referentes a Madrid en intervalos de 3 horas.

Los conceptos manejados de ponderación son:

Ponderación anual: es el tanto por ciento en que se dan las temperaturas hasta el límite superior del intervalo. Así en el primer intervalo y en la segunda columna se desprende que ha habido en un 0,54% del tiempo durante todo el año una temperatura inferior a -4°C .

El total del periodo de calor es del 70,31% del total del año.

Ponderación calefacción: es el tanto por ciento en que se dan las temperaturas hasta el límite superior del intervalo. Así en el primer intervalo y en la tercera columna se desprende que ha habido en un 0,77% del tiempo en todo el año una temperatura inferior a -4°C .

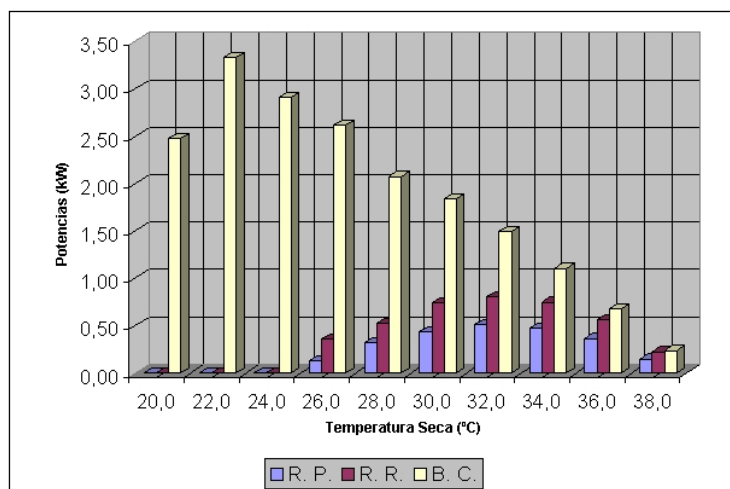
El total de toda la temporada es del 100%.

En las siguientes columnas están los datos de las potencias ponderadas (potencia instantánea por frecuencia) de los tres tipos de recuperación.

Al final del ciclo de calor tenemos que la potencia ponderada integrada media es para la B.C. de 18,8 kW que es un 92% más que la obtenida con un R.P. y un 14% más que para un R.R.

En el ciclo de frío o verano tenemos:

Temperatura Seca ($^{\circ}\text{C}$)	Ponderación	Ponderación refrigeración	Recuperador Placas (R.P.)	Recuperador Rotativo (R.R.)	Bomba de Calor (B.C.)		
20,0	5,94	20,06	0,00	0,00	2,48		
22,0	4,89	16,51	0,00	0,00	3,33		
24,0	4,26	14,39	0,00	0,00	2,92		
26,0	3,81	12,87	0,13	0,36	2,62		
28,0	3,01	10,17	0,33	0,53	2,08		
30,0	2,65	8,95	0,44	0,74	1,84		
32,0	2,15	7,26	0,51	0,81	1,49		
34,0	1,59	5,37	0,47	0,75	1,10		
36,0	0,97	3,28	0,37	0,57	0,68		
38,0	0,34	1,15	0,15	0,22	0,24		
TOTAL	29,61	100,00	2,39	3,97	18,77	+ 685%	+ 373%



COND. INTERIORES

24 $^{\circ}\text{C}$ 50%HR

Q= 5760 m^3/h

EFICIENCIA

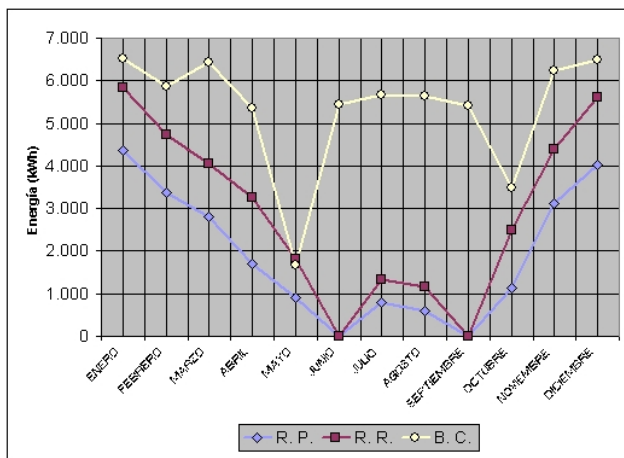
R.P. 51%

R.R. 71%

Al final del ciclo de frío los resultados son aún mucho más favorables que los obtenidos en calor ya que la potencia ponderada para la B.C. de 18,8 kW que es un 685% más que la obtenida con un R.P. y un 373% más que para un R.R.. Es decir la eficiencia global estacional recuperando con circuito frigorífico es bastante mayor que con los clásicos recuperadores de calor.

Siguiendo con el ejemplo, si ahora suponemos que el local tiene un horario de uso de 15h a 24h, las temperaturas medias a considerar a lo largo de todo el año, es decir calefacción más refrigeración, son las de la tabla siguiente:

Temperatura Media (°C)	MES	Recuperador Placas (R.P.)	Recuperador Rotativo (R.R.)	Bomba de Calor (B.C.)		
6,30	ENERO	4.352	5.846	6.508		
8,40	FEBRERO	3.364	4.733	5.858		
11,75	MARZO	2.818	4.039	6.437		
13,23	ABRIL	1.712	3.269	5.347		
17,25	MAYO	907	1.808	1.674		
22,95	JUNIO	0	0	5.430		
27,63	JULIO	782	1.338	5.658		
27,05	AGOSTO	586	1.162	5.650		
22,68	SEPTIEMBRE	0	0	5.427		
15,55	OCTUBRE	1.130	2.481	3.499		
10,15	NOVIEMBRE	3.124	4.405	6.242		
7,20	DICIEMBRE	4.018	5.605	6.497		
	TOTAL AÑO	22.793	34.687	64.227	+ 182%	+ 85%



COND. INT. INV.	COND. INT. VER.
22 °C 50%HR	24 °C 50%HR
Q= 5760 m ³ /h	Q= 5760 m ³ /h

EFICIENCIA	HORARIO
R.P. 51%	de 15 a 24 horas
R.R. 71%	9 horas de func.

En el gráfico se puede observar como la energía recuperada es mayor en todos los meses del año con el sistema B.C. que con los otros dos sistemas de recuperación R.P. y R.R., y en el cómputo anual, concretamente es un 182% y un 85% más en la B.C. que en el recuperador de placas (R.P.) y en el recuperador rotativo (R.R.) respectivamente.

Se hace notar que el descenso en la cantidad de energía recuperada en los meses Mayo y Octubre en la B.C. es debido a que la demanda es pequeña y menor que la que podría suministrar el sistema de recuperación.

7.RESUMEN Y CONCLUSIONES.

A modo de resumen se dan algunos valores generales en cuanto ahorro de energía y retorno del capital invertido (R.C.I.) para la implantación de los tres sistemas de recuperación del aire de extracción analizados en el ejemplo que se ha desarrollado

ENERGÍA AHORRADA TOTAL AÑO	kWh	22793	34687	64227
DISMINUCION EMISIONES CO₂	kg	4559	6937	12845
PRECIO PVP	€	3171	5595	2900
AHORRO MEDIO ANUAL EN CONSUMO ENERGÉTICO	€	912	1387	2569
R. C. I.	años	3,5	4,0	1,1

Como conclusión se puede sacar que el sistema de recuperación activo mediante circuito frigorífico integrado en equipo autónomo tipo Bomba de Calor es con mucho la opción más interesante desde todos los puntos de vista:

1. Mejora de los coeficientes de eficiencia energética EER en el ciclo de refrigeración y COP en el ciclo de calor lo que repercute en el ahorro de energía eléctrica consumida.
2. La eficiencia de sistema de recuperación de los circuitos frigoríficos que trabajan con aire de extracción tienen eficiencia alrededor de 5, lo que hace que los equipos mixtos en los que se trabaja conjuntamente con el aire de extracción y con el aire exterior se convierten en equipos de alta eficiencia "clasificación A".
3. El circuito de recuperación no ocupa ningún espacio adicional al estar integrado dentro del equipo autónomo.
4. La amortización o el retorno del capital invertido en este tipo de sistemas de recuperación se produce rápidamente, en un periodo de tiempo aproximado de un año, por lo que, independientemente de la obligatoriedad, su instalación es una de las inversiones más rentables que se puede hacer desde el punto de vista social de emisiones de CO₂, y desde el punto de vista de costes de explotación.

BIBLIOGRAFÍA

- CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN
Ministerio de Vivienda – 2006

- NORMA UNE-EN-13779 – Ventilación de edificios no residenciales
AENOR – 2005

- INFORME UNE-100014 – Climatización. Bases para el proyecto.
Condiciones exteriores de cálculo.
AENOR – 2004

- REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS EN LOS EDIFICIOS
(RITE) Ministerio de Fomento – Ministerio de Industria y Energía – 1998

- PROPUESTA DE RITE (vers. 31/07/2006)

- DOCUMENTOS TÉCNICOS DE INSTALACIONES EN LA EDIFICACIÓN
DTIE - Nº 8.01 – Recuperación de energía en sistemas de climatización
ATECYR – 1996

- Publicación de ATECYR Centro de temperaturas trihorarias de Madrid